

Металлокерамические тормозные накладки с пониженным уровнем шума

Компании Knorr-Bremse — поставщику тормозных систем удалось заметно снизить уровень шума, создаваемого металлокерамическими тормозными накладками типов ISOBAR и FLEXPAD. Ниже рассмотрены выполненные с этой целью эксперименты и приведены полученные результаты.

Металлокерамические тормозные накладки применяют, главным образом, при больших мощностях торможения, например в высокоскоростных поездах дальнего следования и скорых пригородных моторвагонных поездах. По сравнению с накладками на органической основе они обладают повышенной термостойкостью.

В паре с тормозными дисками из улучшенной стали металлокерамические накладки (особенно типов ISOBAR и FLEXPAD) обеспечивают высокоэффективное и оптимальное по издержкам торможение. Фрикционные элементы этих накладок с жестким или упругим опиранием образуют оптимальное пятно контакта, при котором на тормозном диске не появляются перегретые зоны (Hot Spots).

К сожалению, выпускаемые в настоящее время металлокерамические накладки имеют побочный эффект: они в большей или меньшей степени создают неприятный высокочастотный шум (визг), особенно при торможении с низких скоростей, с которыми поезда приближаются к остановочным пунктам. По этой причине внедрение таких накладок на пригородном подвижном составе идет медленно, хотя и здесь проявляются их преимущества (меньшая масса и отсутствие неприятного запаха в процессе торможения). Снижение шума при торможении

для изготовителей и поставщиков металлокерамических накладок является важной проблемой.

Борьба с транспортным шумом предусмотрена также действующей научно-исследовательской программой Mobilität und Verkehr Федерального правительства Германии, в которой установлено необходимое снижение уровня шума: 10 дБ (А) для автомобильного транспорта, 15 дБ (А) для железнодорожного и 12 дБ (А) для авиационного. Центр авиации и космонавтики Германии в 2000 г. создал научно-исследовательский союз Leiser Verkehr, чтобы придать новый импульс работам по снижению транспортного шума. В рамках этой научно-исследовательской деятельности компания Knorr-Bremse выполнила поддерживаемый Федеральным министерством образования и науки проект высокоэффективного дискового тормоза с пониженным уровнем высокочастотного шума. Цель проекта — получение фундаментальных знаний о механизме генерирования шума металлокерамическими тормозными накладками и разработка на их основе мероприятий по снижению уровня шума.

Визг при торможении

Любой шум представляет собой смесь звуковых составляющих с различными частотами и амплиту-

дами, возникающих аperiodически и негармонично. Визгом считаются шумы, у которых основная часть составляющих имеет частоты выше 400 Гц. Звуковые составляющие более низкой частоты воспринимаются как грохот, гул или приглушенный рокот.

Если возникновение низкочастотных колебаний при действии фрикционных тормозов зависит, главным образом, от конструкции приводного устройства, высокочастотный визг в значительной степени определяется характеристикой пары трения.

В литературе наиболее часто называют следующие факторы, влияющие на характеристику высокочастотного шума в паре трения:

- эффект прерывистого торможения, обусловленный разностью между коэффициентами трения при наличии сцепления и при проскальзывании;
- негативное демпфирование (отрицательный наклон кривой, характеризующей зависимость коэффициента трения от скорости);
- коэффициент трения;
- скорость проскальзывания;
- модуль упругости фрикционных материалов;
- собственное демпфирование фрикционных материалов;
- рецептура материала накладки;
- условия окружающей среды;
- условия эксплуатации.

В большинстве литературных источников представлены лишь экспериментальные результаты, а их теоретические основы остаются невыясненными. Лишь в некоторых теоретически исследованы причи-

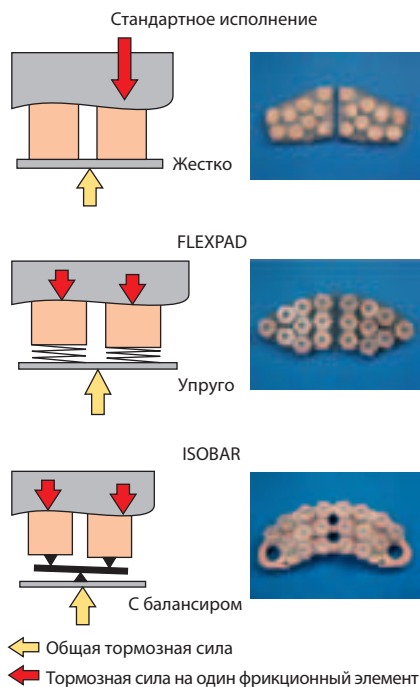


Рис. 1. Накладки различных типов и силы, действующие на их фрикционные элементы

ны транспортных шумов и показано, что при возникновении неустойчивости они имеют физическую, геометрическую или динамическую природу. В одной из работ с помощью эквивалентной системы балка – диск приведен подход к решению, основанный на модели контакта и классифицированных механизмах неустойчивости. На базе этого подхода предложены конструкторские решения для устранения шума.

Визг дисковых тормозов с металлокерамическими тормозными накладками

В настоящее время на рынке имеются тормозные накладки различной конструкции с металлокерамическими фрикционными элементами, которые жестко или с той или иной степенью упругости закреплены на держателе. Однако все они в определенных условиях при торможении создают высокочастотный шум.

Далее рассматриваются, главным образом, высокоэффективные металлокерамические тормозные накладки ISOBAR и ELEXPAD компании Knorr-Bremse. Накладки первого типа, выполненные с балансиром (рис. 1), обеспечивают лучшую форму пятна контакта, механическое выравнивание нагрузки и эффективность работы при температуре 800 °C и выше. Элементы накладок второго типа имеют упругое опирание, вследствие чего температура, при которой они могут работать, ограничена значением 600 °C. Преимуществом такой накладки является совместимость с держателем, используемым МСЖД, в то время как для накладок ISOBAR требуются специальные держатели.

Поскольку было непонятно, откуда исходит высокочастотный шум (от накладок или тормозного диска, как у легковых автомобилей), перед началом испытаний провели обширные измерения шума при тор-

можении на испытательном стенде с инерционной массой, изготовленном компанией Knorr-Bremse. Измерения выполняли синхронно с помощью отдельных микрофонов, акустической голографии и датчиков корпусного шума. Было установлено, что излучение шума с основной частотой около 2300 Гц в большей части создается тормозными накладками, причем на всех их компонентах, участвующих в торможении, измерены одинаково высокие ускорения. Значительный прирост уровня визга к концу торможения, как и ожидалось, был связан с повышением коэффициента трения, который в этот момент был равен 0,4. На испытательном стенде было определено, как изменяется шум в процессе торможения со скорости 200 км/ч (рис. 2): сначала его уровень плавно снижается до момента, в который скорость становится равной 25 км/ч, затем существенно возрастает в результате возникновения визга. Это явление начинается примерно тогда, когда возрастающий коэффициент трения достигает значения 0,4.

Многочисленные предварительные испытания показали, что можно снизить шум при торможении, внося небольшие изменения в конструкцию компонентов тормоза (диска, тормозных клещей и накладок). Это позволяет достаточно просто переоснастить эксплуатируемый подвижной состав.

Мероприятия по снижению визга тормозных накладок

Среди многочисленных изменений, внесенных в металлокерамические тормозные накладки обоих типов, два оказались наиболее легко реализуемыми и обещающими успех, а именно:

- изменение рецептуры металлокерамической смеси (материала тормозной накладки);
- крепление демпфирующих элементов (шумопоглотителей) возможно ближе к фрикционным.

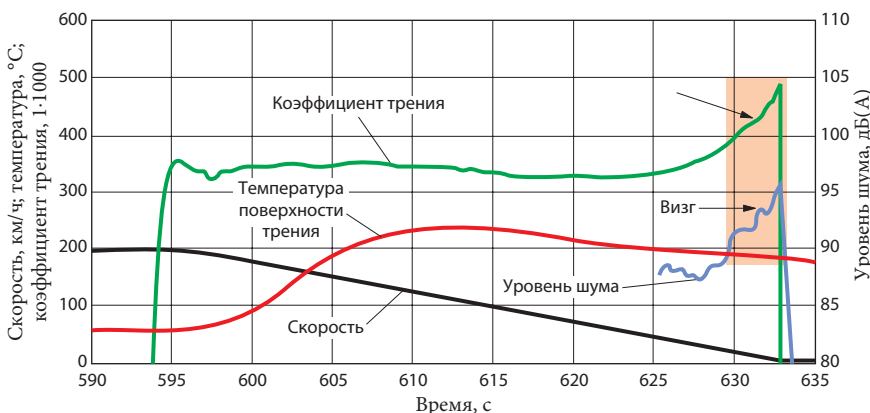


Рис. 2. Изменение параметров процесса остановочного торможения со скорости 200 км/ч

Для изменения рецептуры материала накладки в нужном направлении необходимо было каждую новую смесь исследовать в отношении снижения шума на модельном и большом испытательных стендах. В случае успеха требовалось провести испытания найденной смеси для оценки ее поведения при увлажнении, а также стабильности коэффициента трения. Вместе с изготовителями тормозных накладок были разработаны металлокерамические материалы, которые при прочих равных условиях имели заметно меньшую склонность к визгу по сравнению с традиционными.

Что касается требуемого расположения элементов демпфирования, то вначале оно представлялось проблематичным, так как обычно применяемые для этого эластомерные материалы не обладали достаточной теплоустойчивостью: например, силиконы рассчитаны на максимальную температуру 250 °С, в то время как при максимальной мощности торможения температура тормозных накладок достигает 800 °С. Успех был достигнут благодаря применению конструктивно оптимизированного металлического демпфирования.

Поскольку, как уже упоминалось, возникновение и интенсивность высокочастотного шума при торможении зависят от многочисленных факторов, для оценки склонности к визгу различных тормозных накладок целесообразно было установить стандартную программу испытаний, достаточно репрезентативную прежде всего для диапазона на низкой скорости движения.

Последовательность выполнения программы комплексных испытаний, состоящей из отдельных блоков, показана на рис. 3. Осуществлялось торможение до полной остановки со скорости 120 и 30 км/ч, причем варьировались прижимающая сила и направление вращения, регистрировалось изменение коэффициента трения.

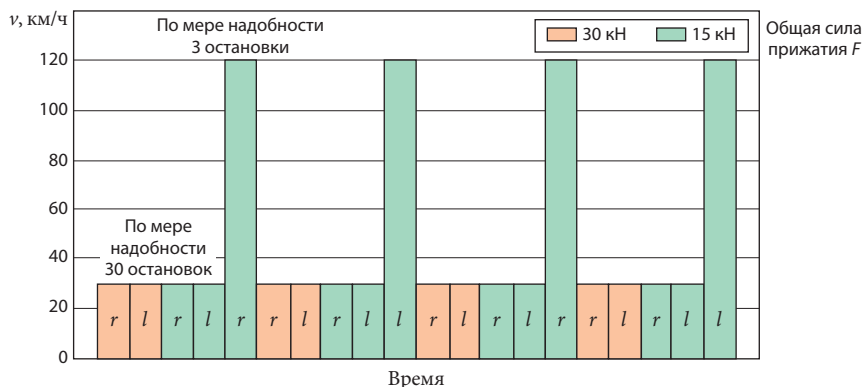


Рис. 3. Блоки экспериментальной программы испытаний, выполненных на стенде с инерционной массой:
r – правое вращение; l – левое вращение

Микрофон для регистрации уровня шума был расположен в измерительной камере стенда (рис. 4) на расстоянии около 0,6 м сбоку от тормозной накладки.

Из приведенных в качестве примера на рис. 5 кривых для накладки типа ISOBAR следует, что уровень шума L_p и коэффициент трения μ при торможении со скорости 30 км/ч к концу процесса торможения возрастают. При этом среднее значение $\mu = 0,39$, а при торможении со скорости 120 км/ч $\mu = 0,32$.

Кривые уровня шума имеют разброс, а значит, сравнивать на их основе различные тормозные накладки достаточно сложно. Чтобы по-



Рис. 4. Испытательный стенд и установленный на нем тормозной диск с накладкой типа ISOBAR

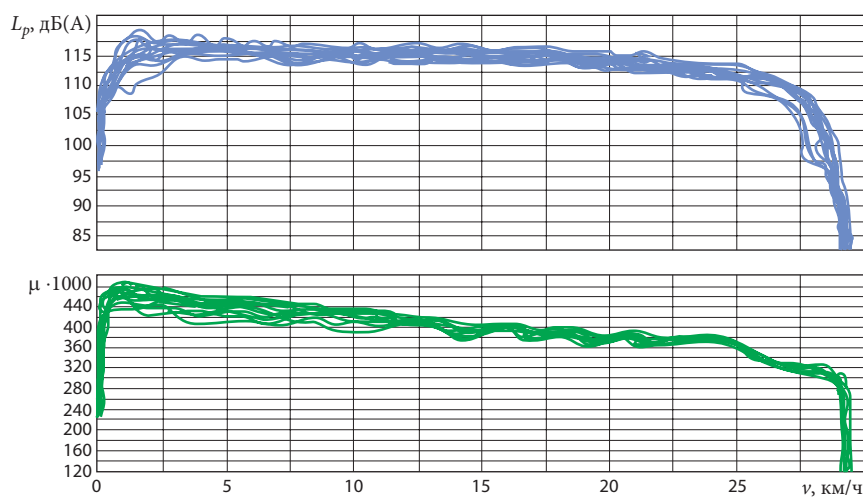


Рис. 5. Изменение уровня шума L_p и коэффициента трения μ накладок ISOBAR в процессе остановочного торможения со скорости 30 км/ч при силе прижатия 30 кН

Таблица 1

Исследованные варианты тормозных накладок типа ISOBAR

Исполнение	Металло-керамика	Балансир	Металлическое демпфирование	Прокладка из эластомера
Стандартное исполнение	A0	A	—	—
Вариант 1	A1		—	
Вариант 2		Да		
Вариант 3				
Вариант 4	B	Да		
Вариант 5	B1	A	—	
Поезд TGV	C	—	—	—

лучить объективные условия для сравнения, потребовалось определить статистическое значение уровня шума L_{pst} , действительное в диапазоне скорости от 25 км/ч до 0, которое в 80% случаев торможения превышает уровень создаваемого шума.

Сравнение по этому показателю, отдельно определенному для всех блоков программы испытаний, гарантирует надежную оценку отдельных тормозных накладок.

Результаты испытаний тормозных накладок типа ISOBAR

В табл. 1 приведены данные по исследованным вариантам металлокерамических тормозных накладок (в сочетании с диском из стального литья).

Были испытаны три фрикционные смеси и накладки в трех конструкторских исполнениях. В обозна-

чениях металлокерамических материалов буквы А, В и С относятся к поставщику материала, а стоящие за ними цифры — к вариантам смеси.

Измеренные уровни шума при всех вариантах накладок и вращающихся в левую сторону дисках, скорости 30 км/ч и общей силе прижатия колодок 30 или 15 кН приведены на рис. 6. Для сопоставимой оценки лучше использовать левое вращение, так как при этом суммируются силы в подшипниках стэнда и силы трения накладок, что исключает искажение результатов, вызванное колебаниями испытательного стэнда. При правом вращении силы трения действуют против сил в подшипниках, снижая их, вследствие чего возникают отдельные колебания стэнда (гудящий шум тормозных клещей).

Из рис. 7 следует, что только за счет изменения состава материала (изготовитель А) достигается сни-

жение уровня визга (вариант 1) примерно на 10 дБ (А). Применение металлического демпфирующего слоя (вариант 2) обеспечивает дальнейшее снижение высокочастотного шума на 8–10 дБ (А). Увеличение же в 2 раза силы прижатия F приводит к повышению на 3–4 дБ (А) уровня визга, создаваемого накладками в рассмотренных вариантах, что можно объяснить большей подводимой энергией трения.

Варианты 3 и 4 (соответственно с измененным балансиром и дополнительными демпфирующими элементами) не дали дальнейшего заметного снижения шума. По конструкции накладок вариант 5 аналогичен варианту 2, но в нем применен материал изготовителя В, обеспечивающий более низкий уровень шума. Тем не менее уровень шума в этом случае на 4 дБ (А) выше, чем у накладок из материала изготовителя А1 (вариант 2), также обеспечивающего низкий уровень шума.

Тормозная накладка изготовителя С в стандартном исполнении (фрикционные элементы жестко закреплены на опорной плите) имела максимальный уровень шума 115–120 дБ (А). Такие накладки применяются на французских высокоскоростных поездах TGV.

В ходе исследований было также рассмотрено развитие шума, создаваемого накладкой ISOBAR стандартного исполнения (рис. 8, а) и накладкой по варианту 2 (рис. 8, б), при левом и правом вращении. Для первой накладки уровень визга находится в интервале 113–119 дБ (А), для второй он составляет 85–109 дБ (А).

При левом вращении эти величины равны соответственно 113–118 и 85–100 дБ (А), их средние арифметические значения составляют 115 или 93 дБ (А). Следовательно, для совокупности процессов торможения при левом вращении разность уровней шума, создаваемого накладками стандартного исполнения и по варианту 2, составляет 22 дБ (А).

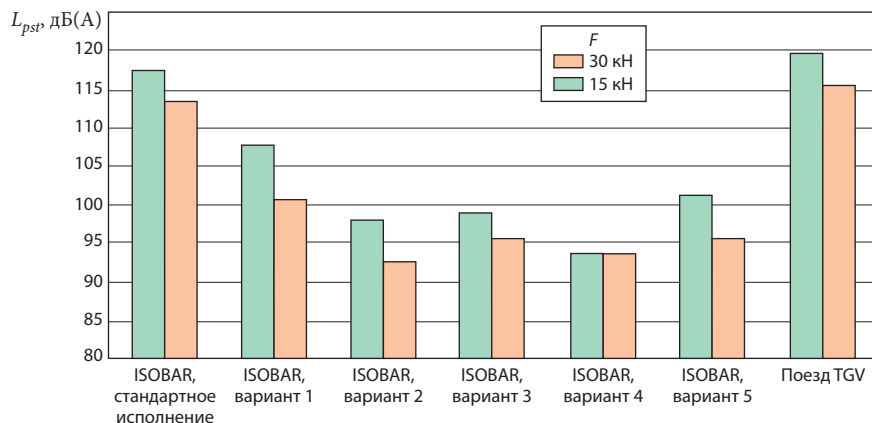


Рис. 6. Уровни шума различных вариантов накладок ISOBAR и накладки, применяемой на поезде TGV

Ранее при оценке накладок сопоставляли максимальные уровни шума, возникающего во время торможения, и определяли влияние на них фрикционного материала и конструкторского исполнения. Однако важна также доля времени визга в общей продолжительности торможения.

Для четырех вариантов накладок было проведено сравнение уровня шума по доле времени и частоте превышения им порогового значения шумовой нагрузки (см. рис. 7). Оказалось возможным установить, как высока процентная доля минимального уровня шума в общем времени торможения. Например, у накладок стандартного исполнения уровень ниже 110 дБ (А) наблюдается только в течение 50% времени торможения, а у накладок варианта 2 уровень шума ниже 90 дБ (А) сохраняется на протяжении 2/3 этого времени.

Коэффициент шумовой нагрузки наряду с уровнем шума учитывает также долю времени визга в процессе торможения. Чтобы определить этот коэффициент, необходимо сначала рассчитать площадь под соответствующей кривой на рис. 7: умножить значение уровня шума в децибелах на его долю времени в процентах. После этого, разделив полученную площадь на 100%, можно определить среднее значение статистического уровня шума L_{pst} в децибелах для общего времени торможения. Далее, используя известную зависимость,

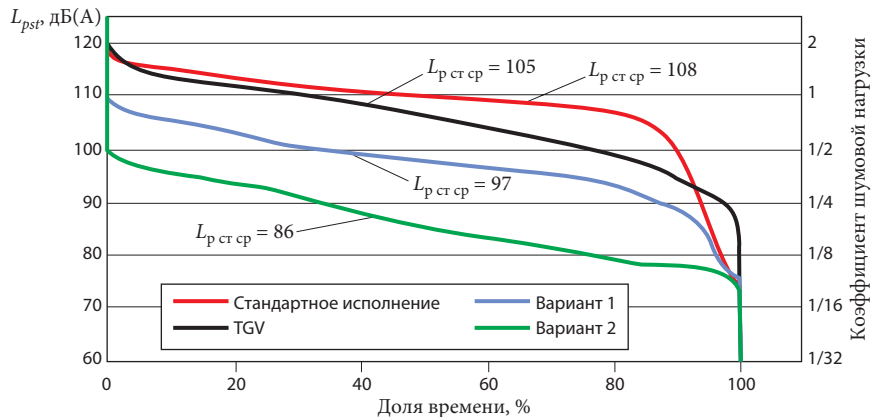


Рис. 7. Уровень шума накладок ISOBAR в функции доли времени его действия в процессе торможения со скорости 30 км/ч при силе прижатия колодок 30 и 15 кН и левом вращении

согласно которой снижение уровня шума на 10 дБ (А) означает снижение субъективно воспринимаемой громкости на 50%, на ось ординат, параллельную шкале уровня шума, можно нанести значения коэффициента шумовой нагрузки. При этом его значению 1 соответствует среднее значение величины L_{pst} равное 110 дБ (А), что близко к среднему значению уровня для накладок стандартного исполнения. Коэффициент шумовой нагрузки может быть больше или меньше 1 в зависимости от типа тормозной накладки.

В результате выполненных мероприятий получена высокоэффективная металлокерамическая тормозная накладка типа ISOBAR (вариант 2), у которой уровень шума на 20 дБ (А) меньше, чем у стандартной. Это позволило дать ей условное обозначение ISOBAR-S, где S обозначает Silent (бесшумная).

Результаты испытаний тормозных накладок типа FLEXPAD

В накладках типа FLEXPAD использованы те же фрикционные элементы, что и в ISOBAR, но применено упругое опирание. При их исследовании ограничивались рассмотрением вариаций фрикционного материала и демпфирующего слоя. Дополнительно были испытаны накладки варианта 2, взаимодействующие с тормозным диском из серого чугуна. Для сравнения также проведены испытания двух накладок поезда TGV с подпружиненными фрикционными элементами. Все исследованные варианты представлены в табл. 2.

В экспериментах, результаты которых приведены на рис. 9, торможение начиналось с исходной скорости 30 км/ч, сила прижатия колодок составляла 30 и 15 кН, вра-

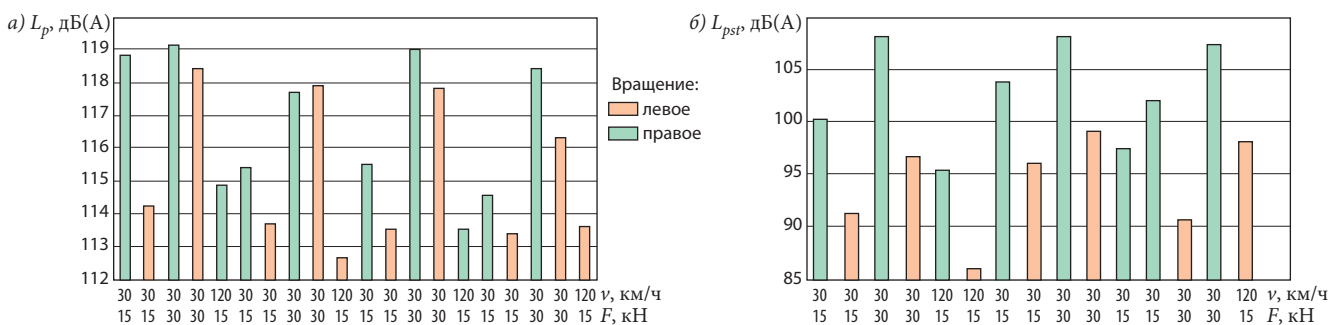


Рис. 8. Развитие шума от накладок ISOBAR стандартного исполнения (а) и по варианту 2 (б) при различных значениях скорости и силы прижатия колодок

Таблица 2

Исследованные варианты накладок типа FLEXPAD в сравнении с колодками поезда TGV с упругим опиранием

Исполнение	Металло-керамика	Демпфирующий слой	Тормозной диск	
			Стальное литье	Чугун
Стандартное	A0	Нет	×	—
Вариант 1	B1	Да	—	×
Вариант 2	B2			
TGV, вариант 2	B1	Нет	×	—
TGV, вариант 3	A0			

щение было левым. Испытания показали, что накладка FLEXPAD стандартного исполнения, изготовленная из металлокерамического материала A0, вела себя тише, чем упругая с поезда TGV (вариант 3) того же изготовителя и из того же материала. Разность уровней шума составила 6–7 дБ (А). У накладок TGV (вариант 2), обозначенной изготовителем как «бесшумная», измеренный уровень шума был значительно ниже, чем у накладок типа FLEXPAD стандартного исполнения.

Напротив, взаимодействующие со стальным или чугунным диском накладки из металлокерамического материала B1 или B2 с дополнительным демпфированием (варианты 1 и 2) работают заметно тише. По отношению к накладкам стандартного исполнения их уровень шума ниже на 17–20 дБ (А), т. е.

примерно такой же, как у накладок типа ISOBAR.

При оценке уровня шума учитывали долю его времени в общей продолжительности процесса торможения (рис. 10) для всех вариантов накладок. Сравнение средних значений для накладки стандартного исполнения и вариантов с демпфированием показало, что разность уровней шума составляла около 20 дБ (А). Хотя накладка TGV варианта 3 имела больший максимальный уровень шума, чем накладка типа FLEXPAD, его значения для этих накладок, рассчитанные с учетом долей времени, были примерно одинаковы. У накладок TGV с демпфированием (вариант 2) уровень шума меньше на 8 дБ (А).

Что касается кривых, относящихся к вариантам 1 и 2 накладки FLEXPAD, здесь можно видеть, что вариант 1 (диск из стального литья)

в течение 30% времени торможения излучает повышенный уровень шума, но в остальное время торможение осуществляется с меньшим уровнем шума, чем в варианте 2 с демпфированием (диск из чугуна, иной фрикционный материал).

Для заключительной оценки необходимо рассмотреть также коэффициент трения. Его средние значения для накладок FLEXPAD при скорости начала торможения 30 и 120 км/ч равны соответственно 0,42 и 0,37. Сравнение средних значений коэффициента трения при торможении с 30 и 120 км/ч для накладок типов FLEXPAD (рис. 11) и ISOBAR стандартного исполнения (см. рис. 5) показало, что достигнутое снижение уровня шума не сопровождалось уменьшением коэффициента трения: его значения для «малозумной» экспериментальной накладки даже выше на 10%. В связи с этим накладкам FLEXPAD с демпфированием также присвоено обозначение FLEXPAD-S.

Полученные результаты исследования представлены в обобщенном виде на рис. 12: уровень шума при высокоэффективных накладках типов ISOBAR и FLEXPAD с демпфированием и модифицированным металлокерамическим материалом примерно на 20 дБ (А) ниже, чем при их стандартном исполнении или чем у самой шумной металлокерамической тормозной накладки поезда TGV.

Оценка результатов

Программой Mobilität und Verkehr предусмотрено снижение шума от железнодорожного транспорта на 15 дБ (А). Совершенствование металлокерамических тормозных накладок позволило снизить уровень высокочастотного шума на 20 дБ (А), что можно считать полным успехом. Большое значение имеет и то, что это снижение достигнуто с помощью легко реализуемых мер, позволяющих применять модернизированные накладки не только в новых проектах, но

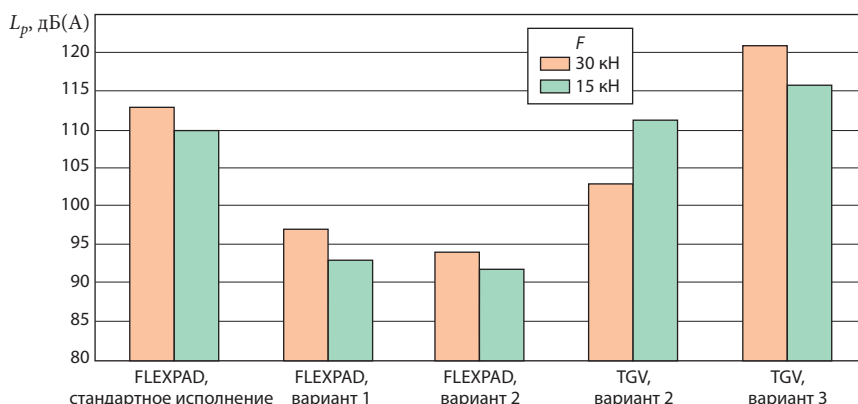


Рис. 9. Уровни шума от накладок типа FLEXPAD различных вариантов и накладок поезда TGV при торможении со скорости 30 км/ч (левое вращение)

и на действующем подвижном составе. Однако чтобы избежать недопустимого увеличения длины тормозного пути, еще предстоит установить, сохранились ли важные для торможения свойства накладок.

Целесообразно также проверить действенность реализованных мероприятий в условиях эксплуатационных испытаний и оценить запланированные на будущее предельные уровни шума, предусмотренные разделом «Шум» Европейской технической спецификации по совместимости систем (TSI).

Как уже отмечалось, накладки с пониженным уровнем шума целесообразно применять не только на высокоскоростных, но и в пригородных поездах. Их высокая теплостойкость позволяет снизить число комплектов дисковых тормозов на единицу подвижного состава, что приведет к уменьшению его массы и заметной экономии энергии при частом торможении. Важным фактором является и отсутствие неприятного запаха при торможении.

Так как пассажир на станции, помимо повторяющегося визга при торможении подвижного состава всех видов, испытывает и другие акустические нагрузки, например шум дизелей стоящих тепловозов, достигнутое снижение уровня шума на 20 дБ (А) является лишь частью общей задачи. Однако устранить визг при торможении особенно важно, так как его высокая частота субъективно воспринимается как особенно неприятная или даже болезненная.

На основании уже упоминавшейся полученной эмпирически зависимости, согласно которой снижение уровня шума на 10 дБ (А) соответствует снижению воспринимаемой громкости шума в 2 раза, можно констатировать, что субъективно воспринимаемая громкость шума при внедрении металлокерамических тормозных накладок типов ISOBAR и FLEXPAD может быть снижена на 75%.

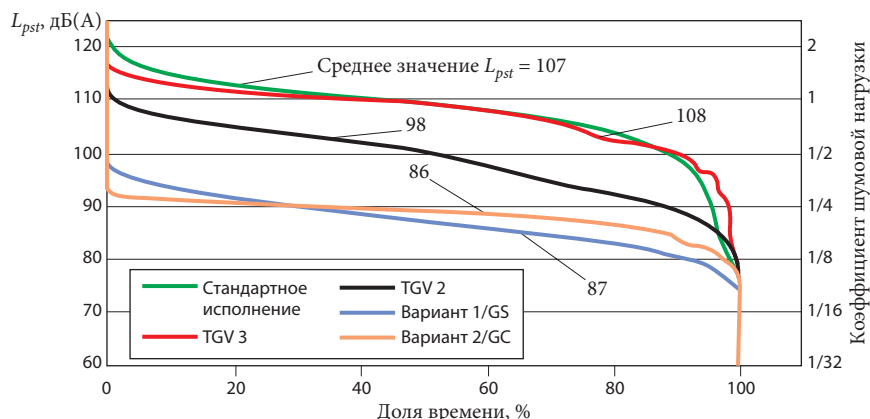


Рис. 10. Уровень шума от накладок типа FLEXPAD с учетом его доли времени в процессе торможения со скорости 30 км/ч при силе прижатия колодок 15 и 30 кН (левое вращение)

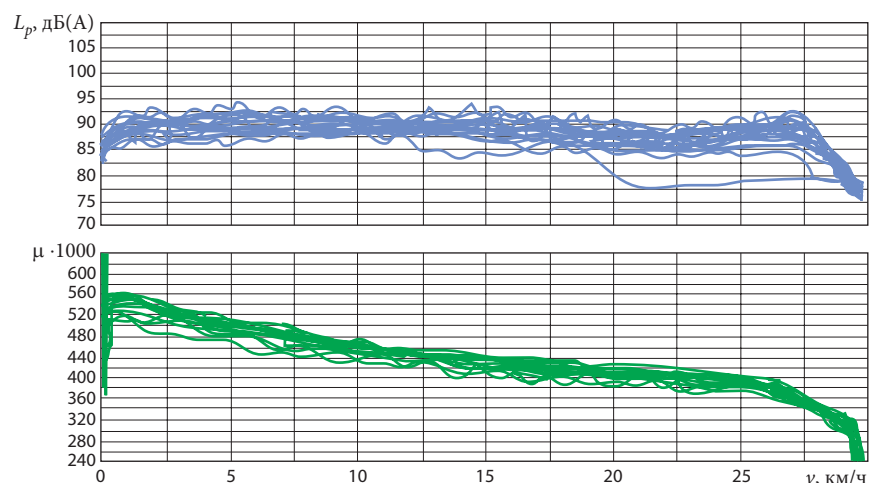


Рис. 11. Изменение уровня шума L_p и коэффициента трения μ накладки типа FLEXPAD (вариант 2) в процессе торможения со скорости 30 км/ч

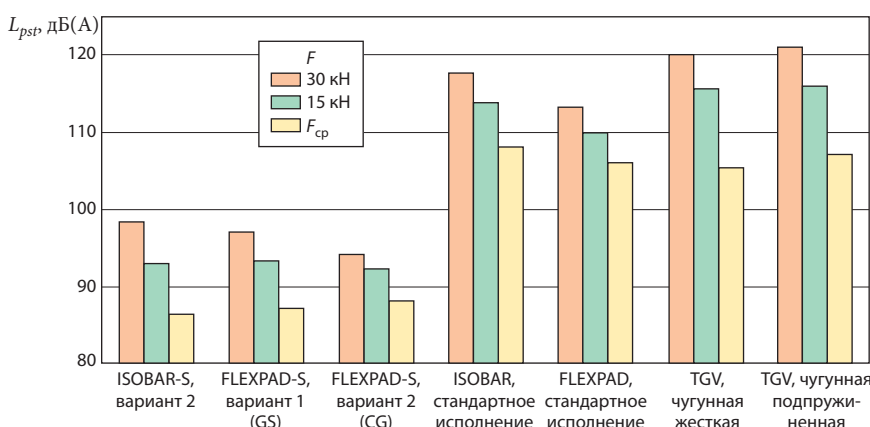


Рис. 12. Сравнение уровня шума всех испытывавшихся накладок

В будущем совершенствование материалов и поиск новых конструктивных решений несомненно позволят еще больше снизить уровень визга при торможении, а мо-

жет быть, и полностью его ликвидировать.

X. Wirth. Eisenbahntechnische Rundschau, 2007, S. 190–197.