

В. Л. ГОРОБЕЦ (ДИИТ)

О НАЗНАЧЕНИИ РЕЖИМОВ СТЕНДОВЫХ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ

Розглянуто методи відтворення в процесі проведення стендових вібраційних випробувань вібрацій, які сприймаються складними несучими конструкціями рухомого складу в процесі експлуатації.

Рассмотрены методы воспроизведения в процессе проведения стендовых вибрационных испытаний вибраций, воспринимаемых сложными несущими конструкциями подвижного состава.

The methods of reproduction during realization of vibrating tests of vibrations perceived by complex bearing designs of the rolling-stock cars in the letter are considered.

Ресурс несущих конструкций (НК) подвижного состава (ПС) является одной из его фундаментальных характеристик, которая определяет его безопасную длительную эксплуатацию.

Наиболее достоверные результаты оценки ресурса НК ПС получают путем проведения их натуральных стендовых вибрационных испытаний (СВИ).

В настоящее время в связи с большими техническими трудностями в организации СВИ сложных механических конструкций, таких как кузов вагона, с помощью этих испытаний, в основном, оценивается выносливость ответственных элементов конструкции ПС [1–14; 17]. Обычно это рамы тележек и их элементы, надрессорные балки, элементы тягового привода и оборудование. Что касается ресурсных испытаний кузовов вагонов, они в основном испытываются на ресурс при продольных соударениях [15–16].

При имитации вертикальных нагрузок на кузов ПС продольными ударами складывается не простая ситуация. Для кузовов грузовых вагонов такой вид нагружения типичен и определяет их выносливость в эксплуатации. Однако для некоторых сложных НК, к которым относится кузов пассажирского вагона, существенные продольные нагрузки вообще не характерны. Учитывая невозможность регулирования соотношений наработки, воспринимаемой различными элементами основных НК при ударах, использование подобных методов в ряде случаев не обосновано. Таким образом, вопросы организации и проведения СВИ НК на действие вертикальных нагрузок, являются актуальными.

Основной проблемой организации СВИ кузовов вагонов является назначение режимов их проведения. Это связано с тем, что при гармоническом возбуждении вертикальных колебаний разной частоты основные НК также нагру-

жаются относительно неодинаково и во многих случаях принцип их автоточности эксплуатационным нагрузкам не соблюдается.

В данной статье предлагается способ выбора частоты вертикального гармонического возмущения при проведении форсированных СВИ НК ПС [18], обеспечивающий режим их проведения, наиболее близкий к их эксплуатационной нагруженности.

Вибрационные комплексы для проведения ресурсных СВИ сложных НК являются сложными инженерными системами. На рис. 1. приведен общий вид вибрационного комплекса, разработанного специалистами ГKB «Южное» для проведения таких испытаний кузова пассажирского вагона.

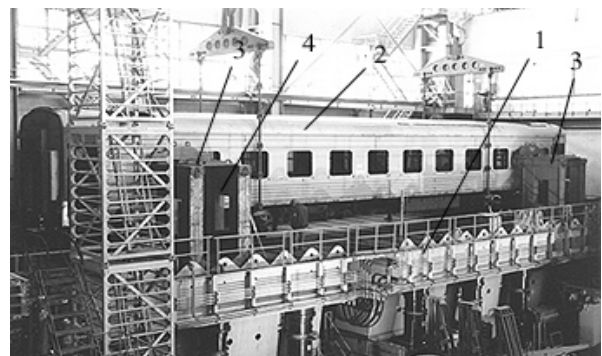


Рис. 1. Вибрационный комплекс для проведения испытаний кузова пассажирского вагона на вертикальную вибрацию

Вибрационный комплекс располагается на виброизолированной платформе 1, исключая влияние вибраций на окружающие сооружения и расположенные вблизи вибрационные стелды. На ней установлен кузов вагона открытого типа (плацкартного) 2 с имитатором веса пассажиров и оборудования внутри. Кузов вагона расположен на технологических тележках (на снимке не видны). Смонтированные на ос-

настке 3 (на снимке видны две из четырех стоек оснастки) пульсаторы 4 вибростенда передают гармоническую нагрузку на объект испытаний.

Методика назначения частоты гармонического нагружения кузова вагона состоит в следующем.

Пусть $S_i, i=1..k$ датчики, расположенные в характерных (наиболее нагруженных в эксплуатации) сечениях k основных НК кузова вагона. Напряжения, зарегистрированные при проведении динамических прочностных испытаний, будут обозначаться как $\sigma_{\Delta Si}, i=1..k$.

Удельные наработки $d_{\Delta Si}$, определяющие меру повреждения элементов НК в эксплуатации, подобно [17] определим путем суммирования по j разрядам (квантилям) распределения напряжений как

$$d_{\Delta Si} = \sum_j \sigma_{\Delta Sij}^m \lambda_i, \quad i=1..k. \quad (1)$$

Величины $\lambda_i = N_i/t$ представляют собой интенсивности колебаний НК, где N_i – общее количество циклов колебаний i – й НК, t – период времени, за которое они произошли, m – показатель степени кривой выносливости.

Введем функции отношений наработок элементов i -го и j -го НК в зависимости от частоты при проведении СВИ и соответствующие функции, построенные по величинам наработок этих НК в эксплуатации в виде

$$\left. \begin{aligned} N(f)_{ij} &= m \sqrt{\frac{d(f)_{Si}}{d(f)_{Sj}}}, \quad i=1..j-1, j+1..k; \\ N_{\Delta ij} &= m \sqrt{\frac{d_{\Delta Si}}{d_{\Delta Sj}}}, \quad i=1..j-1, j+1..k \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где f – частота гармонического нагружения при проведении СВИ.

Для эксплуатационного режима при проведении динамических прочностных испытаний получена величина $N_{\Delta} = 0,6$ для пары НК пассажирского вагона «шкворневая балка-хребтовая балка».

Учитывая гармонический характер нагружения НК при проведении стендовых испытаний и снятии амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), из уравнений (1) и (2) следует, что

$$N_{ij}(f) = \frac{\sigma(f)_{iSi}}{\sigma(f)_{iSj}}, \quad i=1..j-1, j+1..k. \quad (3)$$

В качестве критерия выбора возможных частот нагружения НК f_i при стендовых вибрационных испытаниях примем квадратичную целевую функцию (ЦФ) формы

$$C(f_i) = \sum_{i=1..k} \sum_{i=i..k} [N_{ij}(f_H) - N_{\Delta ij}]^2 \rightarrow \min. \quad (4)$$

Дополнительно можно потребовать, чтобы для выбранной частоты f_i максимизировалась наработка, получаемая НК за единицу времени проведения СВИ, то есть ввести вспомогательную (оценочную) функцию

$$D_i(f_i) = \sigma(f_i)_{Si} \cdot f_i \rightarrow \max. \quad (5)$$

С учетом (5) с целью ускорения и форсирования испытаний [18] при прочих равных условиях отдается предпочтение более высокой частоте.

При выполнении условий (4) с учетом (5) абсолютный минимум функции (4) достигается при выполнении следующих условий:

- минимизации ЦФ (4), что определяет нужное соотношение наработок основных НК конструкции при испытаниях и в эксплуатации;
- максимизации ЦФ (5) для обеспечения возможности наибольшего форсирования [18] колебаний НК по амплитуде и частоте нагружения.

Рабочая частота СВИ f_p может выбираться из соображений

$$f_p = \Pr \left\{ (f_l \uparrow C(f_l) \rightarrow 0 \dots D_j(f_l) \rightarrow \max) \right\} \quad (6)$$

$l=1..n$

где f_i – частота, соответствующая одному из n локальных минимумов функции C ; j – номер НК, по наработке которого форсируются по амплитуде нагружения СВИ.

Возможно также предложить обобщенные весовые функции W_{ij} следующей формы, с учетом приоритета элемента, для которого желательно получить наибольшее форсирование испытаний по амплитуде

$$\left. \begin{aligned} W_{ij}(f) &= \frac{N_{ij}(f)}{D_i(f)}; \\ W_{ij}(f) &= \frac{N_{ij}(f)}{D_j(f)}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Эксплуатационные распределения напряжений по их разрядам в характерных точках НК ПС определяются путем статистической обра-

ботки результатов динамических прочностных испытаний исследуемой конструкции.

Одним из предусмотренных Программой - методикой проведения испытаний этапом работ является определение АЧХ системы по каждому из задействованных каналов регистрации. На рис. 2. приведена схема расположения датчиков деформаций на раме кузова пассажирского вагона открытого типа в период проведения СВИ на базе Государственного конструкторского бюро «Южное» г. Днепропетровск. Вагон был должным образом подготовлен к проведению испытаний. Вес демонтированного оборудования был заменен закрепленными металлическими болванками, нагрузка на кузов вагона от веса пассажиров и внутренней облицовки имитировалась загрузкой вагона мешками с песком.

Результаты снятия АЧХ кузова вагона открытого типа приведены на рис. 3. В качестве выходных сигналов рассматривались показания датчиков деформаций, расположенных на шкворневых балках (точки 1, 1а, 7, 7а) и на хребтовой балке (точки 5, 5а).

Целевые функции C_{15} и C_{75} (составленные, соответственно для пар датчиков 1-5 и 7-5), показаны на рис. 4. Кроме естественного диапазона частот 1...2 Гц представляет интерес диапазон частоты гармонического нагружения 5...6 Гц, в котором стабильно выдерживается требуемое соотношение наработок выбранных НК.

Рис. 7 представляет вид обобщенных целевых функций для пар несущих элементов «хребтовая балка – шкворневая балка 1» и «хребтовая балка – шкворневая балка 2». Данные графиков указывают на то, что диапазон частот нагружения кузова вагона 5,5...6,0 Гц позволяет достичь требуемого соотношения наработок основных НК.

Данный диапазон частот интересен также тем, что вспомогательные ЦФ D_1 , D_7 и D_5 имеют там один из локальных максимумов (рис. 5, 6), соответствующих резонансу конструкции кузова вагона.

С учетом вышеизложенного, для проведения стендовых вибрационных испытаний рамы кузова вагона указанного типа была назначена частота гармонического нагружения, близкая к 6 Гц.

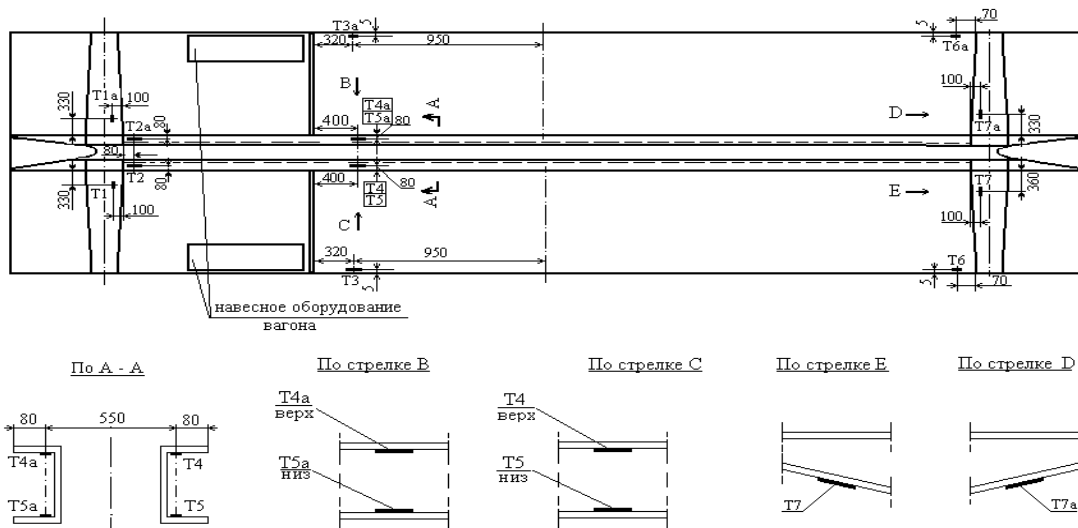


Рис. 2. Схема размещения тензодатчиков на раме кузова пассажирского вагона

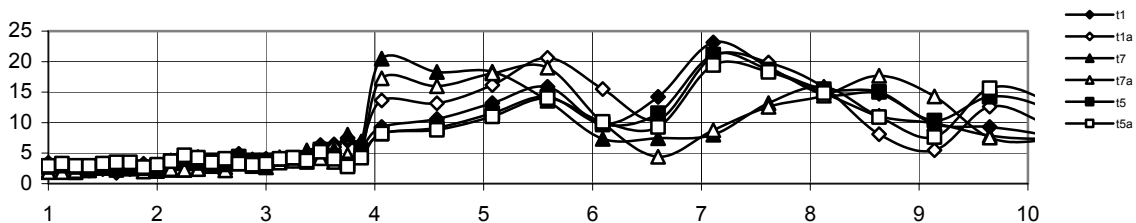


Рис. 3. АЧХ элементов рамы кузова вагона, определенные по данным датчиков деформаций шкворневых (точки 1,1а,7,7 а) и хребтовой (точки 5,5а) балок

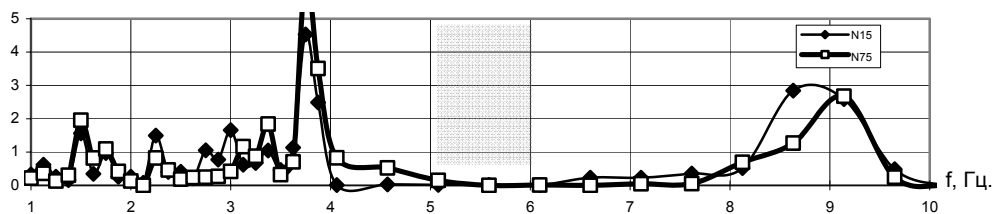


Рис. 4. Целевые функции, определенные по парам датчиков деформаций (t_1-t_5 и t_7-t_5)

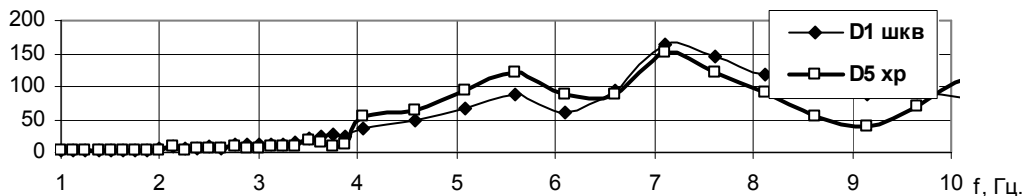


Рис. 5. Весовые функции D_1 и D_5 (формула 5), определенные по АЧХ кузова пассажирского вагона

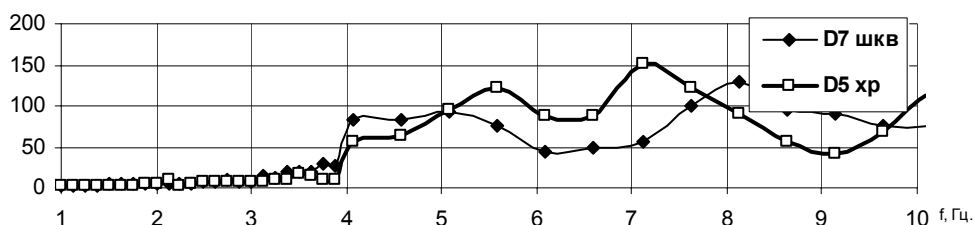


Рис. 6. Весовые функции D_7 и D_5 (формула 5), определенные по АЧХ кузова пассажирского вагона

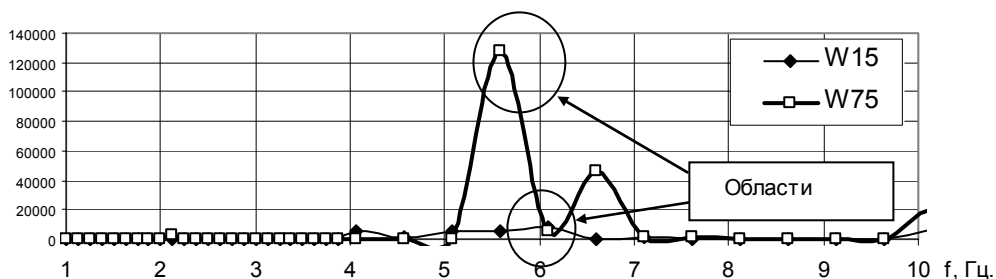


Рис. 7. Обобщенные целевые функции W_{15} и W_{75} (формула 7), для кузова пассажирского вагона открытого типа

ВЫВОДЫ

Рассмотренная в статье методика, а также ее апробация на реальном примере, позволяет сделать следующие выводы:

Методика назначения режима гармонического возбуждения сложной несущей конструкции позволяет обеспечить ее нагружение, адекватное эксплуатационному режиму.

Указанная методика апробирована на примере назначения режима гармонического возмущения при проведении СВИ конструкции кузова пассажирского вагона открытого типа.

При проведении испытаний на ресурс кузовов пассажирского вагона целесообразно подвергать гармоническому нагружению с частотой 5,5-6,0 Гц.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Жук Е. И. и др. Исследование остаточного ресурса ответственных элементов экипажной части подвижного состава железных дорог// Тр. НИИ тепловозов и путевых машин. – 1997. – № 76. – С. 87–94, 156.
2. Жук Е. И. и др. Исследование факторов, влияющих на сопротивление усталости рессор электро-

- поездов // Тр. НИИ тепловозов и путеа. Машин. – 1997. – № 76. – С. 95–102, 156.
3. Результаты испытаний цельнокатаных колес с тонким ободом и упрочненным диском // Конструкц.-технол. Обеспеч. Надеж. Колес рельс. Экипажей. – СПб, 1997. – С. 91–94.
 4. Ресурсные испытания тягового привода с опорно-рамным подвешиванием тяговых двигателей // Сб. науч. Тр. / Всерос. Н.-и. И проект.-конструкт. Ин-т электровозостр. – 1998. – 39. – С. 63–73.
 5. Аксенов Ю. Н. Анализ работоспособности различных вариантов ремонта опорной зоны буксового проема боковых рам тележек грузовых вагонов модели 18-100 / А. Ю. Богачев // Моск. гос. ун-т путей сообщ. – М., 2000. – 24 с. – Библ. 42 назв. – ДЕП. В ЦНИИ ТЭИ МПС 23.06.2000, № 6293.
 6. Иванов И. А. Результаты испытаний цельнокатаных колес с тонким ободом и упрочненным диском / И. А. Иванов, Н. Ю. Сколотнева // Конструкц.-технол. Обеспеч. Надеж. Колес рельс. Экипажей. – С.-Пб, 1997. – С. 91–94.
 7. Prove di fatica per la qualificazione di carrelli merci condotte presso la Breda C.F. di Pistoia / Frediani Aldo, Vitali Fiorenzo // Ing. Ferrov. – 1995. – 50, № 12. – С. 1055–1065
 8. Prove di fatiche sul carrello motore della metropolitana di Los Angeles / Wherardi, Frediani Aldo, Rossz Frando // Ing. Ferrov. – 1993. – 48, № 10. – С. 631–642.
 9. Битюцкий А. А. Оценка ресурса соединительных балок четырехосных тележек на основе результатов натурных испытаний / А. А. Битюцкий, А. М. Орлова, А. Н. Смирнова // Повышение надежности и совершенствование методов ремонта подвижного состава: Сб. науч. Тр. / Петербург. Гос. Ун-т путей сообщ. – СПб: Изд-во ПГУПС, 2001 – С. 66–73.
 10. Коссов Е. Е. К вопросу прогнозирования остаточного ресурса тепловозного дизель-генератора / Е. Е. Коссов, И. В. Сиротенко // Вестн. ВНИИЖТа. – 2000. – № 7. – С. 38–42.
 11. Барбас И. Г. Определение остаточного ресурса тягового подвижного состава / И. Г. Барбас, В. Н. Даценко, Н. П. Островерхов, Ю. И. Савин // Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте: Тез. Докл., предст. На 4-й Междунар. Конф., Санкт-Петербург, 29-30 июня, 1999. – Петербург. Гос. Ун-т путей сообщ. – М.: Моск. Гос. Ун-т путей сообщ., 1999. – С. 10.
 12. Черкашин Ю. М. Оценка остаточного ресурса ходовых частей подвижного состава после длительного периода эксплуатации / Т. П. Северинова, С. Е. Петраков, В. Н. Меркурьев // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 7. – С. 30–35, 48.
 13. Zestaw Kolowy z automatyczna zmiana rozstawu kof / Suwalski R. // Zesz. Nauk/ Transp. / PSI. – 1995, № 27. – С. 279–288.
 14. Бороненко Ю. П. Ресурсные динамические испытания привода вагонного генератора от центральной части оси колесной пары / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, Г. Е. Сорокин // Международная конференция «Экспериментальное кольцо ВНИИЖТ-70», Щербинка 25–26 сент., 2002: Сборник докладов. – М.: Интекст. 2002, – С. 143
 15. Blochin E. P. Dauerstoss von Kuhlvdagen (Испытание рефрижераторных вагонов ударными нагрузками на выносливость) / V. V. Kolbun, L. A. Manaschkin und an. // Glasersannalen die Eisenbahntechnik. – 1991, – № 9 – Berlin. S. 282–284.
 16. Блохин Е. П. Расчет грузовых вагонов на прочность / Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Л. А. Манашкин, О. М. Савчук. – М: Транспорт, 1989, – 230 с.
 17. Горобец В. Л. Оценка остаточного ресурса рам тележек электропоездов ЭР1, ЭР2 путем их стендовых вибрационных испытаний / В. Л. Горобец, В. П. Кулешов, А. И. Паламаренко // Транспорт. Нагруженность и прочность подвижного состава: Сб. научн. тр. ДИИТа. – Д.: Наука и образование, 1998. – С. 56–62.
 18. Блохин Е. П. Продление срока службы тягового подвижного состава – один из способов обеспечения его надежной эксплуатации / В. Л. Горобец, А. Д. Лашко, В. П. Кулешов // Транспорт: Зб. наук. пр. ДПТУ, Вип. 6. – Д.: Арт-Прес, 2000. – С.14–20.

Поступила в редколлегию 14.09.2007.