

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ РАМ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

Исследован частотный состав напряжений на раме карьерного самосвала и его взаимосвязь с силами в подвеске. Выявлен резонансный характер переменных напряжений на раме. По результатам модального анализа конечно-элементной модели автомобиля определены модальные формы колебаний самосвала и соответствующие формы деформации рамы. Предложены пути модернизации конструкции для повышения ресурса. Разработана методика оценки долговечности рам на основе моделирования ее динамической нагруженности на стадии проекта.

Ключевые слова: модальный анализ, динамическая нагруженность, рама карьерного самосвала.

В настоящее время Белорусский автомобильный завод производит широкую гамму карьерных самосвалов грузоподъемностью от 30 до 320 тонн. К ним предъявляется требование обеспечения ресурса порядка 1 миллиона километров пробега. В отличие от обычных грузовых автомобилей карьерные самосвалы работают в более тяжелых и разнообразных условиях эксплуатации, что существенно сказывается на точности оценок наработки на отказ и долговечности. Там, где поддерживается требуемое состояние карьерных дорог, например на Ковдорском ГОКе, 130-тонный самосвал БелАЗ-75131 (рисунок 1) прошел до списания 745 тысяч километров, 136-тонный самосвал Caterpillar продолжал эксплуатироваться после миллиона километров пробега.

Как показывают эксплуатационные наблюдения, долговечность этих машин определяется прежде всего сопротивлением усталости несущих конструкций. Первые трещины на рамах самосвалов БелАЗ-75131 обычно наблюдаются после пробега 100...200 тысяч километ-



Рисунок 1. Карьерный самосвал БелАЗ-75131 грузоподъемностью 130 тонн

ров в зависимости от условий эксплуатации. В последнее время в связи с расширением рынка сбыта самосвалы БелАЗ стали эксплуатироваться в сравнительно худших горнотехнических условиях. Возможность использования самосвала БелАЗ-75131 с весом груза выше номинального на скорости до 30 км/ч из-за высоких тяговых характеристик по участкам дорог с плохим качеством покрытия стала приводить к случаям первых отказов рам на пробегах от 30 тысяч километров.

Как известно, усталость металлов имеет локальный характер и развивается под действием переменных напряжений, поэтому важно понять причины их возникновения, определить основные факторы, влияющие на амплитуду и частоту спектра напряжений. Теория формирования переменных напряжений на рамах обычных грузовых автомобилей при движении по неровным дорогам достаточно хорошо разработана и базируется на результатах исследования колебаний машин [1].

Карьерные самосвалы с классической колесной формулой 4×2 имеют жесткую раму (лонжероны с переменным по высоте замкнутым профилем, соединенные несколькими поперечинами трубчатого и коробчатого сечения) и подвеску на пневмогидравлических цилиндрах. Особенности конструкции ходовой части карьерных самосвалов, их габаритные размеры и значительные эксплуатационные нагрузки, высокая стоимость производства и испытаний не позволяют эффективно применять разработанные для традиционных автомобилей методики расчетов и испытаний на долговечность. Применяемые на заводе статические рас-

четыре методом конечных элементов (МКЭ) и классические методики обработки результатов тензометрирования не дают ответа на вопрос, в чем причина появления повреждающих напряжений.

В Научно-техническом центре БелАЗ при участии авторов разработана методика ускоренной оценки динамической нагруженности рам на заводском полигоне, которая позволяет по спектральной плотности мощности (СПМ) и когерентности динамических процессов изменений напряжений и сил исследовать основные виды нагружения рамы (кручение, вертикальный и поперечный изгиб), приводящие к повышенным переменным напряжениям в критических зонах рамы. Наибольший интерес представляет напряженно-деформированное состояние (НДС) вертикальных сварных швов в соединении 2-й нижней поперечины с лонжеронами рамы БелАЗ-

75131 (рисунок 2), где в эксплуатации регулярно наблюдались разрушения.

Известно, что основные проблемы с долговечностью рам обычных грузовых автомобилей происходят по причине колебаний поддрессоренных масс на частотах до 2 Гц. Полигонные испытания выявили, что основная часть энергии колебаний напряжений в зоне 2-ой нижней поперечины рамы карьерного самосвала БелАЗ-75131 сосредоточена в частотных полосах 0,5–0,9; 1,8–2,5 и 3,0–4,0 Гц (рисунок 3).

Увеличение скорости движения груженого самосвала БелАЗ-75131 свыше 15 км/ч, а также высоты неровностей приводит к значительному росту амплитуд переменных напряжений в рассматриваемых зонах рамы в частотной полосе 3,0–4,0 Гц. При движении со скоростью 20 км/ч по отвальной дороге переменные напряжения в данной частотной полосе вносят основ-

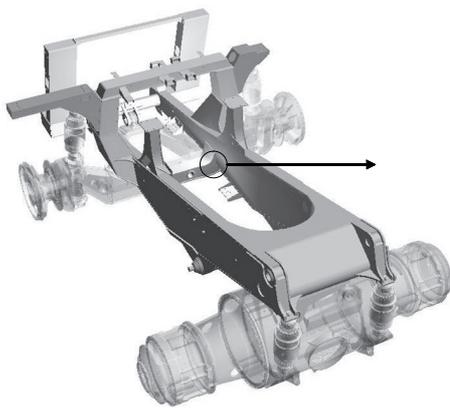


Рисунок 2. Трещины в сварном соединении 2-й поперечины с лонжероном рамы самосвала БелАЗ-75131

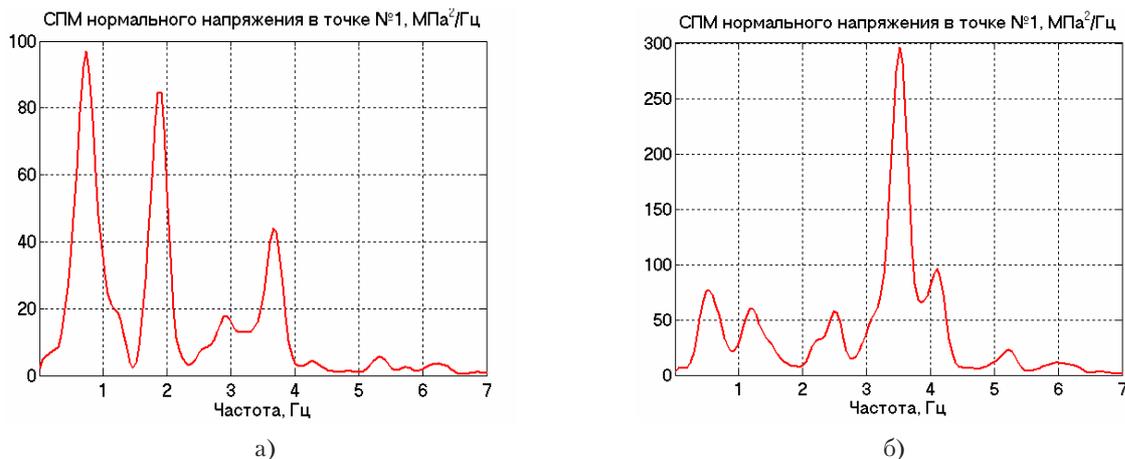


Рисунок 3. Спектр плотности мощности напряжений на 2-й поперечине рамы самосвала БелАЗ-75131 при движении по технологической дороге со скоростью 15 км/ч (а) и по дороге в отвале со скоростью 20 км/ч (б)

ной вклад в накопление усталостных повреждений вертикальных сварных швов, соединяющих 2-ю поперечину с лонжеронами рамы.

По результатам оценки взаимной когерентности и частотных характеристик, определяемых по формулам (1) и (2) [2], нормальные напряжения в направлении максимальной дисперсии в зоне 2-й поперечины рамы не связаны с симметричными нагрузками в передней и задней подвесках:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{|G_{xx}(f)| \cdot |G_{yy}(f)|}, \quad (1)$$

$$H_1(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)}, \quad (2)$$

где γ_{xy}^2 – когерентность параметров;

H_1 – оценка частотной характеристики параметров;

$G_{xy}(f)$ – взаимный спектр силы в подвеске и напряжения на раме;

$G_{yy}(f), G_{xx}(f)$ – СПМ сил и напряжений;

f – частота колебаний, Гц.

Оценка функции когерентности указывает на сильную линейную зависимость напряжений на 2-й поперечине от силы в поперечной штанге передней подвески в диапазоне частот 0,1–2,5 Гц и разности сил в левом и правом цилиндрах передней подвески в частотном диапазоне 1,0–6,0 Гц (рисунок 4).

Полученные оценки частотной характеристики зависимости напряжений в раме от разности сил в цилиндрах передней подвески, несмотря на значительный разброс на разных скоростях движения по дорогам с различным микропрофилем, демонстрируют тенденцию к резкому росту передаточного отношения в полосе частот 3–4 Гц (рисунок 5).

Совпадение пика мнимой (квадратурной) частотной характеристики с переходом вещественной (синфазной) частотной характеристики через ноль свидетельствуют о резонансном характере колебаний напряжений в частотной полосе 3–4 Гц

под воздействием разности усилий в цилиндрах передней подвески (рисунок 6).

Следовательно, ускоренное накопление повреждений в зонах соединения 2-й поперечины с лонжеронами рамы в условиях эксплуатации обусловлено динамическими свойствами несущей системы карьерного самосвала, для которой характерна собственная частота и форма (мода) в частотной полосе 3–4 Гц с коэффициентом затухания порядка 0,05–0,1. По результатам полигонных испытаний можно заключить, что собственная форма колебаний связана с поперечными колебаниями передней части поддресоренной массы самосвала в горизонтальной плоскости и моментом вертикальных сил на передних колесах, передающихся на раму через цилиндры подвески.

Динамические свойства несущей конструкции карьерного самосвала определялись моделированием многомассовой колебательной системы. Пространственная 5-массовая колебательная система с сосредоточенной поддресоренной массой и 10-ю степенями свободы не позволила определить искомую собственную форму и частоту колебаний в диапазоне частот 3–4 Гц, поэтому в программном комплексе ANSYS была разработана уточненная конечно-элементная модель самосвала [3]. Рама представлена в виде упругого тела, состоящего из оболочечных конечных элементов рамы, а соединенные с рамой узлы и системы представлены сосредоточенными массами, жесткими и упругими балками, упругими демпферами (рисунок 7).

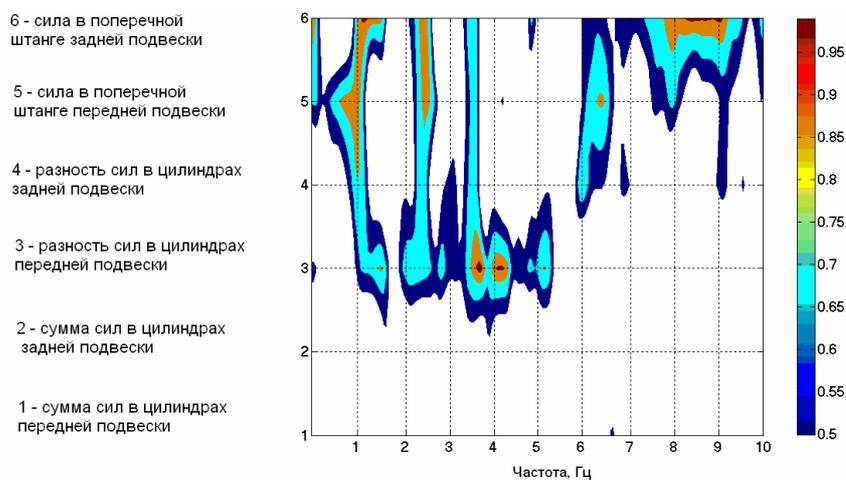


Рисунок 4. Когерентность напряжений в раме с силами в подвеске БелАЗ-75131 при движении по отвальной дороге со скоростью 20 км/ч

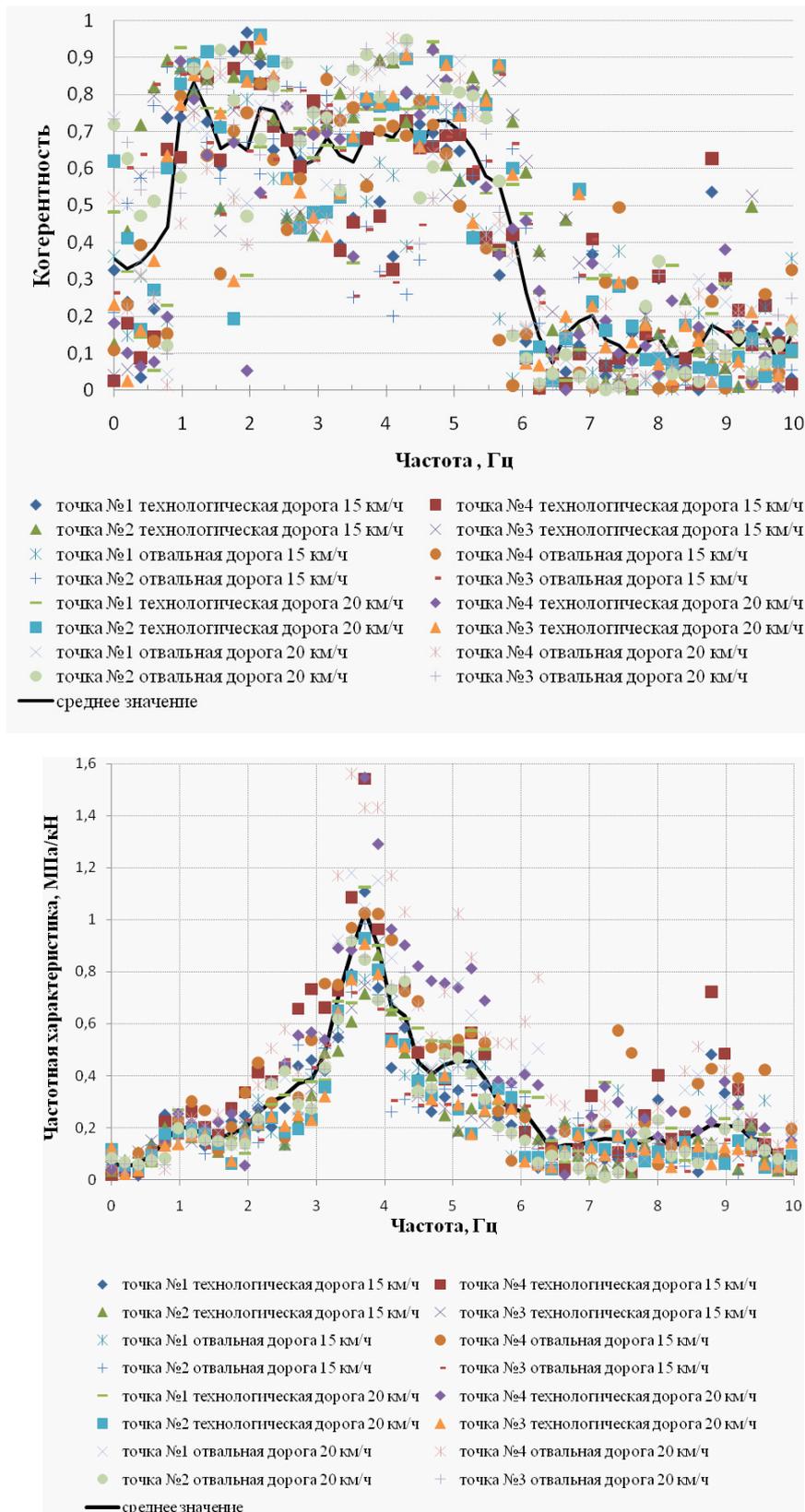


Рисунок 5. Когерентность и амплитудно-частотная характеристика напряжений в раме и разности сил в цилиндрах передней подвески БелАЗ-75131

В процессе решения методом конечных элементов с использованием комплекса ANSYS система большого числа зависимых дифференциальных уравнений (3) выводится в неявном виде [4], поэтому правильность решения проверялась корреляцией полученных расчетом собственных форм и частот с экспериментальными данными:

$$[K]\{\delta\} + [M]\frac{\partial^2}{\partial t^2}\{\delta\} = 0, \quad (3)$$

где $[K]$ – матрица жесткости системы;
 $[M]$ – матрица масс системы;
 $\{\delta\}$ – вектор узловых перемещений.

Модальный анализ разработанной математической модели позволил оценить собственные формы колебаний карьерного самосвала в диапазоне частот до 5 Гц и соответствующие формы упругой деформации рамы. Посредством моделирования впервые в диапазоне частот 3–4 Гц получена 6-я мода колебаний карьерного самосвала, удовлетворяющая экспериментальным данным. Для нее характерны угловые колебания ходовой части автомобиля в горизонтальной плоскости относительно платформы с грузом. Роль упругих элементов играют передние шины, рама, опоры и амортизаторы платформы, что объясняет недостаточное демпфирование данной

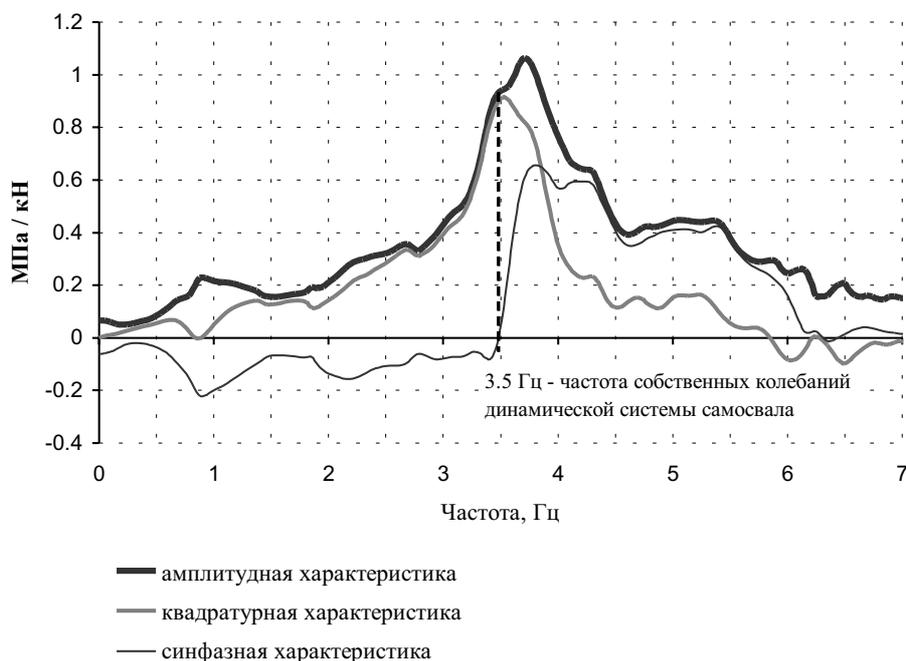


Рисунок 6. Средняя частотная характеристика напряжений на 2-й поперечине рамы от разности сил в цилиндрах передней подвески

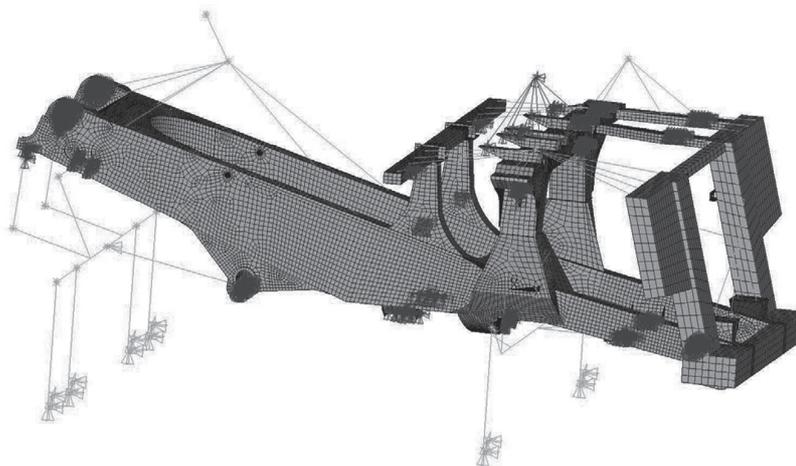


Рисунок 7. Конечно-элементная динамическая модель карьерного самосвала БелАЗ-75131 с полной загрузкой

моды. При этом рама испытывает изгиб в горизонтальной плоскости с кручением передней части относительно задней, в результате чего происходит параллелограммирование передней части рамы, приводящее в свою очередь к повышенным переменным напряжениям в соединении 2-й поперечины с лонжеронами (рисунок 8).

Вследствие унификации конструкций несущих систем данная собственная форма колебаний характерна для всего типового ряда карьерных самосвалов БелАЗ и оказывает значительное влияние на их долговечность.

Полученные в результате модального анализа формы динамической нагруженности рамы и эпюры напряжений существенно отличаются от результатов расчетов в статике. Зоны повышенных напряжений на раме при колебаниях несущей системы самосвала на собственных частотах имеют более полное совпадение с местами отказов в эксплуатации по сравнению с результатами расчетов МКЭ по существующим методикам. Поэтому расчеты динамической нагруженности несущей конструкции позволяют выбрать более эффективное направление ее модернизации на стадии проекта и тем самым значительно сократить сроки доводки карьерных самосвалов.

Авторами на основе уточненной конечно-элементной модели самосвала, результатов полигонных испытаний прототипа и характеристик со-

противления усталости из европейских нормативных документов усовершенствована расчетно-экспериментальная методика сравнительной оценки усталостной долговечности рам на стадии проекта [5]. По данной методике тензометрией в условиях полигонных испытаний определяются частотные полосы изменения напряжений, на которых происходит основной вклад в накопление повреждений. Оценка долговечности проводится по расчетным напряжениям соответствующих модальных форм конечно-элементной модели самосвала и кривым усталости стандарта Eurocode 3 для сварных соединений [6]. Кривые усталости в данном стандарте имеют постоянный и одинаковый наклон до предела выносливости ($m=3$), что упрощает сравнение усталостной прочности разных вариантов конструкции сварных рам самосвалов, отличающихся пропорциональным изменением амплитуды колебаний в действующем частотном диапазоне (4):

$$\frac{L_m}{L_0} = \frac{1}{k_{m,0}^3} \cdot \frac{\sigma_{-1,m}^3}{\sigma_{-1,0}^3}, \quad (4)$$

где L_m/L_0 – увеличение пробега до первого отказа самосвала с модернизированной рамой по сравнению с исходной конструкцией в одинаковых условиях эксплуатации;

$k_{m,0}^3$ – коэффициент, равный среднему отношению амплитуды колебаний напряжений на

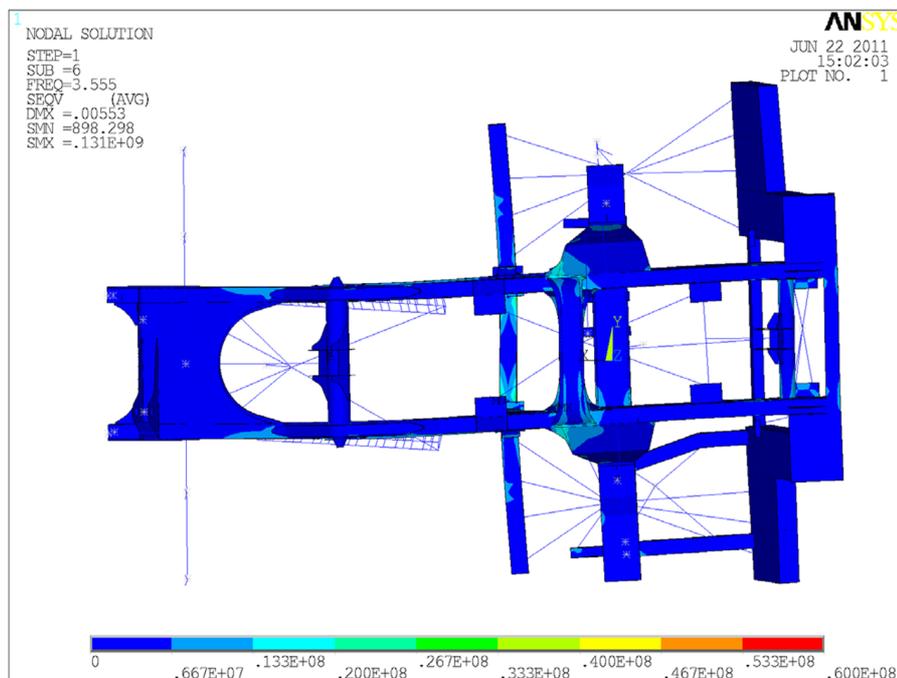


Рисунок 8. Распределение напряжений в раме при колебаниях самосвала БелАЗ-75131 с полной загрузкой на собственной частоте 3,5 Гц (вид снизу)

основных модальных частотах модернизированной конструкции по отношению к исходной;
 $\sigma_{-1,0}, \sigma_{-1,m}$ – пределы выносливости опасных зон исходной и модернизированной конструкции рамы соответственно.

Авторами предлагаются следующие пути повышения долговечности рам карьерных самосвалов:

- оптимизация несущей системы карьерных самосвалов по динамической нагруженности рамы;
- рационализация геометрии рамы в целом и локальных зон с учетом форм их деформаций для снижения уровня переменных напряжений;
- повышение сопротивления усталости рамы посредством вынесения сварных соединений за пределы зон концентрации напряжений;
- улучшение микро- и макропрофиля карьерных дорог, ограничение скорости движения по неровным участкам.

В частности, для исследуемой модели карьерного самосвала БелАЗ-75131 рекомендованы увеличение жесткости рамы на сдвиг в горизонтальной плоскости в зоне 2-й нижней поперечины, а также боковой жесткости подвески

передней части платформы за счет установки дополнительных амортизаторов.

В результате проведенных исследований обоснованы и усовершенствованы расчетно-экспериментальные методики определения динамической нагруженности рам и сравнительной оценки долговечности различных вариантов конструкции рам на основе полигонных испытаний, модального анализа конечно-элементных моделей и нормированных кривых усталости сварных соединений. Полученные данные позволили уточнить зависимости напряжений на раме от сил в подвеске, обнаружить резонансные колебания напряжений в опасных зонах соединения 2-й нижней поперечины рамы. Разработанная методика и конечно-элементная модель самосвала были использованы для проверки новых конструктивных решений в опытной литосварной раме карьерного самосвала БелАЗ-75131.

Моделирование динамического поведения карьерных самосвалов позволяет существенно увеличить эффективность вносимых изменений в несущую конструкцию с целью достижения требуемого ресурса: сократить количество дорогостоящих экспериментальных образцов, сроки доводки новых машин.

12.09.2011

Список литературы:

1. Яценко, Н.Н. Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 328 с.
2. Бендат, Дж. Прикладной анализ случайных данных / Дж. Бендат, А. Пирсол: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 540 с.
3. Испеньков, С.А. Моделирование динамического поведения карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности в среде ANSYS / С.А. Испеньков, А.А. Ракицкий // Теоретическая и прикладная механика / БНТУ. – Минск, 2010. – Вып. 25. – С. 295-300.
4. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич: Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 539 с.
5. Ракицкий, А.А. Сопротивление усталости сварных соединений несущих конструкций карьерных самосвалов / А.А. Ракицкий, В.И. Мелеш, С.А. Испеньков // Вестник БНТУ. – 2010. – №3. – С. 63-66.
6. Eurocode 3: Design of Steel Structures – Part 1.9: Fatigue. EN 1993-1-9. – European Committee for Standardisation, 2004.

Сведения об авторах:

Испеньков Сергей Анатольевич, инженер-конструктор 1 кат. НТЦ ОАО «БелАЗ»
222160, Беларусь, г. Жодино Минской области, ул. 40 лет Октября, БелАЗ, тел. (375 1775) 32760
e-mail: ogk@belaz.minsk.by; ispenkov_borisov@mail.ru

Ракицкий Антон Антонович, заместитель директора по научной работе РИИЕ БНТУ,
кандидат технических наук, доцент
220107, Беларусь, г. Минск, пр. Партизанский, 77, тел. (375 17) 2953332, e-mail: arakitsky@bntu.by

UDC 629.3.023.11

Ispenkov S.A.¹, Rakitskiy A.A.²

¹Belorussian automobile plant, Zhodino; ²Republican Innovation Technology Institute, Minsk,
e-mail: ogk@belaz.minsk.by

MODELING OF DYNAMIC FILLING OF RING BRIDGES OF DUMPS

The authors researched frequency composition of voltage on the ring bridges of a dump truck and its relationship with the force in the sling and discovered resonant nature of variable voltage on the frame. Based on modal analysis of finite-elemental model car identified modal forms fluctuations in dump trucks and related forms of deformation of the frame were defined. The authors suggest ways to modernize the design to increase the resource. Methodology evaluation of durability of ring bridges based on modeling the dynamic filling at the stage of the project.

Key words: modal analysis, dynamic filling, ring bridge of a dump truck