

# Контроль и испытания

УДК 629.114.2

## ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ИСПЫТАНИЙ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ХОДОВЫХ СИСТЕМ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

А.А. Абызов, И.Я. Березин

Описаны практические примеры реализации методики имитационного моделирования испытаний для обеспечения надежности элементов ходовой системы быстроходных гусеничных машин. Предложен способ задания типовых внешних воздействий, а также скорости при моделировании движения машины.

*Ключевые слова:* условия эксплуатации, динамические нагрузки, усталостная долговечность.

В предыдущих публикациях авторами была предложена методика имитационного моделирования испытаний, использование которой позволяет прогнозировать динамическую нагруженность, а также характеристики прочностной надежности элементов гусеничного движителя быстроходных гусеничных машин на ранних этапах проектирования. На первом этапе методика предусматривает компьютерное моделирование движения машины по трассе. Полученные в результате расчетов процессы изменения обобщенных координат пересчитывают в процессы силового и кинематического взаимодействия элементов конструкции, и затем – в процессы изменения компонентов тензора напряжений в наиболее нагруженных зонах ответственных деталей. В дальнейшем, с помощью моделей накопления повреждений получают оценку ресурса рассматриваемой детали.

При реализации предлагаемой методики для моделирования движения машины по трассе необходимо задание комплекса основных факторов внешнего воздействия [1], в частности:

– двумерного поля микропрофиля местности, описывающего воздействие со стороны левой и правой колеи на ходовую часть (высоты микропрофиля под  $j$ -й подвеской  $i$ -го борта  $h_{I,j}$ ). Кинематическое возбуждение со стороны микропрофиля трассы определяет общий уровень и характер динамических процессов в системе «подвеска – корпус – гусеница – силовая установка», а также накладывает ограничение на скорость движения машины в связи с интенсивными перегрузками, действующими на экипаж;

– дорожной кривизны (радиус поворота  $R$ ), которая значительно ограничивает скорость движения машины по заносу и приводит к перераспределению усилий в ходовой системе и трансмиссии;

– макропрофиля трассы (угол подъема – спуска  $\gamma_n$ ), описывающего длинные подъемы, спуски и накладывающего ограничения по тяговой и тормозной характеристикам;

– одиночных препятствий (выступы или впадины длиной  $L$  и высотой или глубиной  $H$ ), наличие которых на местности существенно изменяет скорость движения и вызывает возникновение пиковых нагрузок в связанной динамической системе;

– механических характеристик грунтовой поверхности трассы, определяющих условия взаимодействия движителя транспортной машины с грунтом и характер нагруженности элементов ходовой системы;

– распределения переменных сил сопротивления грунта прямолинейному движению и повороту;

– параметров, описывающих условия наблюдения и оценивания факторов внешней среды человеком-оператором (расстояние видимости трассы  $L_v$ ).

Сочетание перечисленных факторов характеризует условия движения машины по местности. Для их задания удобно использовать картографические описания трасс известных испытатель-

## Контроль и испытания

ных станций и полигонов, которыми располагают отрасли – производители сельскохозяйственной, автомобильной, дорожно-строительной и другой инженерной техники. К настоящему времени накоплены достаточно подробные сведения о типовых испытательных полигонах, в которых задаются условия круглогодичной эксплуатации соответствующих транспортных средств в различных природно-климатических регионах. Пример описания трассы одного из полигонов представлен на рис. 1.

Совокупность факторов внешнего воздействия определяет функцию изменения скорости движения по заданной трассе, которая в значительной мере влияет на эксплуатационную нагруженность ходовой части и силовой установки машины. Необходимость учета этого обстоятельства подтверждают экспериментальные и расчетные исследования. Например, расчетные среднеквадратические отклонения катковой нагрузки, полученные для средней скорости движения по трассе, почти в 1,5 раза превышают аналогичные экспериментальные значения, соответствующие режиму естественного вождения гусеничной машины. Такое отличие может привести к принципиальной ошибке в оценке долговечности.

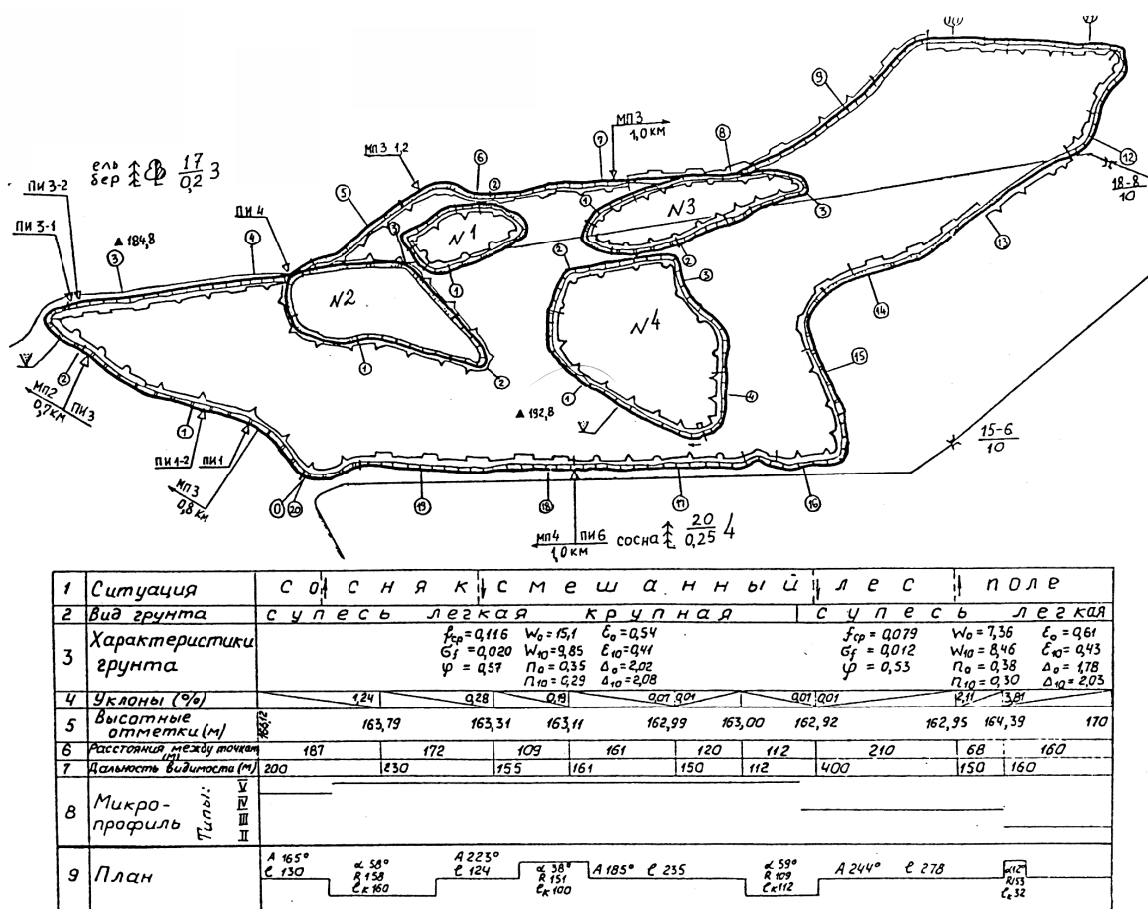


Рис. 1. Описание трассы полигона

В связи с отмеченной особенностью при моделировании используется подсистема, формирующая управляющие воздействия на двигатель и трансмиссию, приводящие скорость движения в соответствие с характеристиками трассы [2]. Предлагаемый подход основан на представлении о том, что благодаря управляющим воздействиям человека-оператора функция изменения скорости приводится в соответствие с дорожной обстановкой (ситуацией) при условии минимума времени, затрачиваемого на преодоление характерных участков местности. Система ограничений скорости включает:

- ограничения по пиковому значению при преодолении больших одиночных неровностей и по величине среднеквадратического отклонения вертикального ускорения на месте водителя при движении по трассе;

- ограничение по заносу машины при прохождении криволинейных участков трассы;
- ограничение по тяговой динамике, определяемое тяговой характеристикой силовой установки;
- ограничение, связанное с возможностью осуществления операций наблюдения и оценивания дорожной ситуации.

Ограничения скорости по каждому из перечисленных факторов определяются путем предварительных расчетов для рассматриваемой машины.

Проверка адекватности предлагаемого подхода выполнена на примере БМП-2. Моделирование движения проводилось для трассы, использовавшейся в экспериментальных исследованиях кафедры гусеничных машин Курганского государственного университета. В ходе экспериментов были зафиксированы характеристики трассы, а также ряд силовых и кинематических параметров движущейся машины.

Для определения ограничений скорости по пиковому значению и по величине среднеквадратического отклонения вертикального ускорения на месте водителя были проведены расчетные эксперименты. При этом скорость движения на каждом участке трассы определяется в зависимости от двух факторов – типа микропрофиля и наличия одиночных препятствий.

В качестве одиночного препятствия на участке трассы с микропрофилем определенного типа предлагается выделять неровности, проезд которых требует дополнительного снижения скорости, чтобы пиковое значение ускорения не превышало действующих в отрасли санитарных норм. Значения максимальной скорости, на которой рассматриваемая машина может преодолевать одиночные препятствия в виде выпуклости или впадины различной длины ( $L$ ) и высоты ( $H$ ), представлены на рис. 2. Анализ полученных результатов позволил выявить ряд закономерностей. При преодолении неровностей типа «выступ» возможен «пробой» подвески при наезде на неровность или «клевок» машины при съезде с неровности; наименьшая скорость требуется для проезда высоких и коротких неровностей (рис. 2, а). Неровности типа «впадина» могут преодолеваться двумя различными способами: на большой скорости, когда машина «перепрыгивает» препятствие, и на малой скорости – путем «переползания» (рис. 2, б).

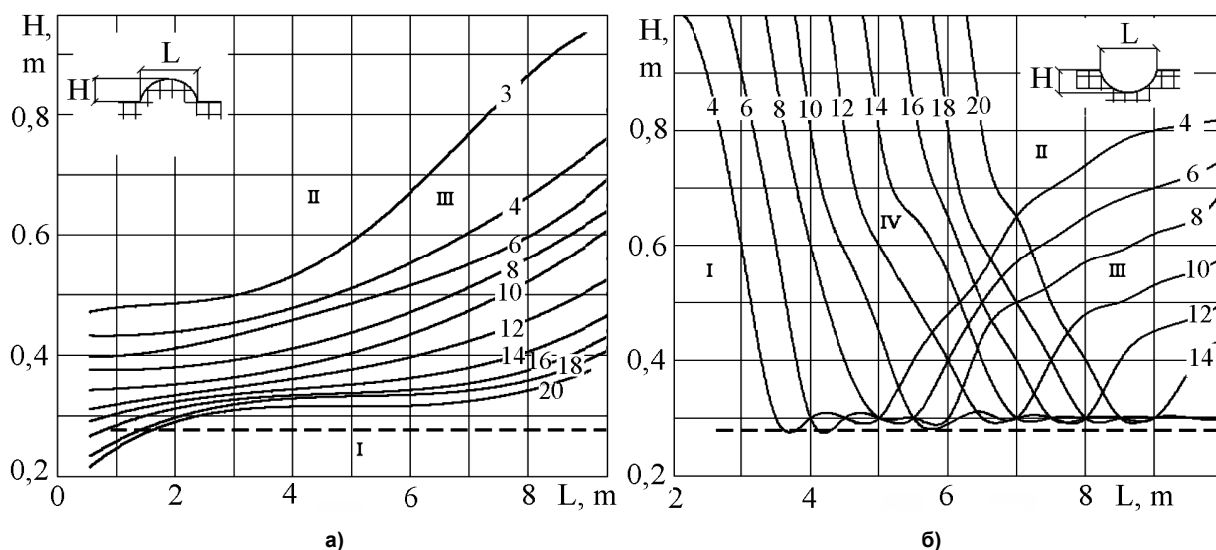


Рис. 2. Ограничения скорости при преодолении одиночных препятствий

Для участков местности, не содержащих одиночных препятствий, микропрофиль обычно описывается стационарными случайными функциями. В соответствии с отраслевой классификацией микропрофиль каждого участка трассы, в зависимости от параметров неровностей, относится к одному из пяти типов. Для каждого из них с помощью тестовых расчетов определена максимальная скорость движения  $V_{\max}$ , при которой среднеквадратическое отклонение максимумов процесса изменения вертикального ускорения на месте водителя не превышает отраслевых санитарных норм.

## Контроль и испытания

Описание фрагмента трассы, использованной для расчета, представлено на рис. 3. Трасса содержит участки с микропрофилем I–III типов, одиночное препятствие, а также 11 криволинейных участков различного радиуса и протяженности.

Как показывают результаты экспериментальных исследований, при движении по криволинейным участкам на машине рассматриваемого типа водитель осуществляет серию кратковременных включений фиксированного радиуса механизма поворота. При таком алгоритме управления повороты даже большого радиуса оказываются состоящими из участков малого радиуса, на которых может возникать занос машины. Расчеты показали, что для исключения заносов скорость необходимо дополнительно снижать по сравнению с обычно рекомендуемым значением.

Программа управляющих воздействий на механизм поворота для каждого криволинейного участка была сформирована на основе результатов предварительных расчетов.

На рис. 3 приведены ограничения скорости по рассматриваемым критериям для данного участка, а также результирующая функция изменения скорости. На основе этих данных с учетом физиологических возможностей водителя и особенностей системы управления сформированы управляющие воздействия на модель трансмиссии, использованные в дальнейшем.

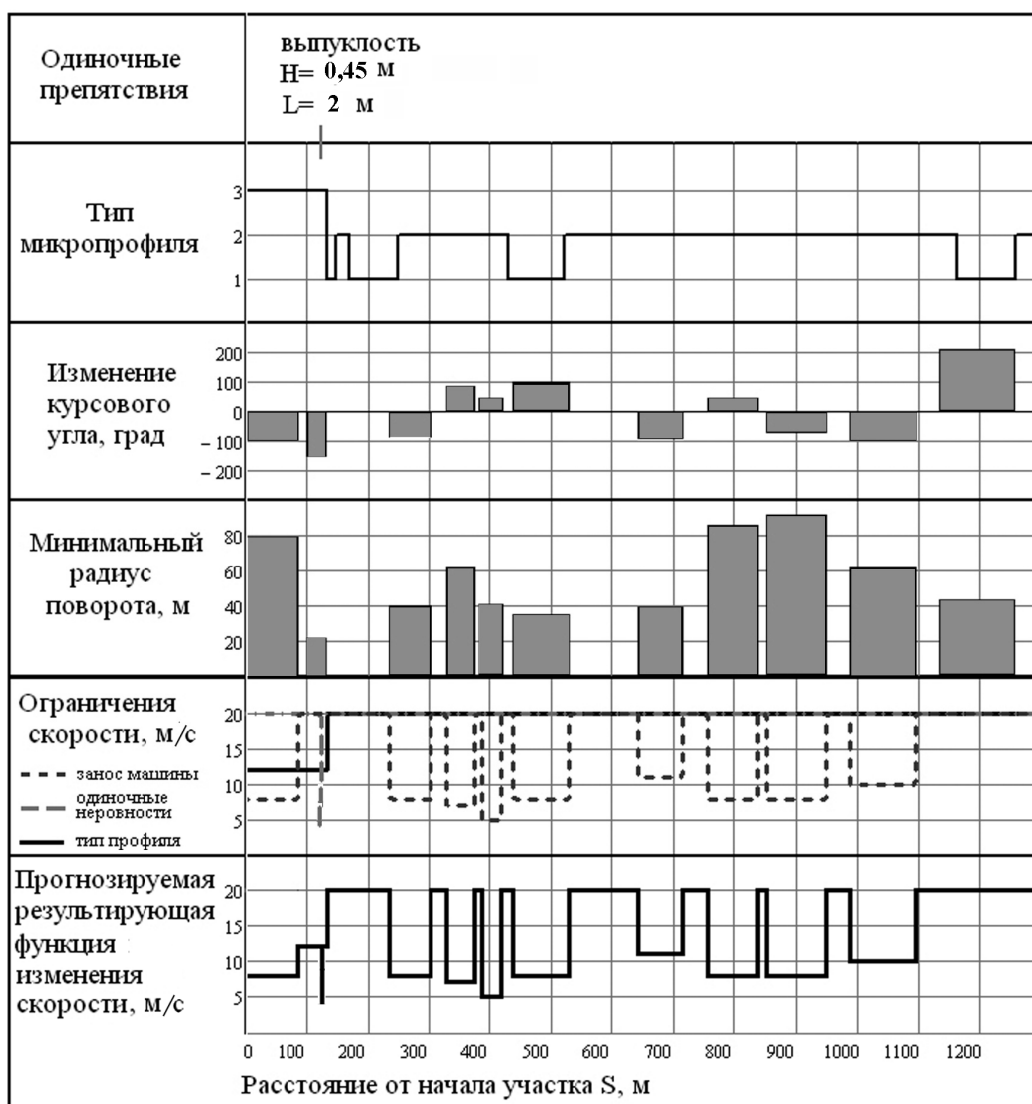


Рис. 3. Описание фрагмента трассы

Номера передач для различных участков трассы, а также процесс изменения скорости, полученный в результате расчета, представлены на рис. 4; там же приведены экспериментальные данные. Отличие расчетного и экспериментального процессов изменения скорости по среднему значению и СКО не превышает 10%. Учитывая, что процесс управления машиной в значительной

степени определяется индивидуальными особенностями водителя, такой результат следует признать вполне удовлетворительным. В дальнейшем при моделировании движения предполагается использовать метод статистических испытаний, позволяющий учесть естественный разброс характеристик управляющих воздействий.

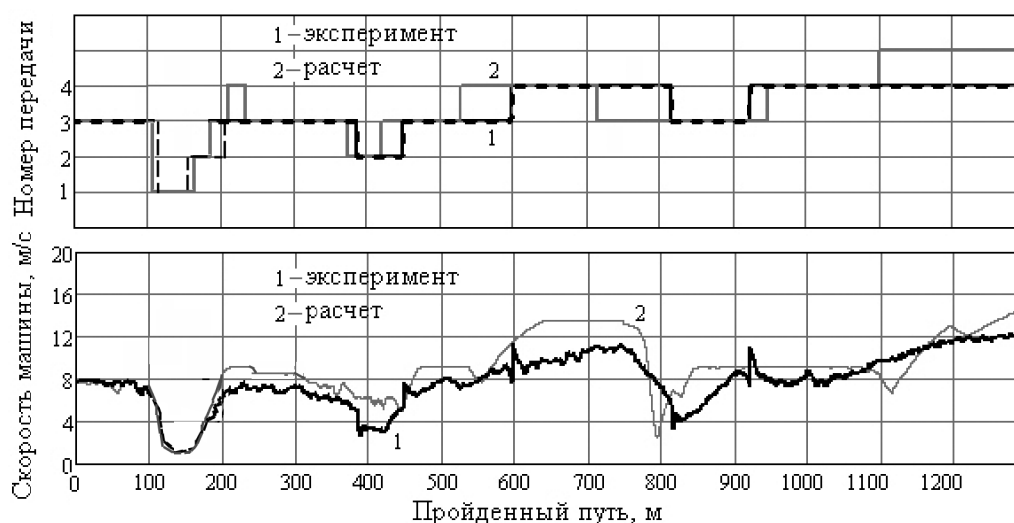


Рис. 4. Процесс изменения скорости при движении машины по трассе

Описанная методика расчетного прогнозирования характеристик надежности использовалась для решения ряда практических задач, в частности, для оценки изменения ресурса торсионов гусеничной машины класса 40 т при увеличении массы, связанной с установкой дополнительного оборудования, а также для оценки эффективности мероприятий по усилению балансиров снегоболотоходной машины.

При оценке ресурса торсионов полученные в результате моделирования движения процессы изменения нагрузок, действующих на наиболее нагруженный каток машины, были пересчитаны в процесс изменения касательных напряжений, действующих в торсионном валу. В дальнейшем с помощью метода полных циклов из этого процесса были получены амплитудные значения напряжений для каждого цикла нагружения. На рис. 5 приведен блок нагружения, соответствующий 1 км пробега в заданных условиях. В таком представлении информация об эксплуатационной нагруженности деталей может быть использована на этапе лабораторной доводки конструкций для обоснованного назначения программы стендовых испытаний с одной стороны, и расчетной оценки характеристик надежности, с другой. Для расчетной оценки усталостной долговечности использовалась скорректированная гипотеза линейного суммирования повреждений [3]. На рис. 6 сопоставлены расчетные функции вероятностей безотказной работы торсиона передней подвески гусеничной машины по критерию усталостного разрушения, построенные с учетом разброса усталостных характеристик материала. Результаты соответствуют серийной машине и варианту машины с увеличенной массой ( $L_n$ ,  $L$  – гарантийный и заданный пробег машины). Анализ полученных результатов показал, что снижение ресурса находится в допустимых пределах.

В отличие от рассмотренного выше торсиона подвески, большинство деталей ходовой системы быстроходных гусеничных машин работают в условиях многопараметрического случайного нагружения. Примерами таких деталей являются балансиры подвески. Процессы изменения вертикальной и боковой нагрузок, действующих на каждый опорный каток машины при криволинейном движении, являются независимыми случайными процессами. Одновременно, вследствие колебаний корпуса машины, происходит поворот балансира относительно корпуса также по случайному закону. В результате процессы изменения компонентов тензора напряжений в опасной точке оказываются слабо коррелированными случайными процессами. Стандартные методики расчета накопленного усталостного повреждения для такого случая отсутствуют. В [4–6] предложена методика оценки усталостной долговечности, основанная на структурной модели материала и позволяющая проводить расчеты для многопараметрического случайного нагружения.

## Контроль и испытания

Эта методика была использована при расчетах долговечности балансира снегоболотоходной машины ТМ-120 Курганского машиностроительного завода. Особенностью ходовой части машины высокой проходимости является применение широких гусениц, что приводит к значительному увеличению поперечного вылета балансиров, которые для уменьшения веса выполнены в виде тонкостенных сварных конструкций.

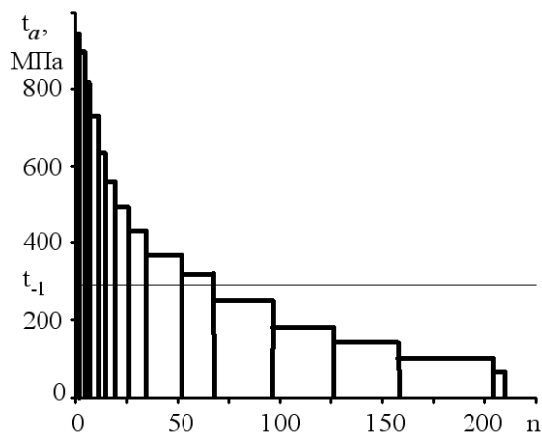


Рис. 5. Блок нагружения торсиона

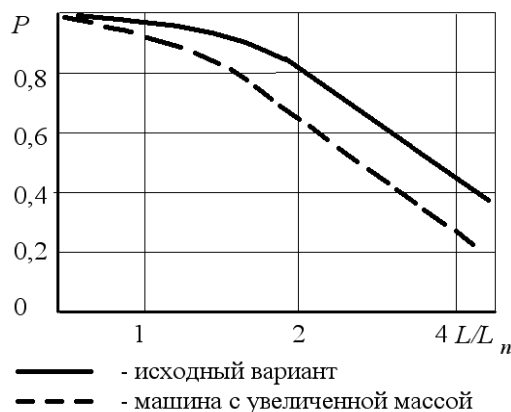


Рис. 6. Функция надежности торсиона передней подвески

Отмеченные особенности резко увеличивают их напряженность, в связи с чем при испытаниях опытных образцов ТМ-120 наблюдались частые усталостные разрушения стебля балансира в области головки (рис. 7). Для исключения поломок на этапе доводки опытных образцов в конструкцию балансиров был внесен ряд изменений: введены усиливающие накладки в области головки и внутренняя поперечная перегородка, а для крайних подвесок – и внутренние продольные ребра в области изгиба. Для оценки эффективности этих изменений было выполнено сравнительное расчетное исследование долговечности исходного и усиленного вариантов балансиров.



Рис. 7. Разрушенный балансир

Характеристики трассы, использованные для моделирования движения, соответствовали трассе полигона Курганского машиностроительного завода.

Силы, действующие на каждый из опорных катков, представлены в виде трех составляющих ( $F_x, F_y, F_z$ ) (рис. 8, а) в системе координат  $x - y - z$ , связанной с корпусом машины. В связи с тем, что в процессе движения угол  $\alpha$  непрерывно изменяется во времени, усилия, действующие на каток, также непрерывно меняют ориентацию по отношению к балансиру. Поэтому введена система координат  $X - Y - Z$ , связанная с балансиром (рис. 8, б), центр которой находится посередине оси катка. Плоскость  $X-Z$  совпадает с плоскостью балансира, а ось  $Y$  ей перпендикулярна. Теперь внешние нагрузки  $F_x, F_y, F_z$  могут быть приведены к пяти силовым факторам  $P_x, P_y, P_z, M_x$  и  $M_z$ , неподвижным по отношению к телу балансира:

$$P_z(t) = F_x(t) \sin(\alpha(t)) + F_z(t) \cos(\alpha(t)), \quad P_x(t) = -F_z(t) \sin(\alpha(t)) + F_x(t) \cos(\alpha(t)),$$

$$P_y(t) = F_y(t), \quad M_x(t) = F_y(t)R \cos(\alpha(t)), \quad M_z(t) = F_y(t)R \sin(\alpha(t)),$$

где  $R$  – радиус опорного катка.

Таким образом, в процессе моделирования движения машины по местности процессы изменения во времени сил  $F_x, F_y, F_z$  и угла  $\alpha$  могут быть пересчитаны в процессы изменения нагрузок  $P_x, P_y, P_z, M_x$  и  $M_z$ .

Расчет мгновенных значений напряжений выполнен с применением стандартного пакета МКЭ. На первом этапе расчетов были определены компоненты напряженного состояния во всех элементах от действия единичных усилий  $P_x, P_y, P_z, M_x$  и  $M_z$ . В качестве примера на рис. 9 пред-

ставлена картина распределения эквивалентных напряжений для балансира без ребер от действия единичного усилия  $P_X$ .

Анализ напряженного состояния позволил выделить опасные зоны:

- зона головки балансира, у сварного шва накладки на наружной поверхности балансира;
- зона головки балансира, у сварного шва накладки на внутренней поверхности балансира;
- зона изгиба тела балансира к оси катка.

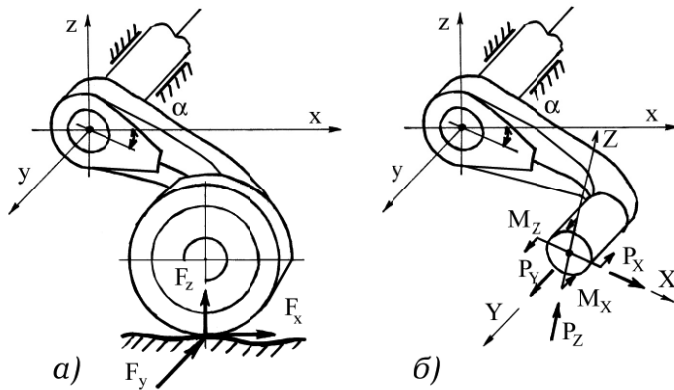


Рис. 8. Нагрузки, действующие на балансир

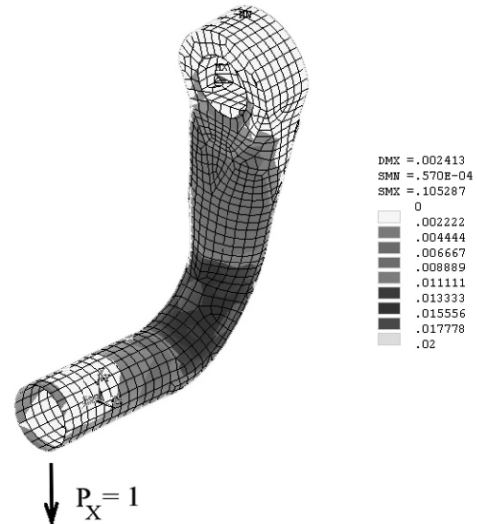


Рис. 9. Распределение напряжений в теле балансира

В каждой из названных зон анализировалось напряженное состояние в ряде точек: были определены компоненты напряжений  $\sigma_{\xi n}$ ,  $\sigma_{\eta n}$ ,  $\tau_{\xi\eta n}$  от действия каждого из единичных усилий  $P_X$ ,  $P_Y$ ,  $P_Z$ ,  $M_X$  и  $M_Z$ , ( $\xi$  и  $\eta$  – оси, лежащие в плоскости  $n$ -го конечного элемента). В результате на первом этапе расчета для каждой опасной точки была подготовлена матрица значений компонент напряженного состояния от действия каждой из единичных нагрузок.

Текущее значение компонент напряжений в каждой из опасных точек определяется как линейная комбинация:

$$\sigma_{\xi n}(t) = \sigma_{\xi n}^{P_X=1} \cdot P_X(t) + \sigma_{\xi n}^{P_Y=1} \cdot P_Y(t) + \sigma_{\xi n}^{P_Z=1} \cdot P_Z(t) + \sigma_{\xi n}^{M_X=1} \cdot M_X(t) + \sigma_{\xi n}^{M_Z=1} \cdot M_Z(t),$$

$$\sigma_{\eta n}(t) = \sigma_{\eta n}^{P_X=1} \cdot P_X(t) + \sigma_{\eta n}^{P_Y=1} \cdot P_Y(t) + \sigma_{\eta n}^{P_Z=1} \cdot P_Z(t) + \sigma_{\eta n}^{M_X=1} \cdot M_X(t) + \sigma_{\eta n}^{M_Z=1} \cdot M_Z(t),$$

$$\tau_{\xi\eta n}(t) = \tau_{\xi\eta n}^{P_X=1} \cdot P_X(t) + \tau_{\xi\eta n}^{P_Y=1} \cdot P_Y(t) + \tau_{\xi\eta n}^{P_Z=1} \cdot P_Z(t) + \tau_{\xi\eta n}^{M_X=1} \cdot M_X(t) + \tau_{\xi\eta n}^{M_Z=1} \cdot M_Z(t).$$

Таким образом, с помощью комплексной ЭВМ-программы, объединяющей задачу динамики движения машины с расчетом напряжений, удается получить реализации случайных процессов изменения во времени компонент напряжений в каждой опасной точке при движении машины по трассе. Затем по методике [6] для каждой из рассматриваемых опасных точек была получена оценка долговечности по критерию зарождения усталостной трещины. В качестве значения ресурса балансира принималось наименьшее из значений, полученных для всех рассматриваемых точек. Далее с учетом рассеяния усталостных свойств материала были построены функции надежности для первоначального и модифицированного вариантов конструкций балансиров (рис. 10). В качестве исходных данных использовались усталостные характеристики стали 30ХГСА, имеющей коэффициент вариации предела выносливости

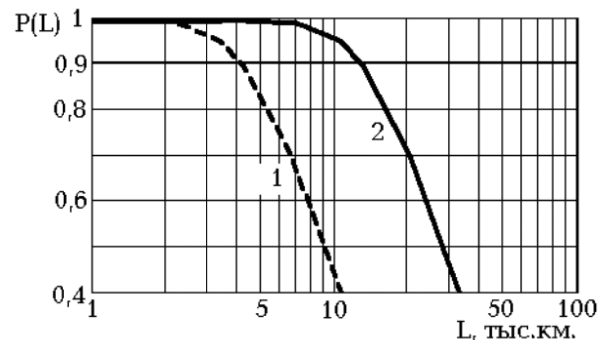


Рис. 10. Функции надежности балансира: 1 – исходный вариант; 2 – усиленный вариант конструкции

$\vartheta_{\sigma-1} = 0,1$ ; наличие сварных швов учитывалось ведением соответствующих коэффициентов концентрации. Анализ полученных результатов показывает, что гаммапроцентный ресурс ( $\gamma = 90 \%$ ) новой конструкции повысился в 3 раза, что удовлетворительно согласуется с результатами опытной эксплуатации модернизированных машин.

### *Литература*

1. Савочкин, В.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
2. Березин, И.Я. Регулирование скорости в задаче моделирования движения транспортной машины по случайному профилю / И.Я. Березин, С.Ю. Будинский, П.В. Усольцев // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин. – Челябинск, 1985. – С. 118–121.
3. Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1993. – 363 с.
4. Абызов, А.А. Применение структурной модели для оценки усталости при многопараметрическом случайном воздействии / А.А. Абызов, О.С. Садаков // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 5. – № 2 (42). – С. 73–79.
5. Абызов, А.А. Модель накопления усталостного повреждения при произвольной истории напряжений. Идентификация и верификация / А.А. Абызов, О.С. Садаков, Н.О. Фельк // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 6. – С. 73–76.
6. Абызов, А.А. Применение метода имитационного моделирования испытаний к расчету ресурса ходовой части транспортных машин / А.А. Абызов, И.Я. Березин, О.С. Садаков // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8. – № 11. – С. 122–129.

**Абызов Алексей Александрович.** Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск). Тел.: (351) 267-92-61; abyzovaa@susu.ac.ru.

**Березин Игорь Яковлевич.** Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск). Тел.: (351) 267-92-61; berezinii@susu.ac.ru.

---

**Bulletin of the South Ural State University  
Series "Mechanical Engineering Industry"  
2013, vol. 13, no. 2, pp. 87–94**

---

## **APPLICATION OF THE METHOD OF SIMULATION TESTS TO ENSURE RELIABILITY OF THE COMPONENTS OF RUNNING SYSTEMS TRACKED VEHICLES**

*A.A. Abyzov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, abyzovaa@susu.ac.ru,  
I.J. Berezin, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, berezinii@susu.ac.ru*

The article describes practical examples of methods of simulation modeling of tests to ensure the reliability of the components of running systems high-speed tracked vehicles. We propose a method of specifying the types of external influences, and speed in the modeling of the machine.

*Keywords: operating conditions, dynamic loads, fatigue damage.*

*Поступила в редакцию 3 июля 2013 г.*