

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ

И.Я. Березин, В.И. Костюченко, В.К. Халтурин

MAINTENANCE OF STRENGTH RELIABILITY OF THE ROAD-BUILDING MACHINES ON THE BASIS OF OPERATION PROCESS MODELING

I.J. Berezin, V.I. Kostuchenko, V.K. Halturin

Предложена методика прогнозирования прочностной надежности элементов несущих систем дорожно-строительных машин, включающая этапы моделирования рабочих процессов в условиях реальной эксплуатации, конечно-элементный анализ напряженного состояния деталей и моделирование процессов формирования усталостных повреждений.

Ключевые слова: математическая модель, промышленный трактор, натурные полевые испытания, корпус заднего моста, конечно-элементная модель, усталостная долговечность.

The method of forecasting of strength reliability of elements of the load-carrying systems of road-building machines is considered. It includes stages of operation processes modelling in conditions of real operation, the finite-element analysis of the detail tense condition and the modeling of processes of fatigue damages formation.

Keywords: simulator, industrial tractor, field tests on location, back axle frame, finite-element scheme, fatigue endurance.

Применяемые в настоящее время нормативные методы прочностных расчетов в большинстве случаев базируются на учете максимальных статических нагрузок и кратковременных характеристик прочности материалов. Очевидно, такой подход не отражает динамический характер нагружения, а также процессы накопления усталостных и износных повреждений деталей, преимущественно возникающих при эксплуатации мобильной техники. Применительно к дорожно-строительной технике предложен инженерный подход, при реализации которого в условиях, приближенных к реальным, в режиме непрерывного вычислительного мониторинга воспроизводится эксплуатация тракторных агрегатов различного назначения. Подход предусматривает последовательное выполнение следующих этапов:

- определение и анализ случайных процессов внешнего воздействия на рабочие органы и ходовую систему трактора, соответствующие видам и условиям выполняемых технологических операций;
- компьютерное моделирование работы тракторных агрегатов и определение силовых и кинематических процессов взаимодействия элементов конструкций;
- конечно-элементное моделирование полей напряжений и выявление потенциально опасных зон тяжело нагруженных узлов и деталей;
- моделирование процессов формирования усталостных, износных и других видов отказов с учетом случайного характера нагружения и конструкторско-технологических особенностей деталей;
- прогнозирование ресурса конструкций и, в случаях необходимости, корректировка исходных данных проекта с целью обеспечения требуемых показателей надежности.

Исследованиям динамического поведения тракторов и различных агрегатов на их базе посвящены многочисленные работы [1-4]. С учетом современного состояния вычислительных средств авторы разработали актуальную, более сложную математическую модель промышленно-

го трактора при работе в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата (рис. 1), принципиальные особенности которой состоят в учете следующих факторов:

двухвходового внешнего воздействия в виде силового нагружения со стороны рабочего органа и кинематического со стороны случайного профиля дорожного полотна на ходовую систему;

особенностей полужесткой подвески, характерной для конструкций промышленных тракторов;

наличия экстремального буксования гусеничного движителя, являющегося неотъемлемой частью рабочих операций бульдозирования и рыхления;

компактного задания случайного внешнего воздействия на рабочие органы.

Система дифференциальных уравнений относительно обобщенных координат $X, Y_{np}, Y_{лев}, \varphi_{np}, \varphi_{лев}, \psi, \gamma_{np}$ и $\gamma_{лев}$, определяющих прямолинейное движение промышленного трактора с полужесткой подвеской при случайном воздействии со стороны рабочих органов и случайного микропрофиля, составлена с применением процедуры Лагранжа второго рода, уравнения движения вала дизеля и уравнения связи, определяющего режим экстремального буксования [2]:

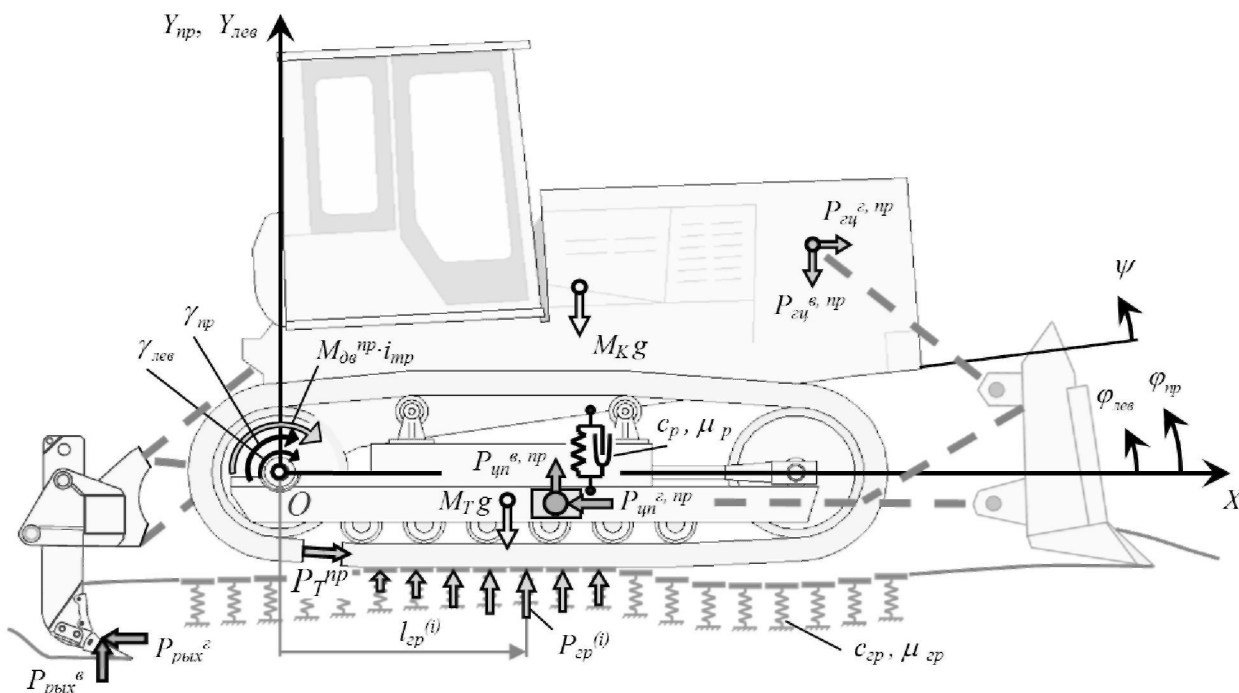


Рис. 1. Схема к математической модели промышленного трактора в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата

$$\begin{aligned}
 (M_K + 2M_T) \dot{X} &= P_T^{лев} + P_T^{нр} - (P_{ци}^с - P_{ци}^в); \\
 \left(\frac{1}{2}M_K + M_T\right) (\ddot{Y}_{лев} + g) + \frac{1}{2}M_T l_T \ddot{\varphi}_{лев} + \frac{1}{4}M_K l_K \ddot{\psi} &= F_{лев}; \\
 \left(\frac{1}{2}M_K + M_T\right) (\ddot{Y}_{нр} + g) + \frac{1}{2}M_T l_T \ddot{\varphi}_{нр} + \frac{1}{4}M_K l_K \ddot{\psi} &= F_{нр}; \\
 \frac{1}{4}M_T l_T (\ddot{Y}_{лев} + g) + \frac{1}{6}M_T l_T^2 \ddot{\varphi}_{лев} + \frac{1}{2}\mu_p l_p^2 (\dot{\varphi}_{лев} - \dot{\psi}) + \frac{1}{2}c_p l_p (\varphi_{лев} - \psi) + \frac{1}{2}c_p l_p a &= M_{лев}^{<1>} ; \\
 \frac{1}{4}M_T l_T (\ddot{Y}_{нр} + g) + \frac{1}{6}M_T l_T^2 \ddot{\varphi}_{нр} + \frac{1}{2}\mu_p l_p^2 (\dot{\varphi}_{нр} - \dot{\psi}) + \frac{1}{2}c_p l_p (\varphi_{нр} - \psi) + \frac{1}{2}c_p l_p a &= M_{нр}^{<1>} ; \\
 \frac{1}{2}M_K l_K \left(\frac{\ddot{Y}_{лев} + \ddot{Y}_{нр}}{2} + g\right) + \frac{1}{3}M_K l_K^2 \ddot{\psi} - \mu_p l_p^2 \left(\frac{\dot{\varphi}_{лев} + \dot{\varphi}_{нр}}{2} - \dot{\psi}\right) &-
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$-c_P l_P^2 \left(\frac{\varphi_{лев} + \varphi_{np}}{2} - \psi \right) - c_P l_P a = M^{<2>} ;$$

$$J_{\delta\epsilon} \dot{\omega}_{\delta\epsilon} = M_{\delta\epsilon}^{лев} + M_{\delta\epsilon}^{np} - (P_T^{лев} + P_T^{np}) \frac{r_{ек}}{i_{mp}} ;$$

$$\frac{(\dot{\gamma}_{лев} + \dot{\gamma}_{np}) r_{ек} - 2\dot{X}}{(\dot{\gamma}_{лев} + \dot{\gamma}_{np}) r_{ек}} = 1 - \left(1 - \frac{j_{кр}}{j_{кр \max}} \right)^{0,15} ,$$

где $F_{лев} = P_{цп}^{e,лев} - P_{зц}^{e,лев} + \sum_i P_{зр,лев}^{(i)}$,

$$F_{np} = P_{цп}^{e,np} - P_{зц}^{e,np} + \sum_i P_{зр,np}^{(i)} ,$$

$$M_{лев}^{<1>} = P_{цп}^{e,лев} x_{цп} + P_{цп}^{z,лев} y_{цп} + \sum_i P_{зр,лев}^{(i)} J_{зр}^{(i)} ,$$

$$M_{np}^{<1>} = P_{цп}^{e,np} x_{цп} + P_{цп}^{z,np} y_{цп} + \sum_i P_{зр,np}^{(i)} J_{зр}^{(i)} ,$$

$$M^{<2>} = - (P_{зц}^{e,лев} + P_{зц}^{e,np}) x_{зц} - (P_{зц}^{z,лев} + P_{зц}^{z,np}) y_{зц} + (P_T^{лев} + P_T^{np}) r_{ек} - (M_{\delta\epsilon}^{лев} + M_{\delta\epsilon}^{np}) i_{mp} ,$$

$\omega_{\delta\epsilon}$ - угловая скорость вращения вала дизеля; i_{mp} - передаточное число трансмиссии на первой передаче; a - статический прогиб поперечной балки под действием веса корпуса; $j_{кр}$ - коэффициент сцепления по тяговому усилию на крюке; $j_{кр \max}$ - максимальный коэффициент сцепления по тяговому усилию на крюке.

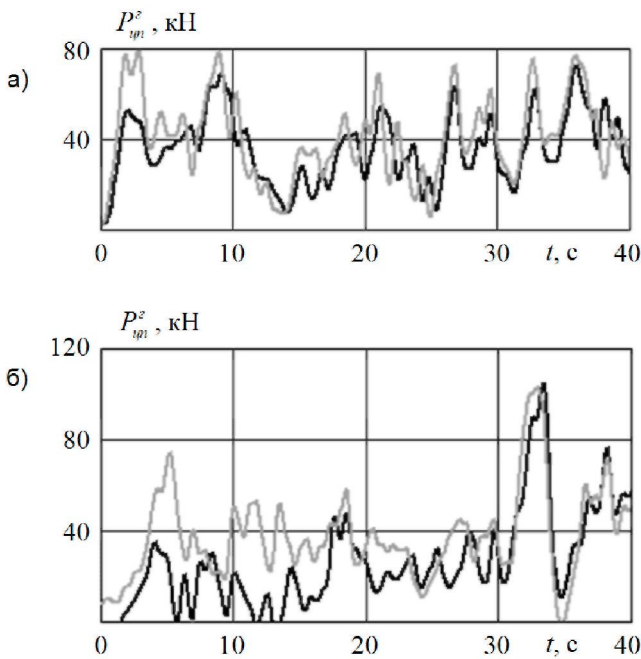


Рис. 2. Фрагменты осциллограмм процессов изменения горизонтальных усилий, действующих на правую (—) и левую (---) цапфы при разработке суглинка (а) и разборного каменистого грунта (б)

Этапу моделирования процессов реальной эксплуатации тракторных агрегатов предшествовали натурные полевые испытания бульдозерно-рыхлительного агрегата, в ходе которых осуществлялась непрерывная регистрация случайных процессов изменения вертикальных и горизонтальных усилий, действующих на корпус трактора со стороны шарниров гидроцилиндров $P_{зц}$ и цапф толкающих брусьев $P_{цп}$ (рис. 1).

Характерные осциллограммы усилий, действующих на цапфы, при работе бульдозера на суглинке (6-9 ударов по ударнику ДорНИИ) и на разборном каменистом грунте в карьере показаны на рис. 2. На каждом рабочем цикле бульдозерного агрегата можно выделить три участка: набор, перемещение призмы и откат. В дальнейшем при оценке усталостной долговечности элементов конструкции в расчет закладываются только участки набора и перемещения призмы, поскольку именно они играют основную роль в накоплении усталостных повреждений.

Статистической обработкой случайных процессов обосновано допущение об их стационарности и эргодичности. Спектральные плотности процессов (рис. 3) указывают на то, что их основная мощность сосредоточена в узкой низкочастотной области в интервале 0... 10 рад/с. Отмеченное объясняется наличием в процессах постоянных составляющих, обусловленных резанием грунта и перемещением призмы, а также низкочастотным (1,5...4 рад/с) управляющим воздействием со стороны водителя по выглублению и

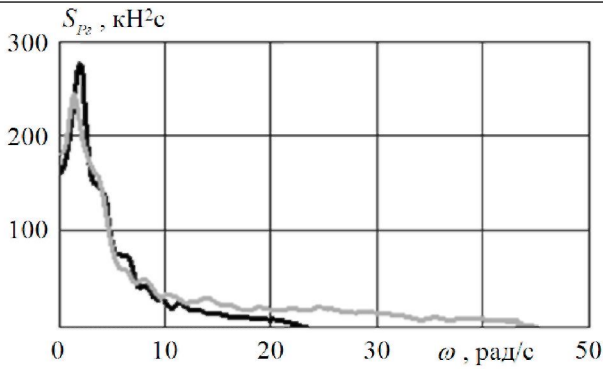


Рис. 3. Спектральные плотности процессов изменения суммарного горизонтального усилия, действующего на корпус трактора при разработке суглинка (—) и разборного каменистого грунта (---)

заглублению отвала с целью исключения из технологического процесса остановки трактора, вызванного экстремальным буксованием.

В результате численного решения системы существенно нелинейных уравнений (1) определены случайные процессы изменения всех обобщенных координат во времени. В последующем эти процессы применяются для определения усилий, воспринимаемых разнообразными деталями и узлами несущей системы трактора, подлежащими расчетному анализу.

При проектировании новых и модернизации существующих образцов техники происходит совершенствование конструкции трактора,

что вызывает необходимость повторного проведения экспериментальных исследований. В связи с этим предложено задавать входные случайные процессы в виде усилий, действующих не на корпус трактора, а на рабочий орган в форме виртуального случайного вектора равнодействующей нагрузки. На рис. 4 приведена схема бульдозерного оборудования и комплекс, действующих на корпус трактора сил, регистрация которых осуществлялась во время эксперимента: $R_1^H, R_1^J, \dots, R_5^H, R_5^J$.

Отвал воспринимает усилия со стороны обрабатываемого грунта, равнодействующая этих

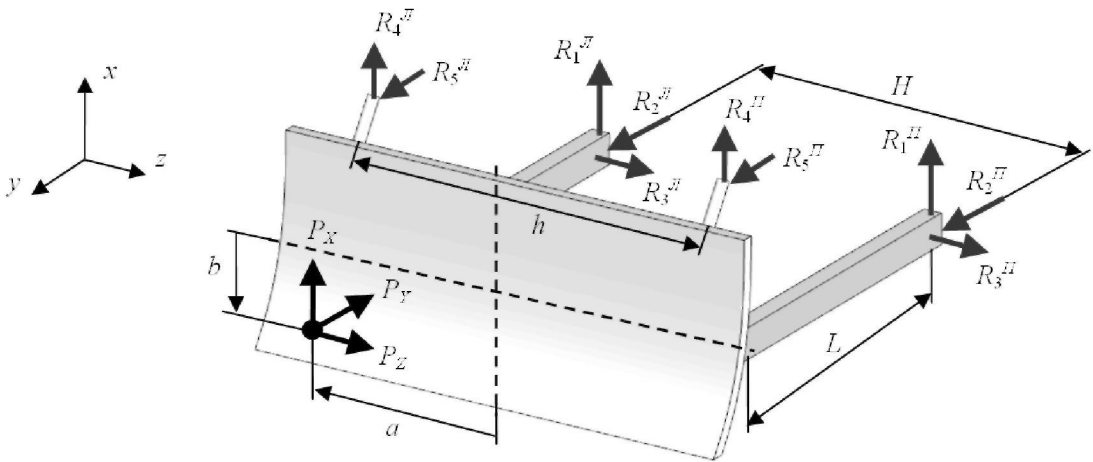


Рис. 4. Схема бульдозерного оборудования

сил представляет собой случайную нагрузку с тремя составляющими P_x, P_y, P_z и случайными во времени координатами точки приложения a и b . Из условий статического равновесия отвала получена система уравнений, связывающих компоненты P_x, P_y, P_z и две координаты a, b с реакциями в цапфах и пальцах гидроцилиндров:

$$\begin{aligned}
 P_x &= -(R_1^H + R_1^J + R_4^H + R_4^J); \\
 P_y &= R_2^H + R_2^J + R_5^H + R_5^J; \\
 P_z &= -(R_3^H + R_3^J); \\
 a &= -\frac{H(R_2^H - R_2^J) + \frac{h}{2}(R_5^H - R_5^J) + L(R_3^H + R_3^J)}{R_2^H + R_2^J + R_5^H + R_5^J}; \\
 b &= -\frac{L(R_1^H + R_1^J)}{R_2^H + R_2^J + R_5^H + R_5^J}.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Обоснование возможности применения предложенного подхода выполнено путем сравнения результатов, полученных для двух различных схем приложения нагрузок: непосредственно к корпусу трактора через цапфы и штоки гидроцилиндров и в виде виртуального вектора через отвал. На рис. 5 представлены спектральные плотности и гистограммы мгновенных значений процессов изменения нагрузки на балансирную балку трактора со стороны корпуса. Сопоставление

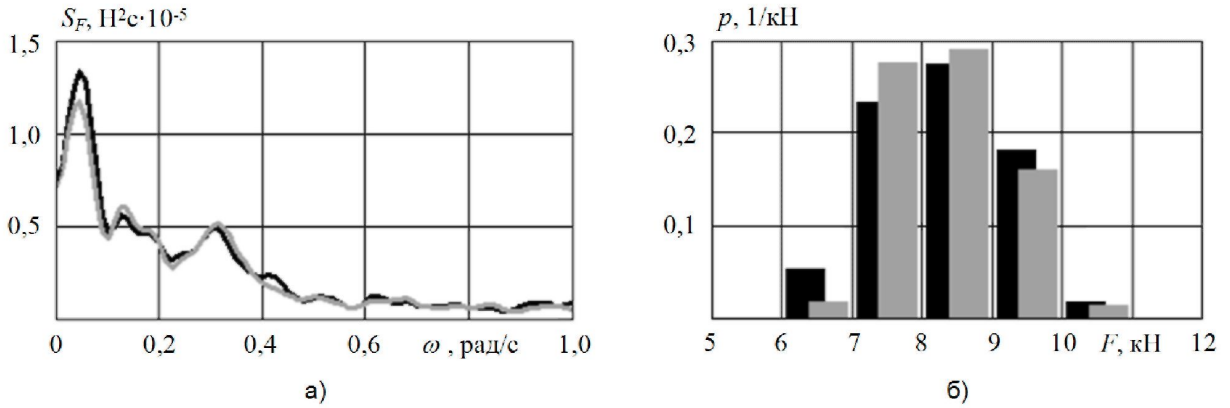


Рис. 5. Сравнение спектральных плотностей (а) и гистограмм мгновенных значений (б) процесса изменения нагрузки на поперечную балку, полученного приложением нагрузки к корпусу (—) и отвалу (▨) бульдозера

приведенных результатов указывает на их хорошую сходимость. Таким образом, становится возможным по измеренным во время эксперимента нагрузкам определять обобщенные характеристики внешнего воздействия в виде случайных процессов изменения компонентов вектора. Это позволяет задавать внешнее воздействие на рабочий орган более компактным и универсальным, независящим от изменений конструкции трактора, способом.

Следующим этапом в решении задач прочностной надежности становится определение случайных процессов изменения напряжений в исследуемых деталях несущей системы трактора. В качестве иллюстрации рассматриваются наиболее нагруженные элементы несущей системы промышленного трактора Т10: рама и балансирная балка, выполненные в виде сварных конструкций сложной формы. На рис. 6 показаны внешний вид рамы трактора (а) и поле напряжений в верхнем листе корпуса бортовых фрикционов (б), вызванных нагрузками со стороны ходовой части при работе трактора в транспортном режиме.

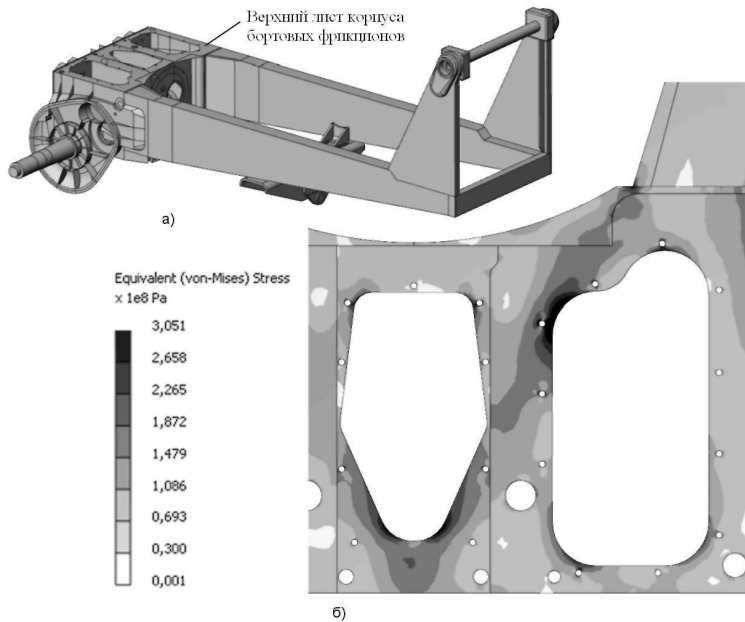


Рис. 6. Внешний вид рамы промышленного трактора Т10 (а); фрагмент поля напряжений в верхнем листе корпуса бортовых фрикционов (б)

Анализ поля напряжений, полученного методом конечных элементов, свидетельствует о достаточно большой нагруженности верхнего листа, что подтверждается случаями обнаружения усталостных трещин в наиболее напряженных зонах. На рис. 7 показана картина поля напряжений в балансирной балке, которая позволяет выявить потенциально опасные зоны конструкции (а, б). Процессы изменения напряжений в этих зонах во времени могут быть получены расчетным путем методом коэффициентов влияния (рис. 7, в).

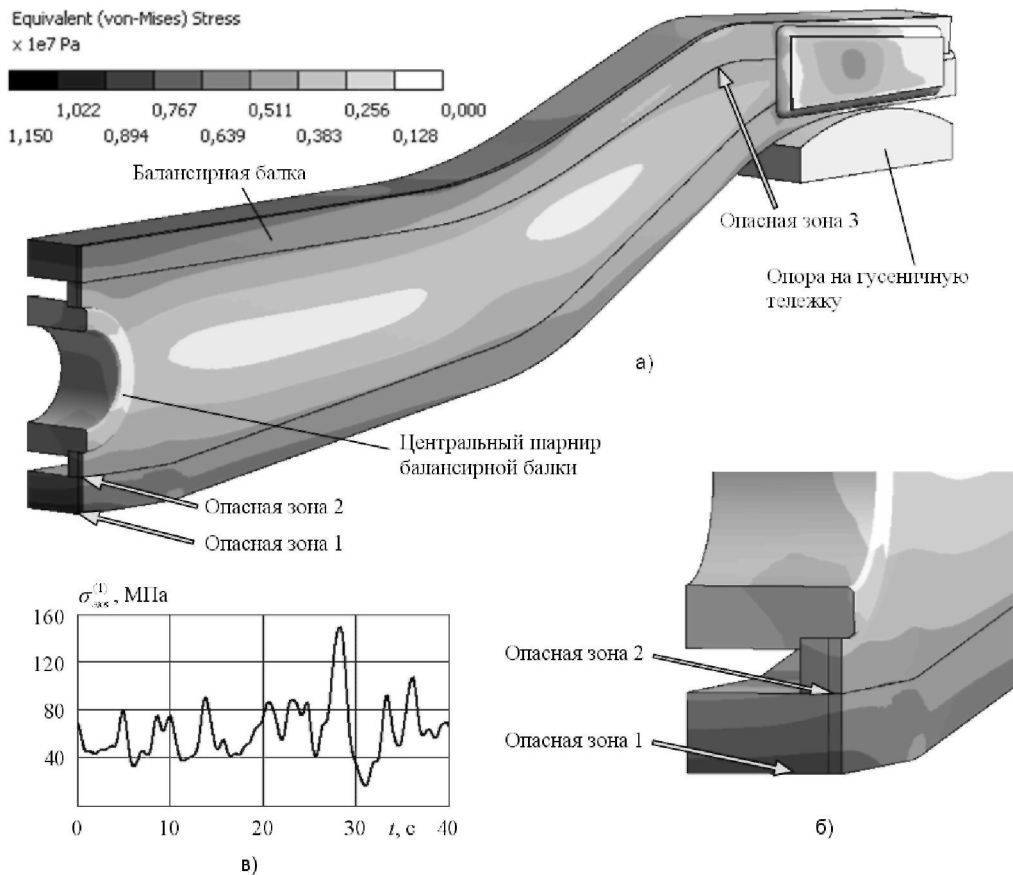


Рис. 7. Поле эквивалентных напряжений в балансирной балке (а); поле эквивалентных напряжений в опасных зонах в центральной части балки (б); фрагмент расчетной осциллограммы процесса изменения эквивалентных напряжений в опасной зоне 1 (в)

Оценка ресурса поперечной балки выполнена по критерию усталостной долговечности, с учетом случайного характера нагружения и рассеяния усталостных свойств. В расчетах учтены факторы, снижающие характеристики усталостной прочности, в частности, концентрация напряжений, наличие зон термического влияния в сварных швах и другие конструкторско-технологические факторы.

Переход от случайного процесса изменения напряжений (рис. 7, в) к схематизированному нерегулярному симметричному гармоническому процессу осуществлен по методу полных циклов («дождя»). Плотность распределения амплитуд схематизированного процесса соответствует усеченному распределению Релея с параметрами $u_0 = -8,5$ МПа и $\alpha = 12,4$ МПа.

Расчет усталостной долговечности выполнен с использованием скорректированной гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений; оценки математического ожидания и среднеквадратического отклонения долговечности по моменту зарождения микротрещин определяются по выражениям [5]:

$$T_{cp} = \frac{a_p N_G \sigma_{-1D}^m}{\sum_{i=1}^k v_i \sigma_{ai}^m}; \sigma_{lg T} = 0,43v_{\sigma_{-1D}}$$

Расчет и конструирование

где $\sigma_{-1д}$, N_G , m – предел выносливости детали, базовое число циклов и параметр наклона кривой выносливости; a_p – корректирующий коэффициент, зависящий от соотношения параметров нагружения; $v_{\sigma_{-1д}}$ – коэффициент вариации предела выносливости детали.

На рис. 8 приведена расчетная функция вероятностей безотказной работы балансирующей балки бульдозерного агрегата, из которой следует, что гамма-процентный ресурс, соответствующий вероятности 0,8, составляет $T_{\gamma=0,8} = 17000$ моточасов ($\lg T_{\gamma=0,8} = 4,23$). С учетом непроизводительных затрат времени ресурс поперечной балки составляет 6–8 лет эксплуатации бульдозерного агрегата при работе в условиях каменного карьера.

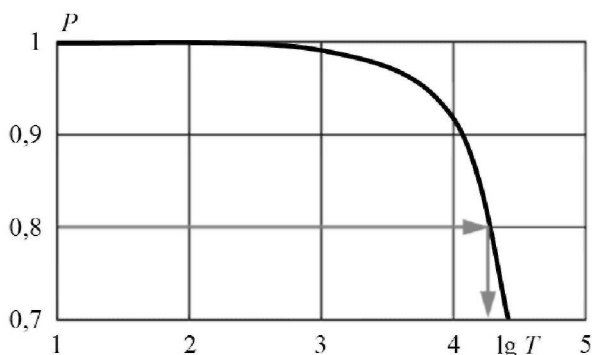


Рис. 8. Функция вероятностей безотказной работы

Приведенные в статье результаты можно рассматривать как практическую реализацию инженерного подхода, позволяющего на ранних стадиях проектирования новых и модернизации существующих изделий прогнозировать и управлять надежностью ответственных элементов ходовых и несущих систем промышленных тракторов.

Литература

1. Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилоевич, Г.М. Кутькое. - М.: Машиностроение, 1973. - 280 с.
2. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. - М.: Машиностроение, 1986. - 296 с.
3. Кутькое, Г.М. Тяговая динамика тракторов / Г.М. Кутькое. - М.: Машиностроение, 1980. - 215 с.
4. Лурье, А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье. - М.: Колос, 1981.-382 с.
5. Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. -М.: Машиностроение, 1993. - 364 с.

Поступила в редакцию 1 июня 2008 г.

Березин Игорь Яковлевич. Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин.

Berezin Igor Yakovlevich. Dr.Sc. (Engineering), Professor, Professor of the Applied Mechanics, Dynamics and Strength of Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: dynamics of coupled nonlinear systems during non-stationary multivariate random input, computer simulation technique of the operation loading and forecasting of the strength reliability of transport machines.

Костюченко Валерий Иванович. Кандидат технических наук, начальник испытательного центра ОАО «Челябинский тракторный завод». Профессор кафедры «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - исследования рабочих процессов промышленных тракторов, оптимизация параметров тяговых характеристик.

Kostuchenko Valery Ivanovich. Cand.Sc. (Engineering), Head of the Test Center of the open joint stock company «Chelyabinsk Tractor Plant» (ispytatelny centr ОАО «Chelyabinsky Traktorny Zavod»). Professor of the Motor Cars Department of the South Ural State University. Professional interests: analysis of the industrial tractors operating processes, parameter optimization of the towing performances.

Халтурин Виктор Константинович. Аспирант кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин.

Halturin Victor Konstantinovich. Post-Graduate Student of the Applied Mechanics, Dynamics and Strength of Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: dynamics of coupled nonlinear systems during non-stationary multivariate random input, computer simulation technique of operation loading and forecasting of the strength reliability of transport machines.