

На правах рукописи



Халтурин Виктор Константинович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТНОЙ  
НАДЕЖНОСТИ НЕСУЩИХ СИСТЕМ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРАКТОРОВ  
НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ  
ЭКСПЛУАТАЦИИ И НАКОПЛЕНИЯ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Специальности:

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины;

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Челябинск 2009

Работа выполнена в Южно-Уральском государственном университете и  
ОАО «Научно-исследовательский институт автотракторной техники».

Научные руководители: доктор технических наук, профессор  
Березин Игорь Яковлевич;

кандидат технических наук, доцент,  
заслуженный машиностроитель  
Российской Федерации  
Бондарь Владимир Николаевич.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
Шефер Леопольд Анатольевич;

кандидат технических наук  
Трояновская Ирина Павловна.

Ведущее предприятие: ООО «ГСКБ ЧТЗ».

Защита диссертации состоится «23» декабря 2009 г., в 15 часов, на заседа-  
нии диссертационного совета Д 212.298.09 в Южно-Уральском государственном  
университете: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ауд. 103/АТ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского го-  
сударственного университета.

Отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба направлять по  
адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ЮУрГУ, на имя ученого  
секретаря диссертационного совета.

Телефон для справок (351) 267-91-23.

Автореферат разослан «20» ноября 2009 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
доктор технических наук, профессор



Лазарев Е. А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Характерным для условий работы дорожно-строительных машин является наличие интенсивного силового и кинематического воздействия со стороны внешней среды. В связи с этим при решении вопросов производительности, экономичности, прочностной надежности и других возникает необходимость отображения на ранних стадиях проектирования условий реальной эксплуатации и динамического поведения машин путем моделирования процессов эксплуатации при проектировании новых изделий.

В настоящее время прочностные расчеты в большинстве случаев базируются на учете максимальных статических нагрузок и кратковременных характеристик прочности материалов. Очевидно, такой подход не отражает динамический характер нагружения элементов конструкций, а также процессы накопления усталостных и износных разрушений деталей, преимущественно возникающих в реальных условиях эксплуатации дорожно-строительных машин. Поэтому обычно в случаях проявления прочностных дефектов при испытаниях опытных образцов или при массовой эксплуатации серийной продукции возникает необходимость проведения экспериментальных работ с помощью тензометрирования в зонах образования усталостных повреждений с последующей оценкой ресурса деталей и их «усилением» путем опробования различных конструктивных вариантов. Масштабные исследования применительно к промышленным тракторам проводились в Челябинском филиале НАТИ с целью разработки методик проведения натурных испытаний и расчетов долговечности конструкций.

В ряде передовых отраслей наметилась тенденция к внедрению расчетных методов, обеспечивающих прогнозирование и управление надежностью изделий на ранних стадиях проектирования. В частности, начиная с 80-х годов на кафедре Прикладная механика, динамика и прочность машин ЮУрГУ проводятся работы по созданию прикладной теории и инженерных методов обеспечения надежности ходовых систем быстроходных гусеничных машин. В предлагаемой диссертационной работе упомянутый подход получает развитие в более сложную область, связанную с обеспечением прочностной надежности несущих систем дорожно-строительных машин на базе гусеничных промышленных тракторов.

**Целью диссертационной работы** является разработка комплексного подхода к задаче обеспечения прочностной надежности дорожно-строительной техники, отображающего процессы случайного внешнего воздействия со стороны рабочих органов и ходовой части на корпус промышленного трактора, его конструктивные особенности, характер технологических процессов землеройных работ и оценку усталостной долговечности при многопараметрическом нагружении.

Для достижения указанной цели возникает необходимость **решения следующих задач:**

1. Проведение циклов полигонных и полевых исследований процессов силового и кинематического воздействия со стороны рабочих органов и ходовой части; выявление определяющих факторов и формулировка требований к

математической модели, описывающей процессы реальной эксплуатации бульдозерно-рыхлительного агрегата.

2. Создание математической модели нагружения и разработка программного обеспечения для ее реализации, проведение расчетных исследований и проверка адекватности модели.

3. Разработка методических вопросов, связанных с исследованием полей напряжений в элементах конструкции при многопараметрическом случайном нагружении и обоснованием методик расчета ресурса.

4. Разработка практических рекомендаций, направленных на повышение ресурса корпуса бортовых фрикционов промышленного трактора ЧТЗ.

**Объект исследования** – процессы нагружения и накопления усталостных повреждений несущей системы промышленного трактора в бульдозерно-рыхлительном агрегате.

**Методы исследования.** При построении математической модели, описывающей динамику промышленного трактора с полужесткой подвеской в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата, применены методы теоретической механики, дифференциального и интегрального исчисления, реализованные с использованием прикладных методов вычислительной математики. Расчет напряженного состояния тяжело нагруженных элементов выполнен с помощью метода конечных элементов. Обработка экспериментальных данных выполнена на основе применения методов математической статистики и спектрального анализа.

Обоснованность принятия основных допущений основана на выявленных в результате экспериментальных исследований и анализа работы бульдозерно-рыхлительного агрегата важных эффектов, причины возникновения которых обусловлены особенностями технологии проведения землеройных работ и схемой промышленного трактора.

**Научную новизну** диссертации составляют:

1. Результаты выполненных экспериментальных исследований в условиях реальной эксплуатации трактора, которые позволили выявить и оценить значимость определяющих факторов, обусловленных воздействием внешней среды на рабочие органы и ходовую систему, а также конструкцией промышленного трактора и особенностями технологических процессов землеройных работ.

2. Математическая модель, которая в отличие от известных содержит и комплексно учитывает влияние выявленных определяющих факторов на работу несущей системы промышленного трактора в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата при выполнении им рабочего процесса, в частности:

- наличие двух случайных входных воздействий: силового со стороны рабочих органов и кинематического со стороны ходовой системы;
- наличие существенных нелинейностей системы подрессоривания, связанных с изменчивостью структуры полужесткой подвески промышленного трактора;
- цикличность действия рабочих нагрузок, обусловленная изменениями характеристик рабочего процесса бульдозера и наличием явления экстремального буксования при выполнении операции бульдозирования.

**Достоверность результатов** обеспечена строгим математическим обоснованием разработанных методов расчета, подтверждена сопоставлением расчетных и экспериментальных результатов, а также данными о наработке на отказ в условиях массовой эксплуатации бульдозерно-рыхлительных агрегатов.

**Практическая ценность.** Разработанные в диссертации методика и соответствующее программное обеспечение внедрены в практику работы ГСКБ ЧТЗ, что позволяет осуществлять моделирование процессов нагружения бульдозерно-рыхлительного агрегата и прогнозирование ресурса элементов несущей системы трактора на ранних этапах проектирования (акт внедрения прилагается). В настоящее время результаты, полученные в диссертации, используются при выполнении опытно-конструкторских работ, проводимых ГСКБ ЧТЗ по совершенствованию конструкции несущей системы семейства промышленных тракторов ЧТЗ.

**Реализация работы.** В соответствии с рекомендациями, сформулированными в диссертации, созданы опытные образцы тракторов Т10М, которые в настоящее время проходят испытания.

Работа по внедрению предложенного подхода на головных предприятиях дорожно-строительной отрасли включена в план НИР научно-исследовательского института автотракторной техники (г. Челябинск).

**Апробация работы.** Основные положения диссертации доложены и обсуждены на научно-технической конференции Челябинского государственного аграрного инженерного университета «Повышение эффективности работы сельскохозяйственных тракторов и их двигателей», ЧГАУ, г. Челябинск, 2007 г.; Всероссийской научно-технической конференции «Современное состояние и инновации транспортного комплекса», ПГТУ, г. Пермь, 2005 и 2008 гг.; Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы безопасности», УрО РАН, г. Екатеринбург, 2007 г.; на семинаре отдела института Машиноведения УрО РАН, СКБМ и кафедры гусеничных машин КГУ, г. Курган, 2009 г.; на технических советах Челябинского тракторного завода в 2008 г.; на научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета в период 2007–2009 гг.

**Публикации.** Основные результаты диссертации опубликованы в 5 печатных научных работах, в том числе 2 работы в ведущих рецензируемых научных журналах Перечня ВАК.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений. Содержание работы изложено на 149 страницах машинописного текста, включая 89 рисунков и 1 таблицу, список использованных источников из 109 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность работы. Дана краткая характеристика состояния проблемы обеспечения возрастающих требований по надежности и ресурсу изделий транспортного машиностроения, определены цель и задачи исследования, сформулированы научная новизна и практическая ценность результатов.

**В первой главе** рассмотрены особенности условий работы и эксплуатационной нагруженности бульдозерно-рыхлительных агрегатов. Известные методы расчетов основываются на использовании статических уравнений равновесия усилий со стороны силовой установки и реакций, приложенных к рабочим органам и ходовой части, со стороны внешней среды. Аналитические модели силовых и энергетических характеристик рабочих процессов землеройных агрегатов представлены в фундаментальных работах И.А. Артемьева, В.И. Баловнева, Ю.А. Ветрова, Н.Г. Домбровского, А.Н. Зеленина, Б.М. Позина, Д.И. Федорова и других авторов.

Вопросы моделирования динамики тракторов и быстроходных гусеничных машин исследованы в работах В.Я. Аниловича, И.Б. Барского, Г.С. Белоутова, А.А. Благоднарова, В.В. Гуськова, А.А. Дмитриева, Н.А. Забавникова, Г.О. Котиева, В.И. Красенькова, Г.М. Кутькова, А.О. Никитина, А.А. Полунгяна, В.А. Савочкина, Л.В. Сергеева, В.М. Шарипова и других авторов.

Решение задачи динамики трактора с полужесткой подвеской приведено в работах И.Б. Барского, В.Я. Аниловича, Г.М. Кутькова, Д.Б. Чернина и других авторов, однако, эти подходы имеют ряд ограничений, которые не позволяют учесть в полной мере особенности работы промышленного трактора с полужесткой подвеской. Наиболее близко к теме диссертации предшествуют исследования Г.М. Кутькова, где излагаются математические и экспериментальные методы описания динамических процессов в сельскохозяйственных тракторах. В связи с принципиальными отличиями условий работы и, соответственно, конструкций несущих систем и подвесок промышленного и сельскохозяйственного тракторов, применение упомянутой методики для анализа динамики промышленного трактора нуждается в соответствующем развитии.

Применительно к промышленным тракторам большая часть научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, базирующихся на экспериментальных исследованиях эксплуатационной нагруженности промышленных тракторов проведена службами Челябинского тракторного завода, Чебоксарского завода промышленных тракторов, Научно-исследовательского института автотракторной техники (ЧФ НАТИ), НАТИ, УралНИИС. Значительные по объему и научному уровню экспериментальные исследования рабочих нагрузок проведены В.И. Костюченко; вопросам обеспечения надежности несущих систем промышленных тракторов посвящены многочисленные работы, выполненные в Челябинском политехническом институте Н.И. Гриненко и под руководством Б.Г. Поликаренкова в ЧФ НАТИ (ОАО «НИИАТТ»).

Фундаментальные исследования полей напряженно-деформированного состояния тяжело нагруженных элементов несущих систем промышленных тракторов и прогнозирования их ресурса посвящены широко известные работы, совмещающие в себе экспериментальные и расчетные исследования С.С. Дмитриченко и О.А. Русанова. Начиная с 70-х годов ими в отделе надежности НАТИ было развернуто перспективное направление, принципиально от-

личающееся от «чисто экспериментального» тем, что в нем расчетные исследования напряженности и прогнозирование прочности несущих систем тракторов осуществляется на ранних стадиях проектирования.

Поскольку большинство отказов элементов несущих систем тракторов определяется процессами зарождения и докритического развития усталостных повреждений, то важное значение приобретает вопрос о прогнозировании ресурса тяжело нагруженных узлов. Для его решения в диссертационной работе применен получивший широкое распространение метод С.В. Серенсена и В.П. Когаева, который в настоящее время приобрел статус нормативных документов. Известны другие подходы к решению задачи усталостной долговечности, обладающие рядом преимуществ к их числу относятся работы В.Б. Бойцова, А.С. Гусева, С.С. Дмитрииченко и др. Одно из эффективных направлений разработано профессором ЮУрГУ Л.А. Шефером, в котором предельное по усталости состояние материалов представляется обобщенной диаграммой, основанной на вероятностных параметрах случайных процессов нагружения и статистических закономерностях усталостной прочности.

**Во второй главе** описана методика экспериментальных исследований нагруженности промышленного трактора при выполнении им рабочих операций, приведены результаты анализа экспериментальных исследований и сформулированы требования к математической модели.

Исследования выполнены на базе полигона Испытательного центра ООО «ГСКБ ЧТЗ» (пос. Мисяш) при разработке бульдозерным и рыхлительным агрегатами на базе трактора Т10М суглинка и разборного каменистого грунта в карьере. Все рабочие операции выполнялись на первой передаче при прямолинейном движении в соответствии с техническими условиями на эксплуатацию.

Специально созданный комплекс измерительных устройств и аппаратуры, позволил при выполнении рабочих операций бульдозерно-рыхлительным агрегатом осуществлять непрерывную регистрацию случайных процессов изменения усилий, действующих на корпус трактора со стороны рабочих орудий. В качестве датчиков усилий использованы штатные элементы крепления бульдозерного и рыхлительного оборудования к несущей системе трактора (цапфы крепления толкающих брусьев и пальцы гидроцилиндров).

На осциллограмме процессов изменения внешних сил на корпус трактора при бульдозировании отчетливо видна цикличность нагрузок (рис. 1, *а*), вызванная выглублениями отвала с целью предотвращения остановки трактора при повышении уровня буксования гусеничного движителя. Помимо нагрузок со стороны рабочих органов, рама трактора испытывает кинематическое нагружение со стороны ходовой системы. Так во время движения трактора по неровностям элементы несущей системы подвержены нагружению вследствие возникновения явления пробоя полужесткой подвески (рис. 1, *б*).

Для случайных процессов изменения измеренных нагрузок определены основные характеристики – математическое ожидание, дисперсия, эмпирическая корреляционная функция, коэффициент сложности структуры. Вид спектральных

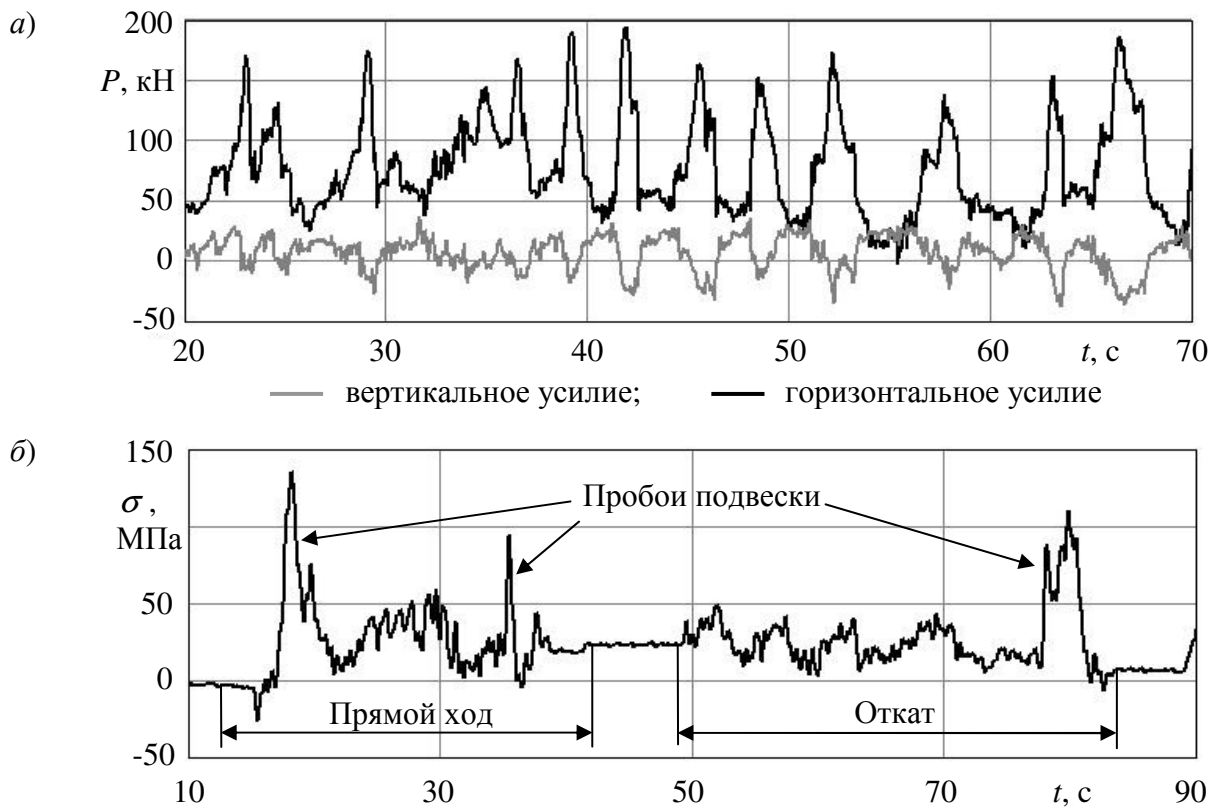


Рис. 1. Фрагменты осциллограмм процессов изменения нагрузок со стороны отвала на корпус трактора (а) и напряжений в опасной зоне рамы (б) при бульдозировании суглинка

плотностей (рис. 2) и значения коэффициента сложности структуры указывают на то, что исследуемые случайные функции относятся к широкополосным процессам, при этом их основная мощность сосредоточена в низкочастотной области в интервалах  $\omega = 0 \dots 10$  рад/с. По-видимому, отмеченное объясняется наличием в процессах постоянных составляющих, обусловленных резанием грунта и перемещением призмы, а также низкочастотным ( $1 \dots 4$  рад/с) управляющим воздействием со стороны водителя по выглублению и заглублению отвала.

Анализ результатов экспериментальных исследований выявил необходимость включения в модель динамики промышленного трактора учет дополнительных факторов, определивших научную новизну диссертационной работы, а именно:

1. Необходимость одновременного отображения двух связанных входных воздействий – силового со стороны рабочих органов и кинематического со стороны ходовой системы.

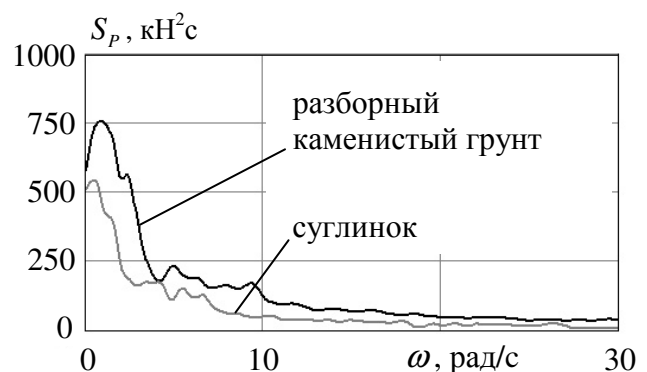


Рис. 2. Спектральные плотности процессов изменения суммарного горизонтального усилия со стороны бульдозерного оборудования



2. Необходимость учета наличия существенной нелинейности системы подвески, связанной с изменчивостью ее структуры.

3. Необходимость отображения цикличности рабочих нагрузок, связанной с наличием явления экстремального буксования при бульдозировании.

4. При сравнительных расчетах, обычно выполняемых на этапах модернизации базовых моделей трактора, является целесообразным применение более компактного способа задания нагрузок от рабочих органов в виде случайного вектора, который является равнодействующей внешних сил со стороны разрабатываемого грунта на рабочий орган.

**В третьей главе** рассматривается математическая модель процесса эксплуатации промышленного трактора. Бульдозерно-рыхлительный агрегат следует рассматривать как связанную, существенно нелинейную систему, испытывающую случайное нестационарное внешнее воздействие. Основные исходные положения и допущения сводятся к следующему: *Применительно к конструкции трактора:* 1) учитываются существенные нелинейности, связанные с переменностью структуры элементов системы; 2) корпус трактора и элементы несущей системы (кроме подвески) на этапе определения процессов изменения обобщенных координат рассматриваются как абсолютно жесткие тела; 3) тягово-скоростные характеристики двигателя внутреннего сгорания описываются его статической характеристикой; 4) гусеничный обвод считается недеформируемым; 5) рассматривается промышленный трактор с механической трансмиссией как вариант, отличающийся наиболее высокой интенсивностью нагружения; *Применительно к воздействиям внешней среды:* 6) в качестве

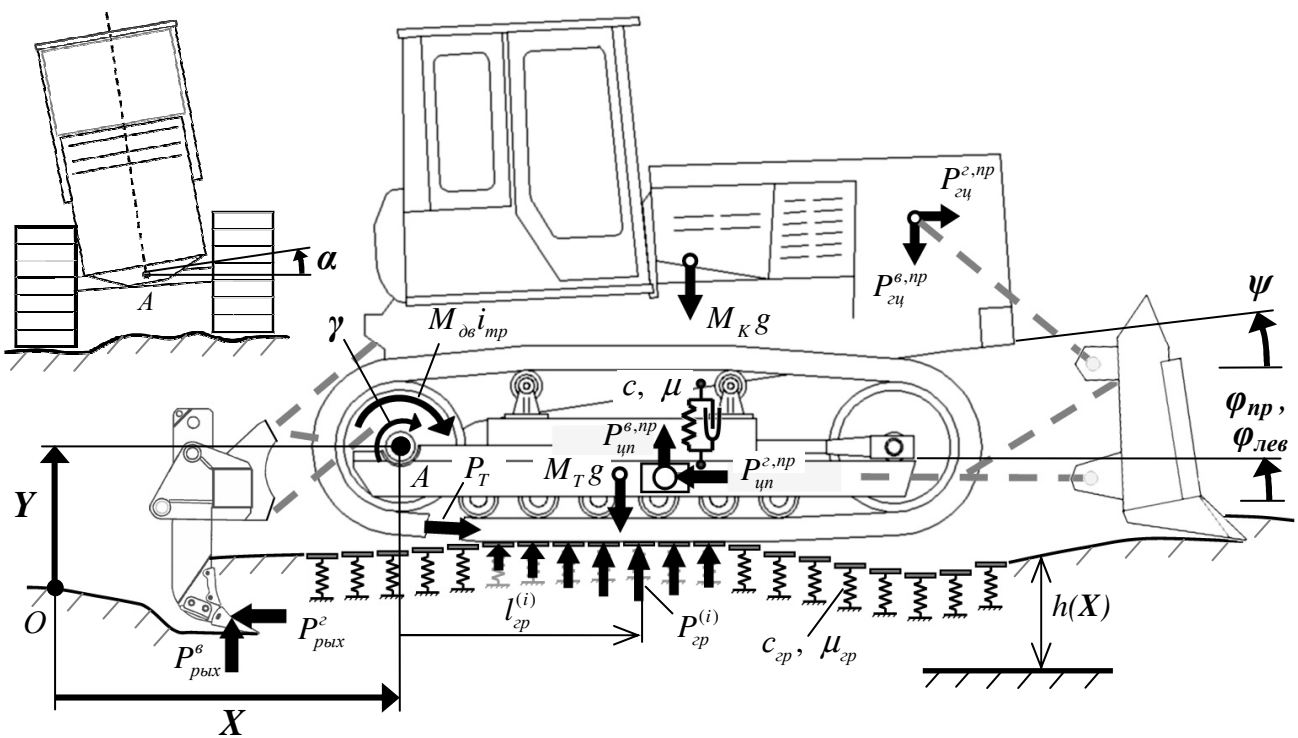


Рис. 3. Схема к математической модели процесса эксплуатации промышленного трактора в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата

входных воздействий рассматриваются: профиль пути со стороны ходовой системы и нагрузки со стороны рабочих органов; 7) дорожное полотно рассматривается как податливая среда; *Применительно к технологическому процессу, выполняемому бульдозерно-рыхлительным агрегатом:* 8) учитывается экстремальное буксование, как неотъемлемая часть технологического процесса; 9) рассматривается только прямолинейное движение бульдозерно-рыхлительного агрегата.

С учетом сформулированных выше требований и допущений выбрана расчетная схема бульдозерно-рыхлительного агрегата (рис. 3). В качестве обобщенных координат, определяющих положение трактора с рабочим органом на грунте, приняты семь следующих физических величин: горизонтальная ( $X$ ) и вертикальная ( $Y$ ) координаты оси ведущего колеса, углы поворота корпуса трактора ( $\psi$ ) и гусеничных тележек ( $\varphi_{лев}$ ,  $\varphi_{np}$ ) в продольной вертикальной плоскости, угол поворота корпуса трактора в поперечной вертикальной плоскости ( $\alpha$ ), угол поворота осей ведущих колес ( $\gamma$ ). С применением процедуры Лагранжа II рода составлена система дифференциальных уравнений, определяющих движение бульдозерно-рыхлительного агрегата в процессе работы:

$$(2M_T + M_K) \ddot{X} = P_{цу}^{2,np}(t) + P_{цу}^{2,лев}(t) - P_{цн}^{2,np}(t) - P_{цн}^{2,лев}(t) + P_T - M_{ов} i_{mp} r_{в.к.}; \quad (1)$$

$$M_T \left[ 2(\ddot{Y} + g) + 0,5L_T(\ddot{\varphi}_{лев} + \ddot{\varphi}_{np}) \right] + M_K \left[ \ddot{Y} + g + 0,5L_K \ddot{\psi} \right] = \\ = P_{цн}^{6,np}(t) + P_{цн}^{6,лев}(t) - P_{цу}^{6,np}(t) - P_{цу}^{6,лев}(t) + \sum_i P_{зр,np}^{(i)}(h) + \sum_i P_{зр,лев}^{(i)}(h); \quad (2)$$

$$0,5M_K L_K \left[ \ddot{Y} + g + 0,5L_K \ddot{\psi} \right] + J_{Kz} \ddot{\psi} - \\ - cL^2 \left[ a/L + 0,5(\varphi_{лев} + \varphi_{np}) - \psi \right] - \mu L^2 \left[ 0,5(\dot{\varphi}_{лев} + \dot{\varphi}_{np}) - \dot{\psi} \right] = \\ = - \left( P_{цу}^{6,np}(t) + P_{цу}^{6,лев}(t) \right) x_K - \left( P_{цу}^{2,np}(t) + P_{цу}^{2,лев}(t) \right) y_K; \quad (3)$$

$$0,5M_T L_T \left[ \ddot{Y} + g + 0,5b\ddot{\alpha} + 0,5L_T \ddot{\varphi}_{лев} \right] + J_{Tz} \ddot{\varphi}_{лев} + \\ + 0,5cL^2 \left[ a/L + 0,5(\varphi_{лев} + \varphi_{np}) - \psi \right] + 0,5\mu L^2 \left[ 0,5(\dot{\varphi}_{лев} + \dot{\varphi}_{np}) - \dot{\psi} \right] = \\ = P_{цн}^{6,лев}(t) x_T - P_{цн}^{2,лев}(t) y_T + \sum_i P_{зр,лев}^{(i)}(h) l_{зр}^{(i)}; \quad (4)$$

$$0,5M_T L_T \left[ \ddot{Y} + g - 0,5b\ddot{\alpha} + 0,5L_T \ddot{\varphi}_{np} \right] + J_{Tz} \ddot{\varphi}_{np} + \\ + 0,5cL^2 \left[ a/L + 0,5(\varphi_{лев} + \varphi_{np}) - \psi \right] + 0,5\mu L^2 \left[ 0,5(\dot{\varphi}_{лев} + \dot{\varphi}_{np}) - \dot{\psi} \right] = \\ = P_{цн}^{6,np}(t) x_T - P_{цн}^{2,np}(t) y_T + \sum_i P_{зр,np}^{(i)}(h) l_{зр}^{(i)}; \quad (5)$$

$$M_T b \left[ 0,25L_T(\ddot{\varphi}_{лев} - \ddot{\varphi}_{np}) + 0,5b\ddot{\alpha} \right] + \left[ J_{Kx} + 2J_{Tx} \right] \ddot{\alpha} = \\ = 0,5b \left( P_{цу}^{6,np} + P_{цн}^{6,лев} + \sum_i P_{зр,лев}^{(i)}(h) \right) - 0,5b \left( P_{цу}^{6,лев} + P_{цн}^{6,np} + \sum_i P_{зр,np}^{(i)}(h) \right); \quad (6)$$

$$J_{np} \ddot{\gamma} = M_{ов} i_{mp} - P_T r_{в.к.} \quad (7)$$

Помимо дифференциальных уравнений, определяющих движение бульдозерно-рыхлительного агрегата, возникает необходимость включения в математическую модель уравнения связи, которое по известным силам сопротивления установит соотношение между теоретической и действительной скоростями движения. Учет буксования гусеничного движителя выполнен с помощью известного эмпирического выражения для определения коэффициента буксования при непостоянном сцепном весе. В выбранных обобщенных координатах уравнение буксования запишется следующим образом:

$$\left(\dot{\gamma}r_{в.к.} - \dot{X}\right) / \dot{\gamma}r_{в.к.} = 1 - \left(1 - v_{кр} / v_{кр \max}\right)^{0,15} \quad (8)$$

где  $v_{кр}$  – удельное тяговое усилие на крюке;  $v_{кр \max}$  – максимальный коэффициент сцепления по тяговому усилию на крюке.

В системе уравнений (1)–(7) не отображена нелинейность характеристики системы подрессоривания, обусловленная конструкцией промышленного трактора. Во время движения трактора по неровностям возможны замыкания балансира устройства на один из лонжеронов, при этом происходит скачкообразное изменение жесткости поперечной балки почти в два раза (определено расчетом). В итоге система дифференциальных уравнений дополняется условием возникновения замыкания балансира устройства:

$$c = \begin{cases} c_1, & \text{если } \varphi_{лев} - \psi < \vartheta \text{ и } \varphi_{пр} - \psi < \vartheta; \\ c_2, & \text{если } \varphi_{лев} - \psi > \vartheta \text{ или } \varphi_{пр} - \psi > \vartheta, \end{cases} \quad (9)$$

где  $\vartheta$  – угол поворота корпуса трактора относительно гусеничных тележек, при котором происходит замыкание балки на лонжерон.

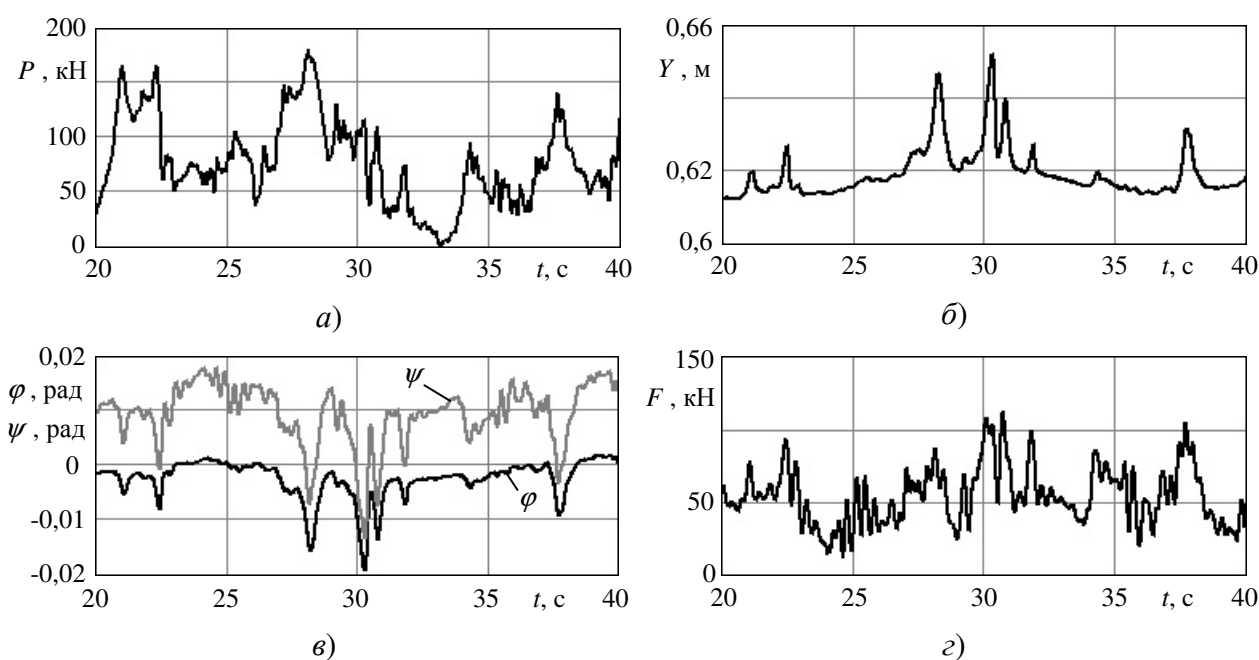
Поскольку в конструкции полужесткой подвески оси опорных катков жестко закреплены по длине гусеничной тележки, то постоянная связь каждого опорного катка с поверхностью случайного профиля отсутствует, что также делает рассматриваемую систему нелинейной. Этим предлагаемая математическая модель отличается от известных, описывающих динамику трактора с индивидуальным и кареточным подрессориванием. Явление отрыва опорных катков отражено в разработанной математической модели в неявной форме – в виде моментов от реакций  $P_{cp}^{(i)}$  со стороны грунта относительно оси ведущего колеса в уравнениях (4), (5). Вопрос распределения усилий между опорными катками со стороны податливого грунта решается комплексно с системой уравнений (1)–(9).

Таким образом, в рамках принятых исходных положений и допущений систему из семи дифференциальных уравнений (1)–(7), уравнение связи (8) и условие, отображающее изменчивость структуры полужесткой подвески промышленного трактора (9) можно рассматривать в качестве математической модели, описывающей динамику бульдозерно-рыхлительного агрегата.

Реализация математической модели может быть выполнена различными способами, отличающимися применяемым математическим аппаратом, способом задания случайного внешнего воздействия, информативностью и достовер-

ностью получаемых результатов. Математическая модель реализована путем численного интегрирования дифференциальных уравнений с помощью специально созданного комплекса вычислительных программ. При этом входные процессы на корпус и ходовую систему трактора синхронно задаются в виде ансамблей случайных реализаций, каждый из которых соответствует различным видам землеройных работ.

В диссертации приводятся результаты исследований нагруженности элементов несущих систем трактора, а также других силовых и кинематических параметров. На рис. 4 в качестве примера иллюстрируются результаты последовательного перехода от экспериментально полученных процессов внешнего воздействия со стороны рабочих органов к моделируемым процессам изменения обобщенных координат и затем к динамическим нагрузкам на различные исследуемые элементы несущей системы трактора.



а) суммарное горизонтальное усилие со стороны отвала бульдозера на корпус трактора, измеренное в условиях реальной эксплуатации при бульдозировании суглинка; б) вертикальная координата оси ведущего колеса; в) углы поворота гусеничной тележки  $\varphi$  и корпуса трактора  $\psi$ ; г) нагрузка на поперечную балку со стороны корпуса трактора

Рис. 4. Фрагменты осциллограмм, иллюстрирующие порядок последовательного перехода от экспериментально измеренных нагрузок на рабочих органах к нагрузкам, воспринимаемым элементами несущей системы трактора

Применение комплекса разработанных программ позволило выполнить ряд расчетных исследований в широком диапазоне изменения параметров и условий работы, в частности: влияние жесткости поперечной балки и величины зазора в зоне контакта с лонжероном на уровень максимальных ускорений на месте крепления кресла водителя, определяющих уровень комфортности работы, в транспортном режиме. Было установлено, что наибольшие ускорения возникают в мо-

менты пробоев подвески; при этом снижение жесткости балансирующего устройства благоприятно сказывается на уровне максимальных ускорений, но приводит к возрастанию числа пробоев в единицу времени. Увеличение зазора в зоне контакта ведет к одновременному снижению максимальных ускорений и числа пробоев (рис. 5). В диссертации также приводятся результаты исследования эксплуатационной нагруженности других элементов несущей системы трактора.

Таким образом, предложенная математическая модель процесса эксплуатации бульдозерно-рыхлительного агрегата позволяет достаточно полно отобразить динамические процессы, протекающие в различных элементах несущей системы трактора.

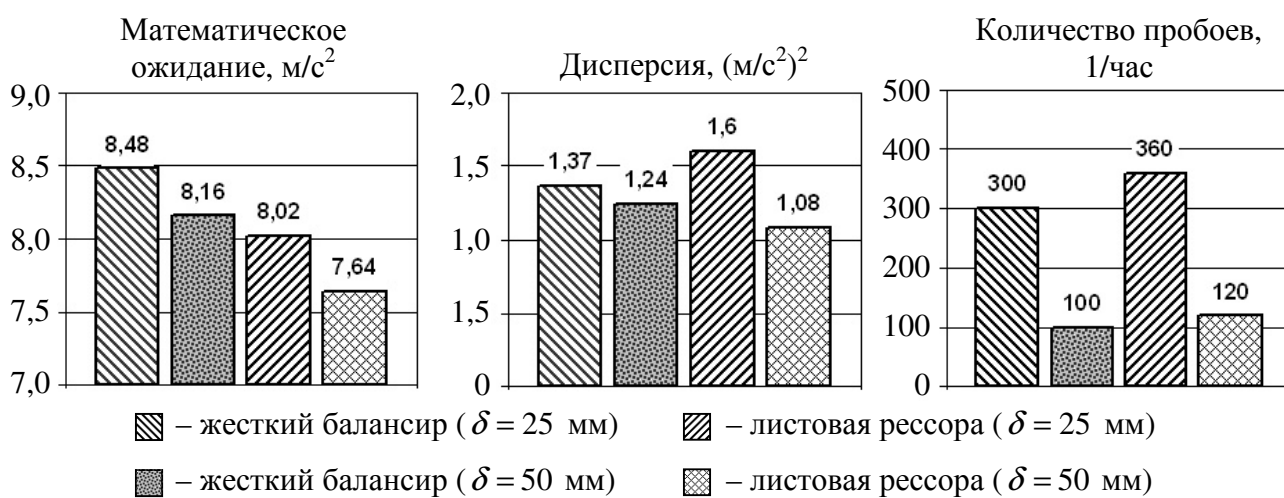


Рис. 5. Статистические характеристики максимальных ускорений в моменты пробоев подвески на месте крепления кресла водителя при движении тракторов по наезженной грунтовой дороге с различной конструкцией балансирующего устройства

В четвертой главе рассмотрены методические вопросы решения специфических для дорожно-строительной техники задач, в частности: 1) переход от случайных функций изменения во времени обобщенных координат к процессам изменения нагрузок, действующих на различные узлы и детали; 2) расчет полей напряжений в конструкциях при многопараметрическом случайном нагружении; 3) определение потенциально опасных зон с точки зрения зарождения и развития усталостных повреждений; 4) расчетная оценка и разработка предложений по обеспечению требуемой усталостной долговечности.

В качестве примера в диссертации рассмотрена задача о прогнозировании долговечности поперечной балки трактора. Определены процессы изменения нагрузки, действующей на нее со стороны корпуса трактора при работе трактора в составе бульдозерного и рыхлительного агрегатов при разработке суглинка II категории плотности (рис. 4, з) и разборного каменистого грунта в карьере. Применение метода конечных элементов позволило выявить несколько наиболее напряженных зон балансира и определить соответствующие коэффициенты влияния. Для наиболее напряженной зоны построен блок нагружения и на ос-

нове скорректированной гипотезы линейного суммирования повреждений выполнена оценка долговечности балансира по критерию усталостного разрушения с учетом рассеяния усталостных свойств материала.

В пятой главе рассматривается реализация предложенного подхода к решению одной из актуальных задач, связанной с обеспечением требуемого ресурса корпуса бортовых фрикционов (КБФ) базового трактора ЧТЗ (рис. 6). Анализ данных массовой эксплуатации показывает, что наиболее существенными в последнее время стали отказы в виде разгерметизации КБФ, снижения его жесткости и повышенного износа элементов трансмиссии по причине интенсивного зарождения и развития усталостных трещин в верхнем листе корпуса бортовых фрикционов (рис. 7). Предпринимаемые меры в виде конструкторских решений по усилению КБФ не дали ощутимого эффекта. В связи с этим возникла необходимость установления наиболее критичных условий эксплуатации и выявления скрытого механизма возникновения усталостных повреждений КБФ.

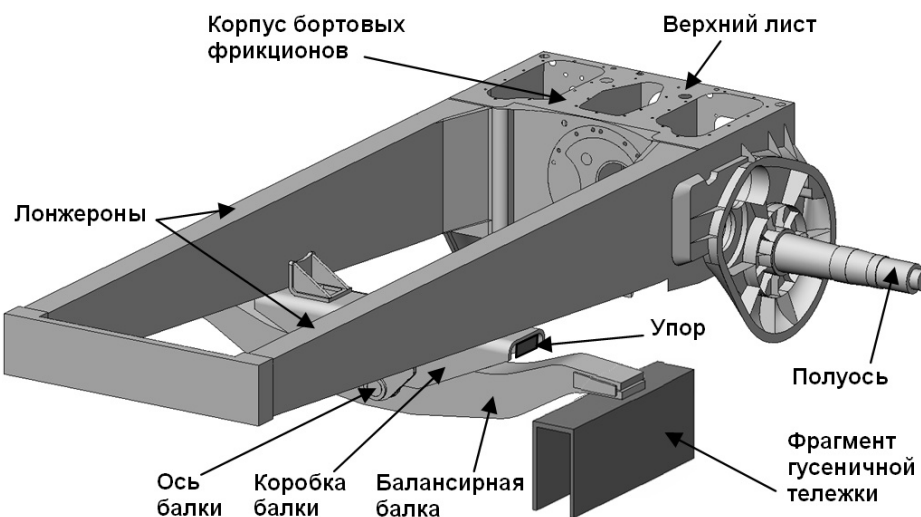


Рис. 6. Геометрическая модель корпуса бортовых фрикционов с лонжеронами и балансира устройства

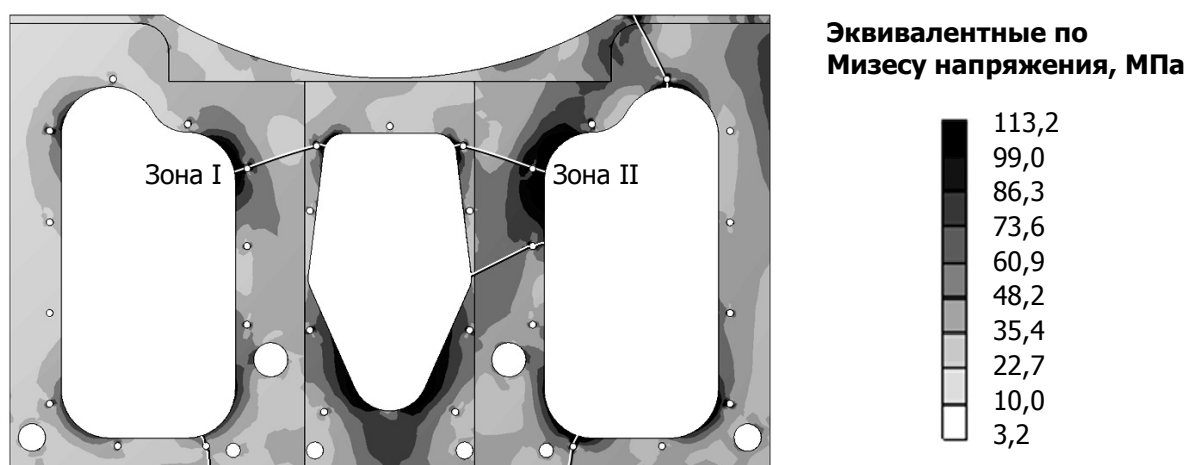


Рис. 7. Картина напряженно-деформированного состояния верхнего листа корпуса бортовых фрикционов и траектории развития усталостных трещин

Компьютерное моделирование работы промышленного трактора позволило установить, что нагрузки со стороны рабочих органов даже в тяжелых условиях работы не объясняют причину возникновения отказов. Однако выявлена следующая закономерность: при прохождении одной из гусениц через короткие одиночные препятствия в виде выступов происходит замыкание балансира на один из лонжеронов. Возникающие в таких случаях динамические нагрузки передаются практически через один лонжерон на КБФ, что вызывает его кручение относительно поперечной оси. При этом наличие окон в верхнем листе создает условия для проявления нежелательного эффекта стесненного кручения КБФ, что приводит к существенному увеличению напряжений в зонах зарождения усталостных трещин.

С целью экспериментального обоснования механизма усталостного повреждения и выполнения количественной оценки нагруженности КБФ при выполнении различных операций проведен цикл полигонных и полевых испытаний бульдозерно-рыхлительного агрегата.

На фоне среднего уровня напряженности при выполнении большинства рабочих операций значительно выделяется вид нагружения, возникающий в случаях пробоев подвески при переезде одной гусеницей одиночного препятствия. Возникающие при этом импульсы напряжений в 3...4 раза превышают средний уровень напряженности (рис. 8) и имеют циклический характер изменения во времени, что соответствует условиям образования усталостного повреждения конструкций.

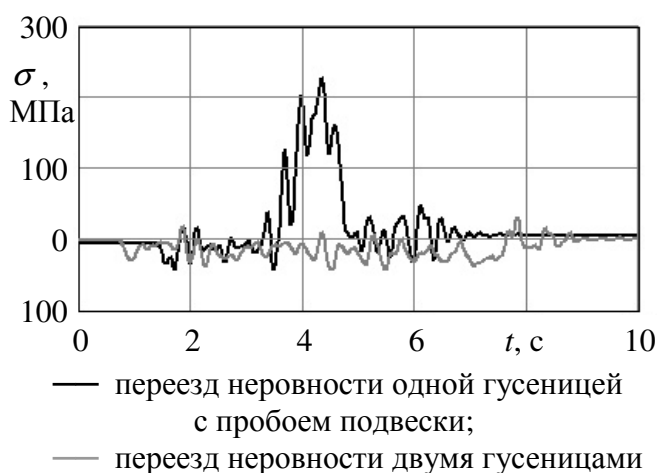


Рис. 8. Процессы изменения напряжений в опасной зоне корпуса бортовых фрикционов при наезде на одиночную неровность

Таким образом, результаты полигонных и полевых исследований подтвердили основную версию о механизме усталостного разрушения корпуса бортовых фрикционов, выявленную путем моделирования работы бульдозерного агрегата.

Оценка усталостной долговечности верхнего листа КБФ по наиболее опасным зонам I и II (рис. 7), выполнена для трех режимов работы – бульдозирование суглинистого грунта II категории плотности; рыхление разборного каменистого грунта в карьере; бульдозирование разрыхленного каменистого грунта в карьере. Расчетом получены следующие результаты: 4400, 3800 и 2800 моточасов соответственно до зарождения усталостных трещин. Сопоставление приведенных расчетных результатов с данными о наработке на отказ в условиях массовой эксплуатации позволяет отметить их удовлетворительное совпадение.

На основе анализа полученных результатов был обоснован ряд конструкторско-технологических решений, направленных на повышение ресурса КБФ, а именно:

- 1) путем увеличения зазора в зоне контакта балансирной балки за счет:
  - уменьшения высоты упоров;
  - смещения оси балансирной балки и изменения конструкции коробки;
  - изменения формы балансирной балки;
- 2) путем усиления конструкции элементов несущей системы трактора за счет:
  - повышения жесткости лонжеронов и коробки балансирной балки;
  - повышения жесткости крышек окон для доступа к бортовым фрикционам;
  - введения дополнительных связей между лонжеронами;
  - повышения толщины листов корпуса бортовых фрикционов;
- 3) путем повышения усталостной прочности верхнего листа за счет:
  - снижения концентрации напряжений вследствие рационального выбора места размещения резьбовых отверстий для крепления крышек;
  - исключения резьбовых отверстий с заменой способа крепления крышек;
- 4) путем совершенствования технологического процесса сварки рамы трактора с целью снижения уровня сварочных напряжений.

С целью проверки эффективности одного из предложений, приемлемого для оперативного внедрения на серийно выпускаемом тракторе Б10М были проведены сравнительные испытания. Конструкторское решение связано с увеличением зазора в зоне контакта балансирной балки за счет уменьшения высоты упоров; на рис. 9 приведены зависимости максимальных напряжений от высоты одиночных неровностей для исходного (зазор 25 мм) и опытного (зазор 50 мм) вариантов. Из анализа результатов следует, что не требующее серьезных изменений мероприятие существенно уменьшает вероятность пробоев подвески и, как следствие, снижает уровень максимальных напряжений в зонах зарождения усталостных повреждений.

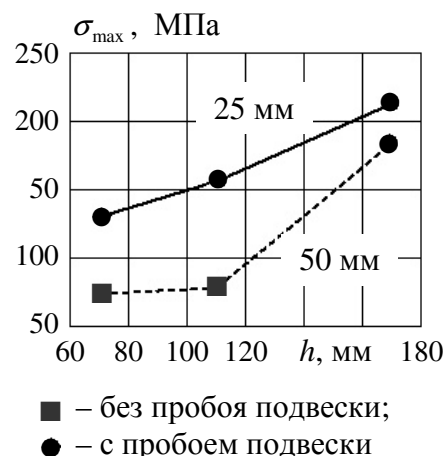


Рис. 9. Зависимости уровня максимальных напряжений в опасных зонах верхнего листа от высоты одиночных неровностей

В заключение отметим, что полученные в данной главе результаты позволяют комплексно выполнить проверку адекватности предложенного подхода. На рис. 10 приведены осциллограммы изменения напряжений в одной из опасных зон верхнего листа КБФ, полученные путем непосредственного тензометрирования (а) и расчетом (б), включающего последовательное моделирование динамики трактора и конечно-элементного моделирования напряженно-деформированного состояния верхнего листа. Сопоставление приведенных осциллограмм указывает на их хорошее качественное и количественное совпадение.



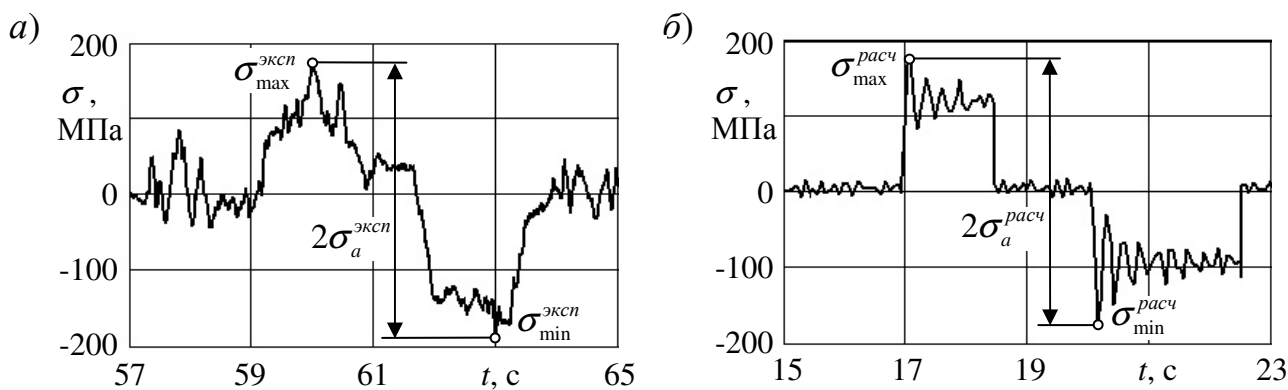


Рис. 10. Фрагменты экспериментальной (а) и расчетной (б) осциллограмм процессов изменения напряжений в опасной зоне верхнего листа в момент пробоя подвески

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. На основании результатов экспериментальных исследований выявлены характеристики случайных процессов изменения нагрузок, передаваемых на корпус трактора со стороны рабочих орудий и ходовой системы трактора. Показано, что основная мощность спектральной плотности процессов при бульдозировании и рыхлении сосредоточена в низкочастотной области в интервале  $0 \dots 10$  рад/с с пиком в интервале  $1 \dots 4$  рад/с, отмеченное объясняется высоким уровнем статической составляющей нагрузок с одной стороны и цикличностью процессов выполнения землеройных работ.

2. Экспериментальные исследования выявили принципиальные особенности работы бульдозерно-рыхлительного агрегата, определяющих высокий уровень и циклический характер напряженности деталей несущей системы. К их числу относятся:

- эффект выглубления отвала, связанный с необходимостью снижения уровня экстремального буксования при достижении предельных нагрузок во время бульдозирования;

- эффект пробоя подвески периодически возникающий при движении трактора в условиях переезда одиночных неровностей (например, движение в каменном карьере и при откатах с повышенными скоростями). Показано, что явление пробоя обусловлено особенностью полужесткой подвески, характерной для конструкции промышленных тракторов.

Установлено, что эффекты выглубления отвала и пробоя подвески по уровню возникающих напряжений и частоте их действия являются основной причиной усталостных повреждений тяжело нагруженных элементов несущей системы промышленного трактора. Так в большинстве случаев уровень максимальных амплитуд напряжений в тяжелых условиях эксплуатации в  $1,3 \dots 2$  раза превышает предел выносливости материалов, а число циклов нагружения составляет  $1 \dots 3$  млн. циклов за время наработки гарантийного срока.

В связи с этим при моделировании процессов эксплуатации трактора необходимо учесть особенности технологических процессов землеройных работ,

существенную нелинейность системы подрессоривания промышленного трактора и наличие двух случайных входных воздействий – силового со стороны рабочего органа и кинематического со стороны ходовой части.

3. Предложена математическая модель, описывающая процесс эксплуатации промышленного трактора в виде связанной существенно нелинейной системы при многопараметрическом случайном нагружении.

4. Предложены методические рекомендации по реализации подхода, а именно:

– преобразование функций изменения обобщенных координат, полученных в результате моделирования динамики процесса эксплуатации, в функции изменения во времени нагрузок на исследуемые элементы несущей системы;

– на основе конечно-элементного моделирования выполнен расчет полей напряженно-деформированного состояния и получены реализации процессов изменения во времени напряжений в потенциально опасных зонах исследуемых конструкций.

– расчетная оценка ресурса деталей, отображающая случайный характер нагружения и рассеяние усталостных свойств материалов.

Сопоставление результатов расчетных и экспериментальных исследований подтвердило адекватность и эффективность применения предложенного подхода.

5. Разработанная математическая модель позволила выявить и обосновать основную версию о механизме усталостного разрушения верхнего листа корпуса бортовых фрикционов базового трактора Т10М, а последующее проведение полигонных и полевых испытаний подтвердило эту версию, связанную с наличием силовых контактов балансирной балки с лонжеронами в полужесткой подвеске трактора.

6. Предложен ряд конструкторско-технологических решений, направленных на повышение ресурса корпуса бортовых фрикционов, в частности, мероприятия по изменению кинематических параметров системы подрессоривания и конструкции ряда элементов несущей системы, а также по повышению характеристик выносливости верхнего листа корпуса бортовых фрикционов. Одно из мероприятий, приемлемое для оперативного внедрения на серийно выпускаемом тракторе, заключается в увеличении зазора в зоне контакта балансирной балки с 25 до 50 мм за счет уменьшения высоты упоров. Сравнительная оценка усталостной долговечности показала, что внедрение названного мероприятия позволит повысить ресурс корпуса бортовых фрикционов серийного трактора в 2...3 раза. В настоящее время предложение принято к внедрению.

7. Дальнейшее развитие работ по созданию отраслевых нормативных материалов, рекомендуемых головным организациям дорожно-строительного машиностроения для применения на этапах проектирования и испытаний опытных образцов, целесообразно вести в следующих направлениях:

– разработка математической модели, достаточно полно охватывающих разнообразие агрегатов, создаваемых на базе промышленных тракторов;

– сбор и обобщение информации с целью создания банка данных о типичных условиях эксплуатации промышленных тракторов.

## ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ СЛЕДУЮЩИЕ РАБОТЫ

1. Березин, И.Я. Обеспечение прочностной надежности дорожно-строительной техники на основе моделирования процессов эксплуатации / И.Я. Березин, В.И. Костюченко, В.К. Халтурин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2008. – Вып. 12. – № 23(123). – С. 32–40.

2. Комплексные расчетно-экспериментальные исследования, направленные на повышение надежности несущих систем промышленных тракторов / И.Я. Березин, В.Н. Бондарь, С.А. Гусев, В.И. Костюченко, В.К. Халтурин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып. 13. – № 11(144). – С. 4–11.

3. Направления прикладных исследований в области совершенствования конструкций дорожно-строительной техники / В.Н. Бондарь, Л.А. Ашихмина, И.Я. Березин, В.К. Халтурин // Актуальные проблемы автомобильного, железнодорожного и трубопроводного транспорта в уральском регионе: сб. тр. Международ. н.-т. конф. – Пермь: ПГТУ, 2005. – С. 243–249.

4. Моделирование динамических процессов и прогнозирование надежности дорожно-строительной техники / В.Н. Бондарь, И.Я. Березин, А.А. Абызов, В.К. Халтурин // Проблемы безопасности: материалы Всероссийской н.-т. конф. – Екатеринбург: УрО РАН, 2007. – С. 65–67.

5. Метод оценки прочностной надежности бульдозерного агрегата / В.Н. Бондарь, Л.А. Ашихмина, И.Я. Березин, В.К. Халтурин // Современное состояние и инновации транспортного комплекса: материалы Международ. н.-т. конф. – Пермь: ПГТУ, 2008. – С. 212–217.

---

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

---

Подписано в печать 16.11.2009. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.

Усл. печ. л. 0,93. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 478/517 .

---

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ.

454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.