

Государственный комитет Российской Федерации  
по высшему образованию  
Челябинский государственный технический  
университет

на правах рукописи

Абызов  
Алексей Александрович

ДИНАМИКА НЕЛИНЕЙНЫХ СВЯЗАННЫХ СИСТЕМ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ  
(применительно к задаче имитационных ресурсных испытаний)

Специальность 01.02.06- "Динамика и прочность машин,  
приборов и аппаратуры"

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск 1995

Работа выполнена на кафедре "Сопротивление материалов, динамика и прочность машин" Челябинского государственного технического университета.

**Научный руководитель:**

доктор технических наук, профессор И.Я.Порозин.

**Научный консультант -**

кандидат технических наук, профессор М.И.Златник.

**Официальные оппоненты:**

доктор технических наук, профессор Л.А.Шофер,

кандидат технических наук В.В.Кавунов.

**Ведущее учреждение -**

Конструкторское бюро транспортного машиностроения (г. Омск).

Защита состоится "\_\_\_\_" \_\_\_\_\_ 1995 г., в \_\_\_\_ ч, на заседании специализированного совета ДСБ3.13.01 при Челябинском государственном техническом университете.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять ученому секретарю совета по адресу:

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

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

автореферат разослан "\_\_\_\_" \_\_\_\_\_ 1995 г.

Ученый секретарь специализированного  
совета, доцент, кандидат технических наук



В.М.Кононов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ.** При создании новых поколений конкурентоспособных отечественных машин важнейшей задачей является обеспечение высоких показателей качества и надежности. Как свидетельствует опыт, значительный эффект в этом направлении достигается при выполнении на ранних этапах проектирования комплексных расчетно-экспериментальных исследований в области динамики, прочности и надежности машин. Вопросы обеспечения требуемых характеристик прочностной надежности приобретают особую значимость при создании быстроходных гусеничных машин, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях, характеризующихся высокими значениями сопротивления прямолинейному движению и повороту, интенсивным изменением микропрофиля и дорожной кривизны, наличием на местности одиночных препятствий и др. Движение в таких условиях требует глубокого варьирования скорости и сопровождается интенсивными переходными процессами в связанной системе "ходовая часть-подпрессоренный корпус-силовая установка". Необходимость исследования подобных процессов возникает при проектировании новой техники в дорожно-строительном, горнодобывающем, сельскохозяйственном, оборонном и других видах машиностроения.

Одним из наиболее эффективных методов получения на ранних стадиях проектирования оценок показателей прочностной надежности является метод имитационных ресурсных испытаний, предусматривающий компьютерное моделирование процесса движения машины в условиях реальной эксплуатации, определение статистических характеристик силового и кинематического взаимодействия элементов конструкции, а также моделирование процессов формирования усталостных и износных отказов.

Такая постановка задачи требует использования единой математической модели системы "внешняя среда-ходовая часть-корпус-силовая установка водитель", отображающей существенные нелинейности элементов подвески и силовой установки. Кроме того, необходимо соответствующее описание кинематического и силового воздействия внешней среды, а также управляющих воздействий со стороны водителя, направленных на приведение в соответствие функции изменения скорости движения с дорожными условиями.

ЦЕЛЬЮ диссертации является разработка методики имитационных ресурсных испытаний применительно к гусеничным машинам высокой проходимости, базирующейся на использовании единой математической модели системы "внешняя среда-ходовая часть-корпус-силовая установка-води-

тель" и отображающей нестационарный характер внешнего воздействия.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА диссертации заключается в следующем.

1. На основании анализа экспериментальных и расчетных результатов обоснована принципиальная необходимость рассмотрения гусеничной машины высокой проходимости как связанной нелинейной системы "внешняя среда- ходовая часть- корпус- силовая установка водитель". В соответствии с этим на основе обобщения результатов, полученных другими исследователями, разработана модель гусеничной машины, отличающаяся одновременным учетом в единой динамической системе следующих важных особенностей:

- наличия нелинейной системы подрессоривания и односторонних связей в упругом гусеничном обводе;
- колебаний корпуса машины в продольной и поперечной плоскостях, а также обусловленных ими циркулирующих силовых потоков в трансмиссии;
- переходных режимов работы силовой установки при переключении передач и движении в повороте, когда происходит изменение структурной схемы трансмиссии;
- наличия в трансмиссии фрикционных муфт и гидродинамических передач, являющихся существенно нелинейными элементами;
- нелинейности скоростных характеристик двигателя внутреннего сгорания.

Комплексный учет отмеченных свойств позволяет получать качественно новые решения задачи динамики гусеничной машины, а также использовать разработанную модель для прогнозирования усталостной и износостойкой долговечности деталей ходовой части и силовой установки в условиях, приближенных к реальной эксплуатации.

2. С целью определения функции изменения скорости движения по местности, соответствующей дорожным условиям, при расчетном моделировании процесса эксплуатации используется подсистема, предназначенная для формирования управляющих воздействий на модель транспортной машины. Отличительной особенностью подсистемы является одновременный учет следующих основных ограничений:

- по максимальному тяговому усилию, развиваемому машиной на подъемах и спусках;
- по заносу машины при движении в режиме поворота;
- по перегрузкам, испытываемым водителем во время движения по местности;
- по условиям наблюдения, обеспечивающим безопасность движения.

Применение разработанной модели, по полученным оценкам, позволяет в 1,5- 2 раза повысить точность определения статистических характеристик

тик эксплуатационной нагруженности и значительно повысить достоверность прогнозирования долговечности.

3. Разработана методика имитационных ресурсных испытаний на основе компьютерного моделирования процессов эксплуатации и формирования усталостных и износных отказов тяжелонагруженных элементов, отличающаяся тем, что с целью повышения достоверности получаемых результатов комплекс характеристик внешнего воздействия задается в полном соответствии с регламентированными условиями натурных ресурсных испытаний машин в заданном природно-климатическом регионе, а также использованием разработанных в диссертации моделей машины и корректировки скорости движения по трассе. Применение разработанной методики на ранних стадиях проектирования позволяет проводить сравнительную оценку характеристик эксплуатационной нагруженности и ресурса ответственных деталей машины.

#### ПРАКТИЧЕСКАЯ ЗНАЧИМОСТЬ РАБОТЫ

Применение в различных отраслях транспортного машиностроения разработанных методов и программных средств позволяет значительно сократить сроки и затраты на проектирование и испытания. С помощью разработанных методов и средств выполнены следующие конкретные исследования:

- 1) В связи с установкой на инженерную машину дополнительного оборудования выполнена оценка изменения ресурса тяжелонагруженных деталей ходовой части и трансмиссии. Результаты сравнительного анализа использованы на ранних этапах проектирования для обоснования необходимости внесения изменений в ходовую часть и трансмиссию машины.
- 2) По заданию головного предприятия отрасли с помощью разработанной методики проведена сравнительная оценка характеристик эксплуатационной нагруженности двух вариантов транспортной машины — с механической и гидромеханической трансмиссиями. Полученные результаты использованы при обосновании выбора типа трансмиссий перспективных образцов мобильных машин.
- 3) При выполнении совместно с кафедрой КГМ ЧТУ работ по программе "УралБВЗ- конверсия", связанных с созданием трелевочной машины на базе бронетранспортера БТР- 60, с помощью разработанной модели проведено исследование характеристик нагруженности и ресурса ходовой системы, в результате которого обоснована необходимость усиления штатной подвески путем введения дополнительных упругих элементов.

РЕАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ. Исследования, на которых базируется данная диссертация, выполнялись в соответствии с программой "Технические университеты России" (тема 80УП53), планом отраслевого министерства

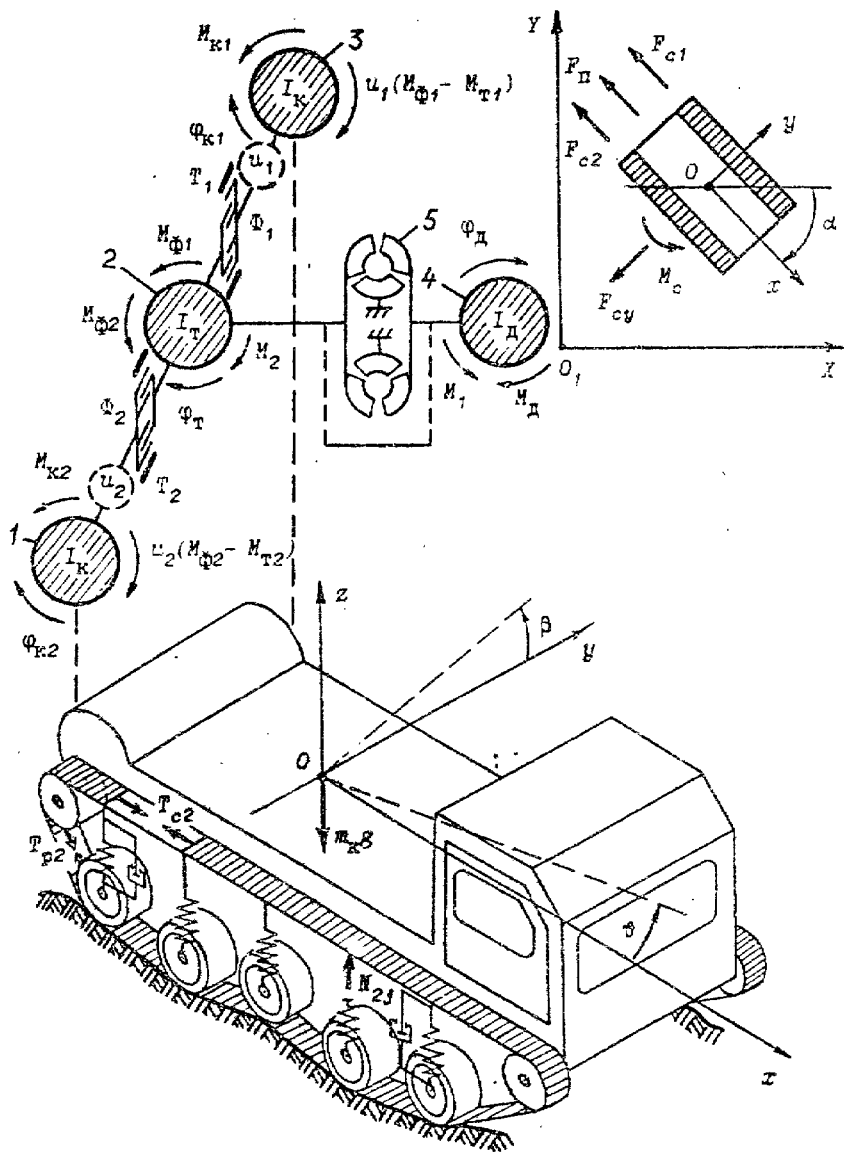


Рис.1. Расчетная схема гусеничной машины

Предлагаемая схематизация силовой установки предназначена для исследования низкочастотных динамических процессов, обусловленных дорожным воздействием. В связи с этим трансмиссия моделируется четырьмя инерционными элементами (1-4, моменты инерции  $I_D, I_T, I_{K1}, I_{K2}$ ), разделенными фрикционными муфтами ( $\Phi_1, \Phi_2$ ), а также гидродинамической передачей (5) и безмассовыми редукторами с передаточными отношениями  $u_1, u_2$ . Обобщенные координаты элементов трансмиссии - углы поворота  $\varphi_D, \varphi_T, \varphi_{K1}, \varphi_{K2}$ . В трансмиссии действуют следующие силовые факторы: момент двигателя  $M_D$ , изменяющийся в зависимости от  $\dot{\varphi}_D$  в соответствии со статической характеристикой и уравнением центробежного регулятора, моменты со стороны насосного и турбинного колес гидротрансформатора  $M_1, M_2$ , моменты фрикционных муфт  $M_{\Phi_1}, M_{\Phi_2}$  и тормозов  $M_{T1}, M_{T2}$ , а также моменты со стороны ведущих колес  $M_{K1}, M_{K2}$ . Значения  $M_1$  и  $M_2$  определяются по статической характеристике гидротрансформатора в зависимости от  $\dot{\varphi}_D, \dot{\varphi}_T$ . При исследовании машины с механической трансмиссией элементы  $I_D$  и  $I_T$  объединяются. Величины  $M_{K1}$  и  $M_{K2}$  определяются натяжением гусеничных ветвей, и, таким образом, зависят от значений  $\varphi_{K1}, \varphi_{K2}$ , координат корпуса и деформаций подвесок.

Трогание, прямолинейное движение, повороты и торможения машины, а также процессы переключения передач моделируются путем изменения моментов проскальзывания тормозов и фрикционных муфт, а также передаточных отношений  $u_1, u_2$ . При полном замыкании муфты соответствующие элементы объединяются.

Для предложенной модели выполнено обоснование характеристик отдельных элементов и получены дифференциальные уравнения движения. Поскольку рассматриваемая система содержит существенно нелинейные элементы, интегрирование дифференциальных уравнений осуществляется численно, с помощью специально разработанного пакета прикладных программ для ЭЭМ.

### 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ДИНАМИКУ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

С помощью разработанной модели выполнены исследования динамики гусеничной машины класса 40 тонн в широком интервале варьирования факторов внешнего воздействия и параметров машины. Отдельные результаты таких исследований приведены ниже. Проверка адекватности модели осуществлялась путем сопоставления результатов расчета с данными модельных экспериментов, выполненных автором и другими исследователями.

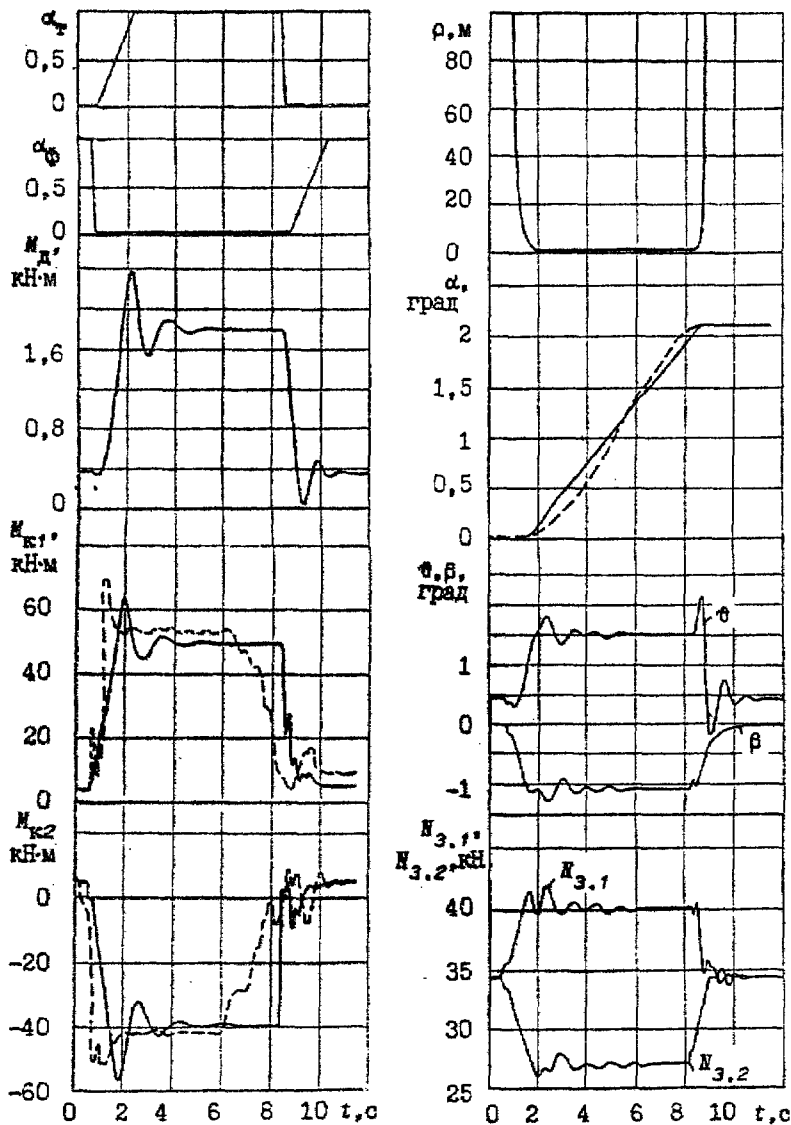


Рис.2. Динамика процесса поворота машины:  
 ———— расчет, — — — — эксперимент



Экспериментальные исследования динамических процессов в шасси гусеничной машины выполнялись в учебном центре Челябинского высшего танкового командного училища. При проведении испытаний регистрировались функции изменения крутящих моментов на ведущих колесах и частоты их вращения, а также курсового угла при поворотах машины. Крутящие моменты регистрировались специальными динамометрическими элементами с тензодатчиками, передача сигнала осуществлялась с помощью токосъемников. Измерение курсового угла осуществлялось с помощью гироскопического устройства. Комплект измерительной и регистрирующей аппаратуры с блоком питания размещался на исследуемом объекте.

В качестве иллюстрации на рис. 2 приводится сопоставление экспериментальных данных и результатов расчета процесса поворота машины, полученных с помощью разработанной модели. На рисунке изображены процессы изменения момента двигателя ( $M_d$ ), моментов на ведущих колесах ( $M_{к1}$  и  $M_{к2}$ ), радиуса ( $\rho$ ), угла поворота ( $\alpha$ ), углов продольных и поперечных колебаний ( $\theta$ ,  $\beta$ ), а также усилий в средних подвесках правого и левого бортов ( $N_{3,1}$ ,  $N_{3,2}$ ) при повороте машины на первой передаче на ровном участке сухой суглинистой трассы. На этом же рисунке

приведены циклограммы управления фрикционной муфтой ( $\alpha_f$ ) и тормозом ( $\alpha_T$ ) отстающего борта (0 соответствует разомкнутому состоянию, 1 — максимальному моменту проскальзывания).

На кинематические параметры поворота в установившемся режиме значительное влияние оказывает продольное проскальзывание опорных поверхностей. На рис. 3 приведены расчетные зависимости радиуса поворота ( $\rho$ ) от коэффициента сцепления грунта ( $\phi$ ) для поворотов на различных пе-

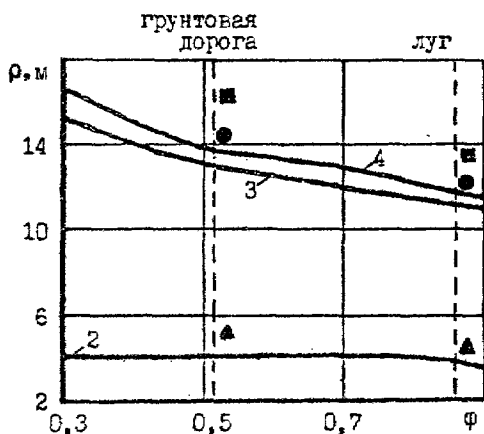


Рис. 3. Влияние коэффициента сцепления на радиус поворота: 2,  $\blacktriangle$  - вторая; 3,  $\bullet$  - третья; 4,  $\blacksquare$  - четвертая передачи

передачах, а также экспериментальные значения.

Интенсивность динамических процессов в переходных режимах в значительной степени определяется параметрами управляющих воздей-

вий на двигатель и фрикционные элементы трансмиссии, которые зависят от особенностей системы управления и характеристик воздействия со стороны водителя. В качестве примера на рис. 4 приведены зависимости максимального момента на ведущем колесе ( $max M_k$ ) от времени буксования фрикционного элемента ( $t_3$ ) при трогании машины, на этом же рисунке приведены экспериментальные значения.

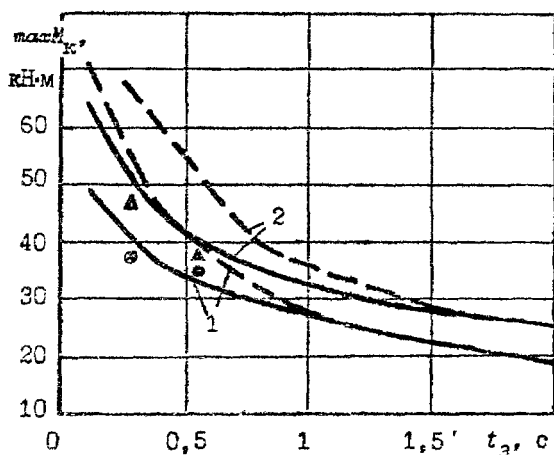


Рис. 4. Влияние времени буксования фрикционных элементов на динамику трогания машины: ●, 1 — первая передача; ▲, 2 — вторая передача; — — — трогание с увеличением подачи топлива; - - - - трогание при максимальной подаче

Динамические процессы при разгоне машины с последовательным переключением передач на ровном участке трассы иллюстрирует рис. 5, на котором представлены расчетные

процессы изменения скорости машины ( $V$ ) и момента двигателя ( $M_d$ ), а также экспериментальные зависимости.

Нагруженность трансмиссии машины в значительной степени зависит от характеристик двигателя, в частности от постоянной времени регулятора ( $t_d$ ) и угла наклона регуляторной ветви ( $k_p$ ). Как показали результаты расчетных исследований, варьирование  $t_d$  в диапазоне значений, характерных для регуляторов различных типов, при движении по трассе приводит к изменению среднеквадратического отклонения момента двигателя ( $\sigma_{M_d}$ ) на 10%. Изменение  $k_p$  в два раза в некоторых случаях приводит к изменению  $\sigma_{M_d}$  на 50%.

В последнее время в силовых установках гусеничных машин помимо обычных двигателей внутреннего сгорания находят применение дизельные двигатели постоянной мощности (ДПМ). Мощность такого двигателя остается практически постоянной в достаточно широком диапазоне изменения оборотов, что позволяет при движении по местности уменьшить число переключений передач и повышает топливную экономичность. На рис. 6 изображены расчетные графики изменения скорости ( $V$ ) при разгоне машины с обычным двигателем и машины с ДПМ. Разгон машины с ДПМ может

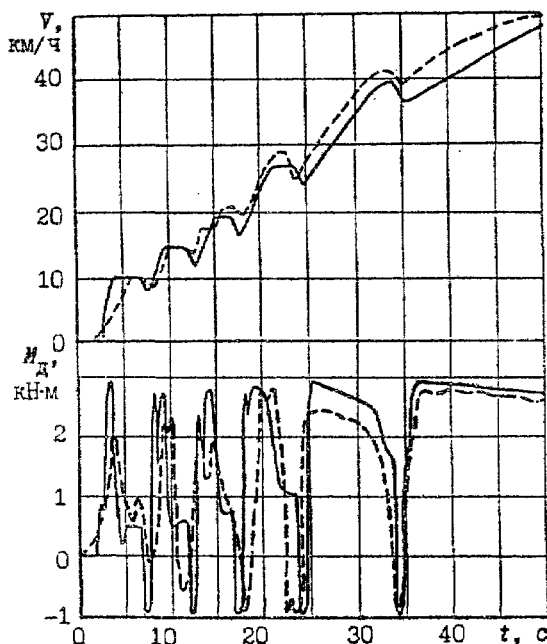


Рис. 5. Динамика процесса разгона машины с переключением передач:  
 — расчет, — эксперимент

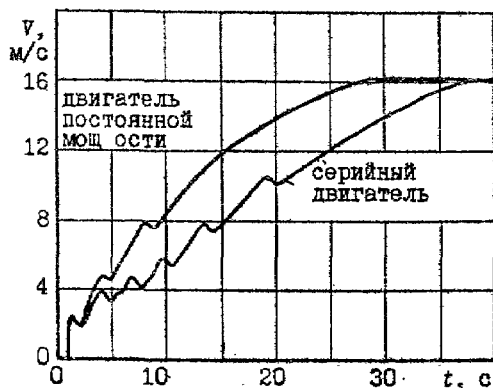


Рис. 6. Разгон машин с двигателями различных типов

осуществляться с переключением передач "через одну", благодаря чему общее время разгона снижается почти на 30%.

Динамические процессы в трансмиссии и ходовой части гусеничной машины в значительной степени взаимосвязаны. Так, например, при движении по трассе с различным микропрофилям правой и левой колеи возникают интенсивные поперечные колебания корпуса, которые сопровождаются циркуляцией силовых потоков в трансмиссии. Результаты расчетных исследований показали, что на некоторых тяжелых трассах средне-квадратические отклоне-

ния моментов на ведущих колесах в 2-3 раза превышают этот параметр среднего момента и определяются в основном циркулирующим моментом, вызванным поперечными колебаниями корпуса.

Вследствие связанности систем гусеничной машины изменение параметров подвески может влиять не только на плавность хода, но и на динамическую нагруженность трансмиссии. В качестве примера на рис. 7 изображены расчетные зависимости сред-

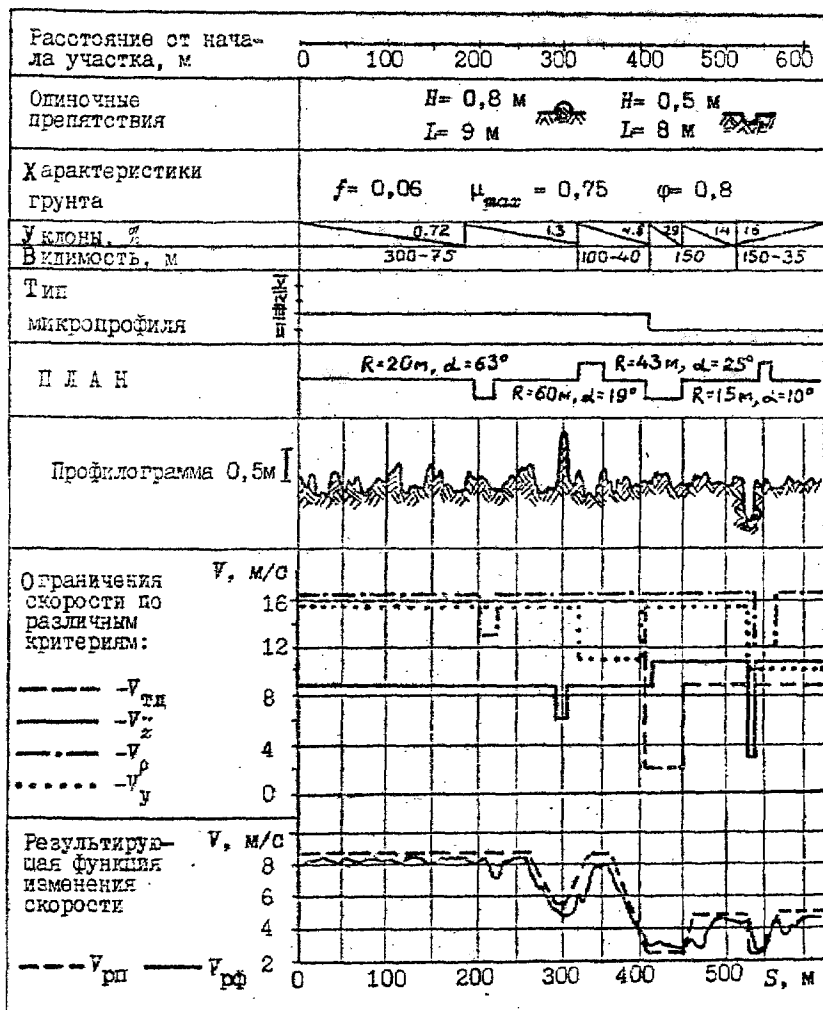


Рис.8. Определение оптимальной скорости движения

том характеристик разгона и торможения ( $V_{\text{рп}}$ ) и функция, полученная в результате интегрирования уравнений движения ( $V_{\text{рф}}$ ). В процессе "движения" по трассе осуществлялся непрерывный расчет усталостного повреждения, накапливаемого в торсоне передней подвески, а также изно-

са солнечной шестерни бортового редуктора вследствие контактного выкрашивания. Анализ полученных результатов показывает, что увеличение веса исходной машины привело к снижению ресурса торсиона на 12 %, а шестерни - на 25 %.

По заданию головного предприятия с помощью разработанной модели выполнены сравнительные оценки динамической нагруженности силовых установок машин с механической и гидромеханической трансмиссиями. Гидромеханическая трансмиссия рассматривалась в двух вариантах - с прозрачным гидротрансформатором (коэффициент прозрачности  $\Pi'_B = 4,4$ ) и с непрозрачным ( $\Pi'_B = 1,1$ ). Результаты расчета, выполненного для случая движения по трассе полигона, приведены на рис. 9. Анализ полученных результатов показывает, что применение гидромеханической трансмиссии позволяет существенно снизить среднеквадратичские отклонения момента на ведущем колесе ( $\sigma_{МК}$ ) и момента двигателя ( $\sigma_{МД}$ ); в то же время среднеквадратичские отклонения скорости движения ( $\sigma_V$ ) увеличиваются, снижается КПД трансмиссии ( $\eta_{ТР}$ ) и увеличивается коэффициент загрузки двигателя по мощности ( $K_{ЗМ}$ ). Отмеченные эффекты выражены наиболее сильно для трансмиссии с непрозрачным гидротрансформатором.

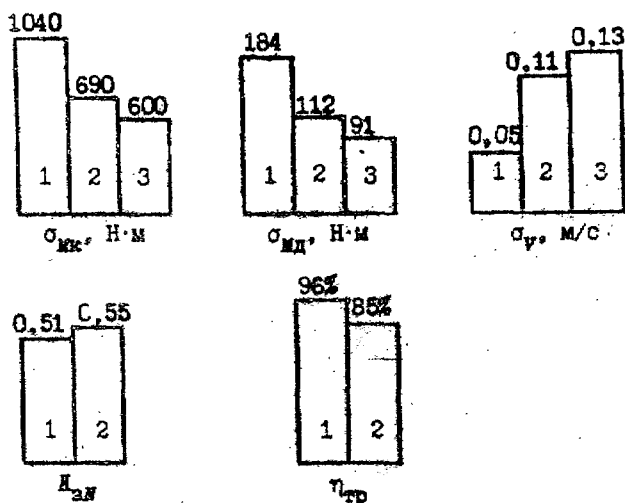


Рис.9. Влияние типа трансмиссии на динамику машины: 1 - механическая трансмиссия, 2 - трансмиссия с прозрачным гидротрансформатором, 3 - с непрозрачным гидротрансформатором

Математическая модель транспортной машины использовалась также при проведении конверсионных работ для обоснования необходимости усиления штатной подвески бронетранспортера БТР-60 при создании на его базе трелевочной машины. При этом в расчетную схему введен перевозимый груз в виде пакета хлыстов. Выполненные исследования показали.

что для обеспечения требований по долговечности подвески, плавности хода и клиренсу трелевочной машины необходимо усиление штатной торсионной подвески путем введения дополнительных винтовых пружин.

По результатам диссертационной работы можно сделать следующие выводы.

1. На основании анализа результатов выполненных ранее работ и исследований автора показано, что в задачах прогнозирования долговечности деталей шасси необходимо рассматривать гусеничную машину высокой проходимости как единую связанную нелинейную систему; необходимо также совместный учет основных факторов внешней среды, таких как микро- и макропрофиль трассы, дорожная кривизна, сопротивление грунта прямолинейному движению и повороту, характеристики сцепления и др. Такой подход позволяет существенно повысить достоверность получаемых оценок.

2. Разработанная в диссертации модель транспортной гусеничной машины отображает динамику единой системы "внешняя среда- ходовая часть- корпус- силовая установка- водитель" и отличается совместным учетом нелинейных характеристик элементов ходовой части, двигателя, изменения структурной схемы трансмиссии в переходных режимах, а также переменного характера скорости движения по местности. Использование предлагаемой модели и разработанных программных средств позволяет более точно исследовать динамические процессы, обусловленные взаимодействием различных элементов системы: циркулирующие в трансмиссии силовые потоки, обусловленные колебаниями корпуса; колебания корпуса, вызванные переходными процессами в трансмиссии; а также влияние характеристик двигателя, трансмиссии и подвески на кинематические параметры и характеристики нагруженности при движении машины по трассе. Выполненные расчетные оценки подтверждают существенное влияние таких процессов на нагруженность шасси гусеничной машины. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных подтверждает адекватность модели.

3. Использование в составе модели эксплуатации гусеничной машины разработанной подсистемы корректировки скорости движения по пересеченной местности позволяет задавать функцию изменения скорости, соответствующую дорожным условиям, что существенно повышает точность определения характеристик нагруженности и оценок долговечности элементов шасси.

4. Использование на ранних этапах проектирования оценок показателей надежности и ресурса, полученных с помощью разработанной методики имитационных ресурсных испытаний, позволит существенно сокра-

тить затраты средств и времени при разработке новых поколений мобильной техники.

5. Использование разработанных методов и программных средств позволило:

- в связи с установкой на инженерную машину дополнительного оборудования получить оценку изменения ресурса ответственных деталей ходовой части и трансмиссии, использованную на ранних этапах проектирования для обоснования необходимости внесения соответствующих конструктивных изменений;

- выполнить сравнение динамических характеристик машин с механической и гидромеханической трансмиссией для последующего обоснования выбора типа трансмиссий перспективных образцов мобильной техники;

- при выполнении конверсионных работ по созданию трелевочной машины на базе бронетранспортера БТР-60 подробно исследовать работу независимой торсионной подвески в условиях значительного увеличения действующих нагрузок и обосновать необходимость ее усиления.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Абызов А.А., Колодкин В.А., Добряков А.Ю. Приманение вероятностных моделей накопления повреждений в системе встроенной диагностики мобильной машины // Тезисы докладов II Республиканской научно-технической конференции "Динамика и прочность мобильных машин". - Кутанси: КИИ, 1990. - С.19-20.

2. Березин И.Я., Абызов А.А. Эксплуатационная нагруженность и долговечность тяжелонагруженных элементов мобильных машин // Тезисы докладов Всероссийской научно-технической конференции "Прочность и живучесть конструкций". - Вологда: ВПИ, 1993. - С.130-131.

3. Абызов А.А., Березин И.Я., Злотник М.И. Исследование динамических характеристик трелевочных машин // Исследования силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин. Тематический сборник научных трудов. Челябинск: ЧГТУ, 1994. - С.20-26.

4. Абызов А.А., Березин И.Я., Пристин Д.И. Моделирование динамических процессов при эксплуатации мобильной техники // Прочность машин и аппаратов при переменных нагружениях. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧГТУ, 1995. - С.88-93.

5. Абызов А.А., Березин И.Я. К вопросу о связанных колебаниях в системах многоопорных транспортных машин // Прочность машин и аппаратов при переменных нагружениях. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧГТУ, 1995. - С.93-98.



Издательство Челябинского  
государственного технического университета

---

Подписано в печать 10.05.95. Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.  
Усл.печ. л. 0,93. Уч.-изд. л. 0,99. Тираж 100 экз. Заказ 149/220.

---

УОИ издательства. 454060, г.Челябинск, пр.им.В.И.Ленина, 76.