

634.0.3
К-56

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

Белорусский технологический институт
имени С. М. Кирова

На правах рукописи

КОВТУН И П

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ВОПРОСОВ ДИНАМИКИ
ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ
С НЕРОВНОСТЯМИ ДОРОГИ

/Специальность 05.420 Машины, механизмы
и технология лесоразработок, лесозагото-
вок и лесного хозяйства/

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Минск, 1971

634.0.3

К-56

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР
БЕЛОРУССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. С.М. КИРОВА

на правах рукописи

КОВТУН И.П.

ИОН

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ВОПРОСОВ ДИНАМИКИ
ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С НЕРОВНОСТЯМИ
ДОРОГИ

/диссертация написана на русском языке/

/Специальность 05.420 Машины, механизмы и технология
лесоразработок, лесозаготовок и лесного хозяйства/

2657ap

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

М и н с к
1971

Б-на БТИ им. С.М. Кирова
г. Минск, Свердлова, 13

Работа выполнена во Львовском лесотехническом институте.

Научный руководитель -
кандидат технических наук, доцент Н.А.ГАЙДАР

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Ю.Б.ВЕЛЕНЬКИЙ,
кандидат технических наук, доцент А.В.ЖУНОВ.

Ведущее предприятие - Львовское Областное Управление лесного хозяйства и лесозаготовок, Министерства лесного хозяйства УССР.

Автореферат разработан "13" сентября 1971 г.

Защита диссертация состоится "20" октября 1971 г.
на заседании Ученого Совета Белорусского технологического
института им.С.М.Кирова.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью,
просим направлять по адресу: г.Минск, ул.Свердлова, 13-а, кор-
пус 4, БТИ, Ученому секретарю.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

УЧЕННЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
КАНДИДАТ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, ДОЦЕНТ

И.М.ПЛЕХОВ

В В Е Д Е Н И Е

Успешное претворение в жизнь задач, поставленных XXIV съездом КПСС перед народным хозяйством СССР, в том числе и перед лесной промышленностью, по созданию материально-технической базы коммунизма в нашей стране требует ускоренных темпов технического прогресса путем непрерывного совершенствования существующей и разработки новой, более прогрессивной техники и технологии производства.

В настоящее время в лесной промышленности используются автомобильные поезда в основном на базе новых марок автомобилей КРАЗ-255Л, МАЗ-509, ЗИЛ-131, ЗИЛ-130 и др.

Лесовозные автопоезда на базе автомобилей ЗИЛ находят широкое применение для вывозки древесины по грунтовым дорогам в малолесных районах страны.

Однако, несмотря на установившуюся в настоящее время тенденцию развития автомобильного транспорта в направлении техники высоких эксплуатационных параметров, все чаще приходится встречаться с явлением, когда повышение динамических свойств автомобилей находится в противоречии с возможностями их реализации в условиях эксплуатации.

Главной причиной такого положения являются колебания динамической системы, которые оказывают неблагоприятное воздействие как на водителя так и на эксплуатационно-технические качества транспортной машины, а также в значительной степени определяют

нагруженность механизмов и агрегатов, в особенности таких как подвеска, трансмиссия, двигатель.

Кроме того, перевозимый длиномерный груз, обладающий упругими свойствами, специфичность конструкции подвижного состава, своеобразие передачи тягового усилия по длине поезда, качество лесовозной дороги и др., существенно влияющие как на колебания звеньев лесовозного автопоезда так и на его технико-экономические показатели, обуславливают отличие работы автомобиля в составе лесовозного поезда от работы одиночного автомобиля и автомобиля в составе поезда общего назначения.

В силу этого проблема изучения динамики связанной системы /автомобиль + роопуск с хлыстами/ вызывает необходимость проведения специальных теоретических и экспериментальных исследований колебательного процесса ее отдельных звеньев, на основе которых имеется возможность наметить пути дальнейшего совершенствования лесовозного подвижного состава.

Особый интерес в этом плане представляет решение задач плавности хода, нагруженности подвески, рамы, трансмиссии и двигателя автомобиля в составе лесовозного автопоезда, основанных на результатах исследования динамических процессов, имеющих место при взаимодействии автомобильного подвижного состава с неровностями дороги.

Исследованиям некоторых из этих вопросов и посвящается настоящая работа.

1. Краткий обзор литературы и постановка задачи

Исследованию динамических процессов, имеющих место при движении автомобилей по неровной дороге, посвящены многочисленные

работы. Это труды известных советских ученых Е.А.Чудакова, А.К.Бируля, Я.И.Бронштейна, Ю.Б.Беленького, Р.В.Ротенберга, Я.М.Певзнера, И.Г.Пархиловского, А.А.Силаева, Н.Н.Яценко и других. Из зарубежных исследователей данному вопросу посвящены работы Е.Лера, Е.Маркуарда, Е.Ведемейера, М.Мичке, Д.Паркса и других.

Вопросы изучения динамики автомобильных поездов изложены в работах М.М.Шукина, Я.Х.Закина, Б.П.Федорова, Ю.Ю.Беленького, Е.Гемпеля, О.Бодэ, В.Цуна и др.

Однако вследствие специфических условий работы на вывозке леса, существующие методы исследования колебательных процессов автомобилей общего назначения не могут быть полностью применимы для лесовозного подвижного состава.

Наиболее фундаментальными работами по теории колебаний лесовозного подвижного состава являются работы Б.Г.Гастева, В.И.Мельникова. Данному вопросу посвящены также работы Г.М.Васильева, И.И.Леонovichа, Н.А.Гайдара, Б.В.Билыка, Н.И.Библюка, С.В.Вовка, Е.И.Лаха, А.В.Жукова, Э.С.Цофина и др.

Изучению режимов работы автомобилей общего назначения и лесовозных автопоездов посвящены работы Д.П.Великанова, Н.Я.Говорущенко, А.Ф.Нефедова, М.И.Нишинского, В.А.Горбачевского, Р.П.Лахно и др.

Наибольшее развитие вопросы общей и тяговой динамики лесотранспортных машин получили в работах С.Ф.Орлова, А.М.Гольдберга, Н.С.Ветчинкина, В.А.Галямичева.

Исследования советских и зарубежных ученых привели к существенному развитию теории колебаний автомоб. ля и методов его испытаний. Однако вопросы исследования динамики автомобилей и

особенно в составе лесовозного автопоезда изучены еще недостаточно.

Существующие методы устанавливают расчет вертикальной, продольной и тяговой динамики транспортных машин обособленно без взаимосвязи, а поэтому неисследованы вопросы влияния плавности хода лесовозного автомобильного подвижного состава на тяговую динамику и наоборот. Недостаточно исследован вопрос плавности хода автомобиля в системе лесовозного автопоезда, особенно в продольном направлении и влияние отдельных параметров на его плавность хода; а также взаимосвязь плавности хода подвижного состава с режимом работы двигателя.

На основе результатов таких исследований имеется возможность более объективно решать вопросы совершенствования конструкции автомобильного лесовозного подвижного состава, повышения эффективности его использования, улучшения условий труда водителя.

В связи с этим в предлагаемой диссертации решались следующие задачи:

1. На основании разработанных и обоснованных расчетных схем, достаточно полно имитирующих связанную систему /автомобильный подвижной состав + пакет хлыстов/, а также соответствующих дифференциальных уравнений определить операторы для оценки динамических качеств звеньев лесовозного автопоезда, на основании которых установить взаимосвязь между плавностью хода подвижного состава и тяговой динамикой.

2. Используя полученные статистические характеристики реальной лесовозной дороги и характеристики динамической системы привести методами спектральной теории исследования плавности хода и тяговой динамики лесовозного автопоезда в конкретных условиях.

3. На основании изучения плавности хода автомобильного лесовозного подвижного состава исследовать режим работы двигателя, т.е. установить взаимосвязь между параметрами, характеризующими режим работы двигателя и плавность хода, а также выявить в какой мере колебание угловой скорости коленчатого вала двигателя влияет на продольные ускорения автопоезда, т.е. на плавность хода в продольном направлении.

4. Установить величину и характер динамических нагрузок, передаваемых пакетом хлыстов на раму автомобиля.

5. Разработать методику и произвести исследования с помощью АВМ влияния отдельных конструктивных параметров и гибкости пакета хлыстов на плавность хода лесовозного автопоезда, а также исследовать плавность хода одиночного автомобиля.

6. С целью проверки результатов теоретических предпосылок и получения опытных параметров, характеризующих плавность хода и тяговую динамику, произвести экспериментальные исследования динамики лесовозного автопоезда.

7. На основании теоретических и экспериментальных исследований разработать рекомендации по оценке плавности хода и тяговой динамики принятого автомобиля в системе лесовозного автопоезда.

Исследования выполнены с помощью методов статистической динамики, теории автоматического регулирования, ЭЦВМ и АВМ.

II. Теоретические исследования

Основным источником, вызывающим колебания движущейся машины, являются неровности дороги. Поскольку чередование и сочетание этих неровностей носит случайный характер, то и функции воздействия

микрорельефа пути, а значит, и колебания автомобильного поезда имеют вероятностную статистическую природу. Поэтому изучение динамики системы лесовозного автопоезда при взаимодействии его с дорогой целесообразно производить с применением спектральной теории случайных процессов, согласно которой необходимо установление характеристик возмущающей функции и динамической системы.

Для получения характеристик, оценивающих динамические свойства колебательной системы лесовозного автопоезда, на основании анализа существующих расчетных схем транспортных машин составлены динамические модели, эквивалентные связанной системе /автомобиль + роспуск с хлыстами/, при движении по неровностям пути для гибкого и жесткого пакета хлыстов /рис.1,а,б/. На приведенных моделях лесовозный автопоезд изображен в виде колебательной схемы, в которой звенья поезда совершают вертикальные z_n и продольно-угловые θ_n колебания под суммарным воздействием как неровностей пути, так и движущих сил, сил сопротивления движению и сил инерции.

Такой подход дает возможность производить комплексное изучение вертикальной и продольной динамики, что является основной отличительной особенностью разработанных моделей.

Для принятых расчетных схем получены дифференциальные уравнения движения динамической системы, которые связывают колебания звеньев автомобильного поезда как поддрессоренной системы с функциями изменения неровностей пути, а также с функциями движущих сил и внешних сопротивлений, решение которых дало возможность получить передаточные функции /ПФ/ и амплитудно-фазовые частотные характеристики /АФЧХ/, принятые в качестве операторов для оценки динамических свойств исследуемой системы. Так для колебательной

схемы с жестким пакетом хлыстов дифференциальные уравнения движения имеют вид:

$$\begin{aligned}
 & a_{12} \ddot{z}_1 + a_{11} \dot{z}_1 + a_{10} z_1 + b_{11} \dot{\theta}_1 + a_{10} \theta_1 + c_{12} \ddot{z}_2 + \\
 & + c_{11} \dot{z}_2 + c_{10} z_2 = \sum_{i=1}^3 N_{1i} (k_i \dot{y}_i + c_i y_i) ; \\
 & b_{22} \ddot{\theta}_1 + b_{21} \dot{\theta}_1 + b_{20} \theta_1 + a_{22} \dot{z}_1 + a_{21} z_1 + a_{20} z_1 + \\
 & + c_{22} \ddot{z}_2 + c_{21} \dot{z}_2 + c_{20} z_2 = \sum_{i=3}^5 N_{2i} (k_i \dot{y}_i + \\
 & + c_i y_i) + K_{21} F_{j1} + K_{23} M_K + K_{24} S_Q + K_{25} S_3 ; \\
 & b_{32} \ddot{\theta}_1 + b_{31} \dot{\theta}_1 + b_{30} \theta_1 + a_{31} \dot{z}_1 + a_{30} z_1 + c_{31} \dot{z}_2 + \\
 & + c_{30} z_2 = \sum_{i=1}^5 N_{3i} (k_i \dot{y}_i + c_i y_i) + K_{32} F_{j2} + \\
 & + K_{33} M_K + K_{34} S_Q + K_{35} S_3 ; \\
 & z_1 + \theta_1 l_0 = z_2 + \theta_2 l_3 ,
 \end{aligned}$$

где $a_i; b_i; c_i; N_i; K$ - /с индексами/ коэффициенты, зависящие от параметров колебательной систем ;

$c_i; k_i$ - приведенные жесткости и коэффициенты сопротивлений i -тых подвесок автопоезда, соответствующие жесткостям и сопротивлениям подвесок и шин включенных последовательно;

$F_{j1,2}$ - переменная составляющая продольной горизонтальной силы инерции соответственно первого и второго звеньев автопоезда;

- M_k - переменная составляющая крутящего момента на ведущих колесах;
- S_2, S_3 - переменная составляющая сопротивления передвижению автомобиля и роспуска;
- Y_i - вертикальные перемещения осей колес автопоезда, вызванные неровностями микропрофиля пути.

Преобразовав уравнения /1/ по Лапласу и применяя методы теории автоматического регулирования, получены зависимости для определения ПФ главных колебаний звеньев автопоезда как тяговой машины в виде:

$$W_{z_n, \theta_n}^{(s)} = \frac{W_{z_n, \theta_n}^{(s)}}{1 - [K_{z_n, \theta_n}^{(s)} A_{z_n, \theta_n}^{(s)} + K_{z_n, \theta_n}^{(s)} B_{z_n, \theta_n}^{(s)} + \dots + M_{z_n, \theta_n}^{(s)} C_{z_n, \theta_n}^{(s)} + N_{z_n, \theta_n}^{(s)} D_{z_n, \theta_n}^{(s)} + R_{z_n, \theta_n}^{(s)} L_{z_n, \theta_n}^{(s)}]}$$

где $W_{z_n, \theta_n}^{(s)}$ - ПФ соответственно вертикальных и продольно-угловых колебаний подрессоренных масс звеньев поезда от воздействия только микропрофиля пути, т.е. как повозки;

$K_{z_n, \theta_n}^{(s)}$; $K_{z_n, \theta_n}^{(s)}$; $M_{z_n, \theta_n}^{(s)}$; $N_{z_n, \theta_n}^{(s)}$; $R_{z_n, \theta_n}^{(s)}$ - ПФ, характеризующие динамическое состояние системы, т.е. колебания z_n и θ_n при изменении продольных горизонтальных сил инерции, действующих на автомобиль и на роспуск с хлыстами; при изменении крутящего момента на ведущих колесах автомобиля; при изменении сил сопротивления передвижению звеньев поезда. Приведенными ПФ характеризуется влияние тяговой динамики на динамику звеньев автопоезда.

Данные две группы ПФ получены из уравнения /1/, где использован общепринятый метод определения ПФ и принцип суперпозиции.

Полученные ПФ имеют вид:

$$\begin{aligned}
 W_{z_1}^{(s)} &= \frac{A_1(s) \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} \right] + A_2(s) \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \dots \right]}{p(s) \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} \right] + \frac{p(s)}{z_1} \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \dots \right]} \\
 &\quad - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} + A_3(s) \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} \right]}{\dots} \\
 &\quad - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} + \frac{p(s)}{z_1} \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} \right]}{\dots} ; \\
 &\text{и т.д.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{z_1}^{(s)} &= \frac{K_{z_3} \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} \right] + \dots}{p(s) \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} \right] + \frac{p(s)}{z_1} \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \dots \right]} \\
 &\quad + \frac{K_{z_3} \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} \right]}{\dots} \\
 &\quad - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} + \frac{p(s)}{z_1} \left[\frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} - \frac{p(s)p(s)}{z_2 z_3} \right]}{\dots} ;
 \end{aligned}$$

- и т.д.

Значения для зависимостей $A(s)$, $p(s)$ /с индексами/ приведены в диссертации.

$A_{z_{n1} \theta_n}(s)$; $B_{z_{n1} \theta_n}(s)$; $C_{z_{n1} \theta_n}(s)$; $D_{z_{n1} \theta_n}(s)$; $L_{z_{n1} \theta_n}(s)$ - соответственно ПФ, характеризующие изменения продольных горизонтальных сил инерции звеньев системы, крутящего момента на ведущих колесах тяговой единицы и сопротивления передвижению состава от колебаний звеньев поезда. Они характеризуют влияние плавности хода на тяговую динамику связанной системы /автомобиль + + рессоры в хлнстами/

Эти ПФ получены из формул для переменных составляющих движущих сил и внешних сопротивлений в зависимости от обобщенных координат динамической системы.

Рассматривая полученную систему уравнений /2/ нетрудно доказать, что таким ПФ соответствует система автоматического регулирования с обратной связью. Физический смысл данных уравнений, характеризующих движение автопоезда как тяговой машины, т.е. механизм взаимосвязи между главными колебаниями звеньев автопоезда и колебаниями движущих сил и внешних сопротивлений наглядно раскрывается структурной схемой /рис.2/.

Осуществив переход от преобразования Лапласа к преобразованию Фурье, получены выражения соответствующих амплитудно-фазовых частотных характеристик. В работе приведены кривые АЧХ вышеуказанных величин, вычисленных применительно к лесовозному автопоезду на базе ЗИЛ-130, и сделаны выводы о влиянии плавности хода на тяговую динамику и наоборот.

Для получения статистических характеристик микропрофилей лесовозных дорог были проведены измерения ряда грунтовых и гравийных лесовозных дорог в районах Львовской и Хмельницкой областей. Длины опытных участков выбирались протяженностью 100-150 м.

Корреляционные функции воздействия наиболее типичных участков дорог, принятых при исследовании колебаний автопоезда, были аппроксимированы выражениями:

для магистрали с гравийным покрытием

$$\rho(\tau) = e^{-0,78/\tau} \cos 0,96 \tau ; \quad /4/$$

для грунтовой ветки

$$\rho(\tau) = e^{-4,19/\tau} \cos 1,31 \tau, \quad /5/$$

где τ - время корреляционной связи.

Используя прямое функциональное преобразование Фурье и зависимости /4, 5/, были получены энергетические спектры воздействия микропрофилей дорог.

На основании полученных статистических характеристик микропрофиля пути и динамических характеристик колебательной системы определены энергетические спектры, дисперсии, среднеквадратические и максимальные значения изучаемых параметров.

Вычисления производились с помощью ЭЦМ "Минск-20".

Рассмотрен также вопрос колебания угловой скорости коленчатого вала двигателя автомобиля в составе автопоезда при движении по неровному пути. Получена зависимость ПФ изменения скорости вращения коленчатого вала двигателя

$$W_{\varphi}(s) = \frac{K \cdot W_2(s) \cdot W_{KC}(s)}{1 - W_1(s) \cdot W_2(s)} \quad /6/$$

где K - коэффициент усиления;

$W_1(s)$; $W_2(s)$ - ПФ изменения угловой скорости по воздействию соответственно перемещения органа подачи топлива и момента сопротивления, приведенного к ведущим колесам;

$W_2(s)$ - ПФ регулятора числа оборотов;

$W_{KC}(s)$ - ПФ момента сопротивления движению автопоезда, приведенного к ведущим колесам, по возмущению от микропрофиля пути.

Значение ПФ $W_{KC}(s)$ с учетом сопротивления движению от изменения вертикальных реакций колес и дополнительной горизон-

тальной составляющей выражается зависимостью

$$W_{KC}(s) = z \left(f_n + \frac{s F(s)}{v} \right) \sum_{i=1}^3 [(k_i s + c_i)(1 - W_{2n} - W_{0n} l_i) + m_{ik} s^2], \quad (17)$$

где z - радиус ведущего колеса;
 f_n - удельное сопротивление передвижению звена поезда;
 v - скорость движения;
 m_{ik} - неподрессоренная масса i -й оси поезда.

Зависимость /6/ показывает, что колебания угловой скорости коленчатого вала двигателя зависят как от динамических качеств двигателя $W_1(s)$; $W_2(s)$, динамических свойств прибора подачи топлива $W_c(s)$, так и от динамических свойств системы поддрессирования звеньев поезда, которые характеризуются ПФ $W_{2n}(s)$ и $W_{0n}(s)$.

Определение величины колебаний коленчатого вала двигателя дало возможность найти степень неравномерности хода двигателя, а также получить зависимость влияния изменения режима работы двигателя на продольные ускорения автопоезда.

Получена также формула для определения АФЧХ динамических нагрузок, передаваемых пакетом хлыстов на автомобиль, в виде

$$W_R(i\omega) = \omega^2 (m_{3x} - m_x W_{22}(i\omega)) - c_3 (1 - A_\omega) - i\omega k_3 (1 - A_\omega), \quad (18)$$

где $A_\omega = \frac{l_4}{l_3} [W_{21}(i\omega) + W_{01}(i\omega) l_0] + (1 - \frac{l_4}{l_3}) W_{22}(i\omega)$

В работе приведены кривые АЧХ, энергетические спектры и среднеквадратические значения данной величины.

Ш. Исследование колебаний лесовозного автопоезда на АВМ

Исследования колебаний звеньев автопоезда с помощью АВМ производились применительно к динамической модели /рис.1, а/ с гибким пакетом хлыстов.

Дифференциальные уравнения движения, приведенные к машинному виду, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned}
 & \ddot{\bar{z}}_1 + \alpha_1 \dot{\bar{z}}_1 + \alpha_2 \bar{z}_1 + \alpha_3 \dot{\bar{\theta}}_1 + \alpha_4 \bar{\theta}_1 + \alpha_5 \ddot{\bar{z}}_2 + \alpha_6 \dot{\bar{z}}_2 + \\
 & + \alpha_7 \bar{z}_2 - \alpha_8 \dot{\bar{\epsilon}} - \alpha_9 \bar{\epsilon} = \sum_{i=1}^5 (\delta'_{1i} \dot{y}_i + \delta_{1i} \bar{y}_i); \\
 & \ddot{\bar{\theta}}_1 + \alpha_{10} \dot{\bar{\theta}}_1 + \alpha_{11} \bar{\theta}_1 - \alpha_{12} \ddot{\bar{z}}_1 - \alpha_{13} \dot{\bar{z}}_1 - \alpha_{14} \bar{z}_1 = \sum_{i=1}^2 (\delta'_{2i} \dot{y}_i + \delta_{2i} \bar{y}_i); \\
 & \ddot{\bar{z}}_2 + \alpha_{15} \dot{\bar{z}}_2 + \alpha_{16} \bar{z}_2 - \alpha_{17} \ddot{\bar{z}}_1 - \alpha_{18} \dot{\bar{z}}_1 - \alpha_{19} \bar{z}_1 - \alpha_{20} \ddot{\bar{\theta}}_1 - \\
 & - \alpha_{21} \dot{\bar{\theta}}_1 - \alpha_{22} \bar{\theta}_1 = \sum_{i=1}^5 (\delta'_{3i} \dot{y}_i + \delta_{3i} \bar{y}_i); \\
 & \ddot{\bar{\epsilon}} + \alpha_{23} \dot{\bar{\epsilon}} + \alpha_{24} \bar{\epsilon} - \alpha_{25} \dot{\bar{z}}_2 - \alpha_{26} \bar{z}_2 = 0; \\
 & \ddot{\bar{\theta}}_2 = \alpha_{27} \ddot{\bar{z}}_1 + \alpha_{28} \ddot{\bar{\theta}}_1 - \alpha_{29} \ddot{\bar{z}}_2,
 \end{aligned} \right\}$$

где $\alpha; \delta'; \delta$ - коэффициенты приведения, зависящие от параметров системы и масштабных коэффициентов m , которые связывают переменные величины $z, \theta, \epsilon, t, y$ в решаемой задаче с их аналогами $\bar{z}, \bar{\theta}$.

$\bar{\epsilon}$, \bar{r} , \bar{y} в вычислительной машине.

Решение системы уравнений /9/ выполнялось на АБМ ЭМУ-10 и регистрировалось с помощью измерительных приборов установки и осциллографа И-4М, дающего возможность производить как визуальное наблюдение так и съемку процесса.

Воздействие неровностей пути на колеса подвижного состава задавались в виде

$$y_i = H \sin \omega(t - \tau_i), \quad /10/$$

где H - половинная высота неровностей пути.

Моделирование запаздывающего аргумента τ_i воздействия неровностей дороги на колеса автопоезда осуществлялось с помощью включения специализированной стойки СПС с блоками запаздывания БПЗ.

На АБМ были исследованы свободные и вынужденные колебания связанной системы /автомобиль + ропуск с хлыстами/. Вынужденные колебания исследовались при изменении в системе уравнений /9/ параметров, характеризующих гибкость перевозимого груза, жесткость и сопротивление в задней подвеске тягача и подвеске ропуска, а также расположение переднего коника.

Результаты решения получены в виде АЧХ, анализ которых дал возможность произвести оценку влияния вышеуказанных конструктивных параметров и гибкости пакета на плавность хода звеньев лесовозного автопоезда.

Выполнены также исследования на АБМ колебаний одиночного автомобиля, что дало возможность сравнить плавность хода одиночного автомобиля и в составе поезда.

Дифференциальные уравнения, описывающие движение автомобиля в плоскости продольной симметрии, корпус которого совершает вертикальные z и продольно-угловые θ колебания, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + a'_{11} \dot{z} + a'_{10} z + b'_{11} \dot{\theta} + b'_{10} \theta &= \frac{1}{m_a} \sum_{i=1}^2 (k_i y_i + c_i \dot{y}_i) l_i \\ \ddot{\theta} + b'_{21} \dot{\theta} + b'_{20} \theta + a'_{21} \dot{z} + a'_{20} z &= \frac{1}{J} \sum_{i=1}^2 (k_i y_i + c_i \dot{y}_i) l_i \end{aligned} \right\} /11/$$

Решение дифференциальных уравнений /11/ производилось с помощью ЭМУ-10.

Анализ полученных кривых АЧХ показывает, что амплитуды ускорений автомобиля в системе лесовозного поезда значительно превышают идентичные величины одиночного автомобиля. Следовательно, автомобиль в составе автопоезда работает в значительно худших условиях.

Рассмотрен также вопрос оценки несимметричности подвески транспортной машины с помощью динамических характеристик связи, характеризующих влияние вертикальных колебаний корпуса автомобиля на продольно-угловые и наоборот. Получены выражения для определения АЧХ связи, приводятся их кривые. Выведены формулы, определяющие вертикальные и продольно-угловые колебания движущегося по неровностям пути автомобиля в зависимости от динамических характеристик связи, на основании которых сделаны соответствующие выводы?

IV. Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования проводились в лабораторных и дорожных условиях на основании предварительно разработанной методики.

Лабораторные исследования заключались в определении основных параметров лесовозного автопоезда и параметров собственных колебаний звеньев системы, которые проводились согласно ОН 025 305-67.

Методика дорожных исследований разрабатывалась исходя из необходимости получения оценочных параметров плавности хода звеньев автопоезда, тяговой динамики, качества поддрессоривания и режимов работы автомобиля, и предусматривала одновременное измерение следующих параметров: вертикальных и продольных горизонтальных ускорений корпуса автомобиля и центра тяжести роспуска с хлыстами, продольно-угловых перемещений корпуса автомобиля, деформаций передних и задних рессор автомобиля, а также подвески роспуска, крутящего момента на полуоси заднего моста, тягового усилия на крюке, скорости вращения коленчатого вала двигателя, динамической нагрузки, передаваемой пакетом хлыстов на автомобиль, пути движения и времени прохождения процессов.

Указанные параметры с помощью соответствующих датчиков синхронно регистрировались двумя спаренными осциллографами Н-700.

Питание датчиков и измерительной аппаратуры осуществлялось от четырех аккумуляторных батарей 6 СТ-12ЭМ. Измерение продольных ускорений звеньев системы осуществлялось с помощью акселерометров конструкции НАТИ с жидкостным демпфированием и проволочными преобразователями.

Для измерения вертикальных ускорений были использованы фото-

электрические акселерометры конструкции ЛТИ, в которых перемещение сейсмической массы измеряется с помощью фотоэлектрического преобразователя.

Продольно-угловые колебания корпуса автомобиля замерялись с помощью специально сконструированного датчика с использованием гироскопа от авиационного указателя поворота ЭУП-53.

Скорость вращения коленчатого вала двигателя замерялось тахогенератором постоянного тока ТГ-041.

Измерение деформации рессор осуществлялось с помощью режорд-ных датчиков.

Крутящий момент измерялся с использованием проволочных тензодатчиков, наклеенных на полуось ведущего моста и ртутного токо-съемника конструкции ЛТА. Для измерения величины динамической нагрузки, передаваемой пакетом хлыстов на раму автомобиля, был разработан и изготовлен специальный тензометрический коник с двумя мощными месдозами. Регистрация тягового усилия на крюке осуществлялась с помощью наклеенных на тело крюка фольговых тензодатчиков.

Путь измерялся контактным преобразователем, а время регистрировалось отметчиком времени осциллографа. Для увеличения чувствительности преобразователей продольных горизонтальных ускорений, силы тяги на крюке, нагрузки от пакета хлыстов и крутящего момента на полуоси, использовался тензоусилитель ЗАНЧ-7М. Преобразование напряжения питания усилителя осуществлялось преобразователем ППП-ЭМ. Тензоусилитель, преобразователь и источник питания размещались в специальном контейнере, укрепленном на площадке автомобиля.

Экспериментальные исследования выполнены на дорогах Изъяслав-

2657ap

Б-на БТИ из. П. М. 1973
г. Минск, Саердова, 18

ского ЛХЗ Хмельницкой области и Бобрского ЛХЗ Львовской области путем дорожных испытаний автопоезда ЗИЛ-130 + 1-Р-4, который находит широкое распространение на вывозке древесины в лесах Украины.

Дорожные испытания автопоезда проводились на выбранных участках эксплуатирующейся лесовозной дороги протяжением 100-150 м, а также на ровном участке дороги с чередующимися искусственными неровностями синусоидального профиля.

В результате проведенных экспериментальных исследований получен ряд рабочих осциллограмм. Статистическая обработка результатов экспериментов дала возможность построить кривые зависимости средних квадратических и максимальных значений исследуемых параметров, коэффициента динамичности нагруженности передней и задней рессор автомобиля и нагрузки от пакета хлыстов на раму автомобиля в зависимости от скорости движения. Получены также данные вертикальных ускорений корпуса автомобиля от расположения переднего коника, гибкости пакета хлыстов, а также значения продольных ускорений автопоезда и колебаний угловой скорости коленчатого вала двигателя в зависимости от скорости движения. Методом практического гармонического анализа получены экспериментальные АЧХ продольных ускорений автопоезда и крутящего момента на ведущих колесах. Полученные результаты экспериментальных исследований, а также сравнение их с теоретическими расчетами дали возможность произвести в качественном и количественном отношении оценку колебательных процессов, возникающих при движении автопоезда, установить влияние тяговой динамики на плавность хода и наоборот, а следовательно взаимосвязь между плавностью хода и тяговой динамикой, дать оценку плавности хода для исследуемого подвижного состава.

Результаты исследований, выводы и предложения

Основные результаты выполненных исследований заключаются в следующем:

1. Разработаны динамические модели и составлены дифференциальные уравнения движения, которые с одной стороны учитывают основные параметры лесовозного автопоезда, а с другой - отражают не только кинематическое возбуждение со стороны неровностей пути, но и учитывают влияние воздействия движущих сил и внешних сопротивлений, что позволило провести комплексное изучение вертикальной и продольной динамики.

2. На основании принятого математического аппарата и теории автоматического регулирования установлено, что между колебаниями звеньев поезда и колебаниями движущих сил и внешних сопротивлений, возникающих при движении автомобильного подвижного состава по неровностям дороги, существует обратная связь, заключающаяся в том, что колебания звеньев системы обуславливают изменение движущих сил и внешних сопротивлений, которые в свою очередь являются дополнительными источниками колебаний динамической системы. В силу этого плавность хода и тяговая динамика являются взаимосвязанными и взаимозависимыми, а движущийся автомобильный поезд представляет собой САР с обратной связью.

3. Тяговая динамика оказывает существенное влияние на колебания звеньев поезда. АЧХ системы как тяговой машины отличаются от идентичных АЧХ как поковки значительным возрастанием амплитуд по всем исследуемому диапазоне частот воздействия пути.

Так, при движении автопоезда^{жж} по чередующимся неровностям пути, $H = 5$ см/ на резонансном режиме / $\omega = 12$ 1/сек/ изменение амплитуды $M_k = 70 \cdot 10^3$ кг см может вызвать вертикальные ускорения соответственно корпусов автомобиля величиной 725 см/сек² и пакета хлыстов - 483 см/сек². Колебания сопротивления движению первого звена /автомобиля/ с амплитудой 1186 кг вызывает вертикальное ускорение звеньев системы соответственно 153 и 187 см/сек². При частотах $\omega \geq 18$ 1/сек, влияние тяговой динамики на плавность хода незначительно.

С другой стороны колебания звеньев поезда оказывают свое воздействие на тяговую динамику, особенно в резонансном режиме. Например, при движении исследуемого автопоезда с $v_0 = 10$ км/час при резонансной частоте $\omega = 10$ 1/сек / $H = 5$ см/ изменения сил сопротивления автомобиля могут достигать величины 1095 кг, а $M_k = 634 \cdot 10^2$ кг см.

4. Движение автопоезда по неровностям дороги сопровождается непрерывными изменениями скорости вращения коленчатого вала двигателя, максимальные величины которых при скоростях движения $2,56 + 5,24$ м/сек / $H = 5$ см/ лежат в пределах $68 + 298$ об/мин. Колебания данного параметра зависят как от динамических качеств системы поддрессоривания звеньев так и от динамических качеств двигателя и динамических свойств прибора управления подачей топлива. Однако наибольшее влияние оказывает изменение сил дополнительного сопротивления движению от неровностей дороги, величина которых зависит от колебаний звеньев системы.

жж Цифровые данные исследований относятся к лесовозному автопоезду на базе ЗИЛ-130.

5. Коэффициент неравномерности хода двигателя при движении по неровному пути изменяется в достаточно широких пределах /0,05+0,45/ и имеет вид резонансных кривых.

6. Изменение режима работы двигателя обуславливает продольные ускорения автопоезда, которые являются определяющим фактором плавности хода в продольном направлении. При движении по сосредоточенным неровностям /H = 5 см; $v = 2,75$ м/сек/ в резонансной области / $\omega = 10$ 1/сек/ скорости изменения продольных ускорений могут достигать величины 1350 см/сек³, что значительно превышает порог неудобных колебаний /1140 см/сек³/ по Р.Джеклину и Дж.Лидделлу. Максимальные значения продольных ускорений при $v = 2,56 + 5,24$ м/сек находятся в пределах 62-298 см/сек². Таким образом, при движении автомобиля в составе лесовозного поезда по неровной дороге наряду с вертикальными возникают также значительные продольные горизонтальные колебания.

7. Гибкость пакета хлыстов при определенных условиях способствует улучшению плавности хода автомобиля. Когда собственная частота / ω_x / гибкой части пакета хлыстов и частоты динамической системы "настроены", то-есть близки между собой, то гибкая часть пакета работает как динамический поглотитель колебаний. Так, если при проезде автопоезда сосредоточенных неровностей /H = 5 см/ с $v = 4,1 + 5,94$ м/сек с длиной хлыстов $l_x = 21$ м / $\omega_x = 12,4$ 1/сек/ максимальные ускорения корпуса автомобиля составляли 476+1239 см/сек², то при $l_x = 16$ м / $\omega_x = 19,7$ 1/сек/ - 514+1431 см/сек², т.е. увеличились на 8,5+11,6%.

В других случаях влияние гибкости пакета на плавность хода незначительно. Для принятого типа автопоезда при длине подвижных хлыстов менее 17 м, гибкость пакета практически не влияет

на колебания системы, следовательно, пакет можно рассматривать как приближающийся к жесткому.

8. Размещение переднего коника также оказывает влияние на плавность хода автомобиля. Вертикальные ускорения его корпуса достигают наибольших величин, когда коник расположен над задней осью. Например, при смещении коника вперед на 15 см /рекомендация Гипролестранс"а/ вертикальные ускорения уменьшаются на 4,5%, а при смещении его на 52,5 см - на 11,7%.

9. Плавность хода автомобиля в составе лесовозного поезда намного ниже, чем одиночного автомобиля. Поэтому можно считать, что на базе автомобиля общего назначения в принципе невозможно без отдельных конструктивных изменений иметь лесовозный автомобиль-тягач с равноценной ему плавностью хода.

10. Коэффициент динамичности $/K_d/$ в диапазоне скоростей движения 1,34-6,77 м/сек по гравийной дороге лежит в пределах: передних рессор - 1,46+1,61, задней подвески - 1,69+2,39. Большие расхождения значений коэффициента динамичности нагрузки для передней и задней подвесок автомобиля свидетельствует о неравномерности распределения динамических нагрузок на рессоры, чему в большей мере способствует размещение коника и несимметричность подвески.

Непрерывные колебания масс автопоезда обусловили динамический характер нагрузки, передаваемых пакетом хлыстов на раму автомобиля. Среднеквадратические ее значения в рассматриваемом диапазоне скоростей составляют 1260+2465 кг, а $K_d = 1,41+1,92$.

11. Плавность хода автомобиля ЗИЛ-130 в составе автопоезда для эксплуатационных скоростей движения 1,34+6,77 м/сек по гравийной дороге является удовлетворительной. При движении по грун-

товой ветке скорость 6,55 м/сек будет предельно допустимой, выше которой плавность хода будет неудовлетворительной.

12. Несимметричность подвески одиночного автомобиля целесообразно оценивать по динамическим характеристикам связи.

На основании результатов теоретических и экспериментальных исследований имеется возможность дать некоторые рекомендации по улучшению плавности хода лесовозных автопоездов:

1. Для улучшения плавности хода автомобиля, используемого для вывозки длинномерного груза необходимо стремиться, чтобы задняя подвеска автомобиля и подвеска рессоры были симметричны.

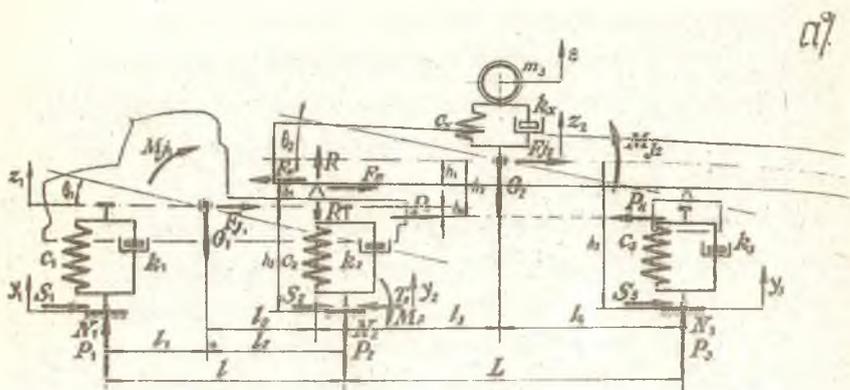
2. С целью более равномерного распределения динамических нагрузок на рессоры, а также улучшения плавности хода автомобиля желательно смещение передней опоры хлыстов от задней оси в направлении центра тяжести автомобиля.

3. При оценке плавности хода и условий труда водителя лесовозного автопоезда следует учитывать продольные горизонтальные ускорения.

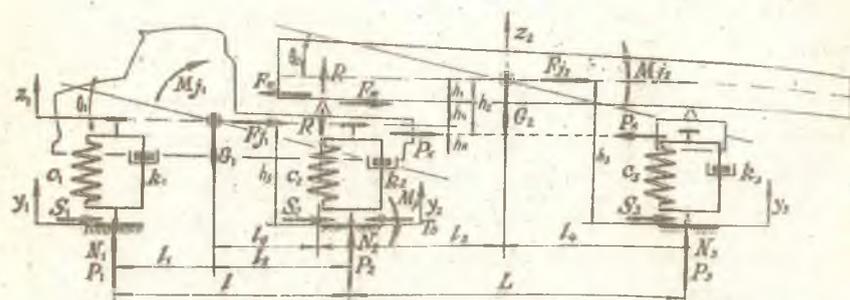
4. При расчете подвески и плавности хода вновь проектируемых лесотранспортных машин наряду с другими факторами необходимо учитывать влияние тяговой динамики машины на ее плавность хода.

5. Расчеты нагруженности трансмиссии и двигателя лесотранспортных машин, которые как правило работают в тяжелых дорожных условиях, должны производиться с учетом динамических характеристик подвески.

6. В расчетах ресурса рам автомобилей, предназначенных для работы в системе лесовозного автопоезда, следует считаться с динамическим характером нагрузки, передаваемой пакетом хлыстов на раму.



a/



b/

Рис. 1 Расчетные динамические модели лесовозного автопоезда, движущегося по неровностям микропрофиля, с гибким /а/ и жестким /б/ пакетом хлыстов.

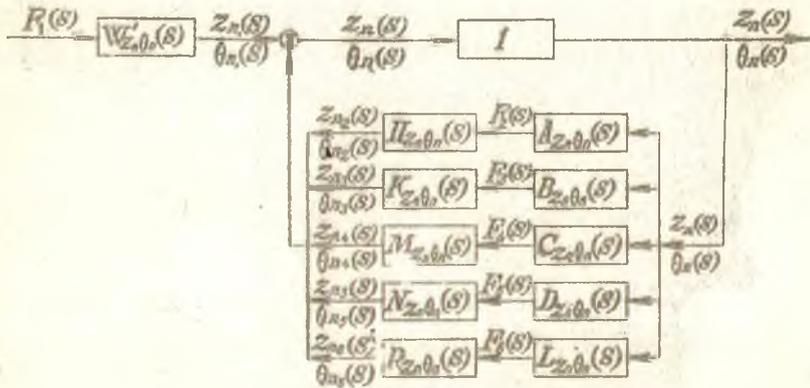


Рис.2 Структурная схема лесовозного автоповода, как системы автоматического регулирования.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Измерение ускорений с помощью фотоэлектрического акселерометра. Известия вузов "Лесной журнал" № 3, 1969.
2. Исследование динамики транспортной машины как системы автоматического регулирования с обратной связью. Сб. ЦНИИМЭ № 101, 1969.
3. К вопросу оценки несимметричности колебательной системы автомобиля. Сб. "Лесная, бумажная и деревообрабатывающая промышленность", вып.7, Киев, Изд-во "Будівельник", 1970.
4. Влияние вертикальных и продольно-угловых колебаний автосамосвала лесовозного автопоезда на его продольную динамику. Известия вузов "Лесной журнал" № 2, 1971.
5. Исследование динамических нагрузок, передаваемых пакетом хлыстов на автомобиль. Тезисы докладов участников III научно-технической конференции аспирантов и молодых специалистов лесной промышленности, ЦНИИМЭ, 1971.
6. Исследование колебаний лесовозного автопоезда на универсальной аналоговой вычислительной машине ЭМУ-10 /на украинском языке/. Сб. "Лесная, бумажная и деревообрабатывающая промышленность", вып.8, Киев, Изд-во "Будівельник", 1971.
7. О колебании угловой скорости коленчатого вала двигателя транспортной машины при движении по неровному пути /на украинском языке/. Сб. "Лесная, бумажная и деревообрабатывающая промышленность" вып.8, Киев, изд-во "Будівельник", 1971.
8. К вопросу динамики подрессоренной массы трелевочного трактора как системы автоматического регулирования с обратной связью. Известия вузов "Лесной журнал" № 5, 1969.

Результаты настоящей работы докладывались:

1. На научных конференциях Львовского лесотехнического института в 1969, 1970 г.
2. На научно-технических конференциях аспирантов и молодых специалистов лесной промышленности в ЦНИИМЭ 1968, 1971 г.

АТ 03530, сдано в печать 10.8.71г. Подписано к печати 10.8.71г.
Тираж 120 экз., зак. 400. Отпечатано на ротапринтере БТИ им.С.М.Кирова