

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ХАРЬКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

КРЧЕНКО АНАТОЛИЙ НИКОЛАЕВИЧ

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО
СОСТОЯНИЯ ХОДОВОЙ ЧАСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

Специальность 05.22.10 – Эксплуатация автомобильного
транспорта

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Харьков 1996



Диссертация является рукописью.

Работа выполнена на кафедре эксплуатации автотранспорта Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета.

Научный консультант – заслуженный деятель науки Украины,
доктор технических наук, профессор
Н.Я.Говорущенко

Официальные оппоненты:

- доктор технических наук, профессор Александров Евгений Евгеньевич
- доктор технических наук, профессор Кошарный Николай Федорович
- доктор технических наук, профессор Анилович Вениамин Яковлевич

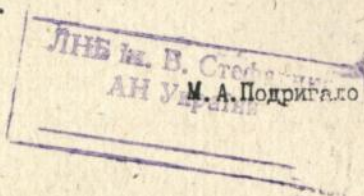
Ведущая организация: ГосавтотрансНИИпроект Минтранса Украины.

Защита состоится *"24" апреля* 1996 г. в *10⁰⁰* часов
на заседании специализированного Совета Д 02.17.02 при Харьковском государственном автомобильно-дорожном техническом университете по адресу: 310078, Украина, г.Харьков, ул.Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета.

Автореферат разослан *"11" марта* 1996 г.

Ученый секретарь специализированного Совета, доктор технических наук, доцент



В-34.272

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Анализ социально-экономической ситуации в Украине свидетельствует об ее исключительной сложности и противоречивости. Переориентация на создание социально-ориентированной рыночной экономики требует особого внимания к повышению технического уровня производства за счет внедрения новой технологии, обеспечивающей рост эффективности.

Одним из направлений реализации данной цели, является подъем научно-технического и экономического уровня эксплуатации автомобильного транспорта. Целенаправленная техническая политика, которая требует разработки новых методов и средств технического обслуживания, должна приводить к росту экономической эффективности работы автомобильного транспорта. Действенным инструментом внедрения режима экономии, должно стать снижение себестоимости перевозок, за счет сокращения затрат на техническое обслуживание и ремонт подвижного состава.

Актуальным требованием для Украины является разработка концепции технического обслуживания автомобилей, обеспечивающей свои "Положения...", свой подход при разработке диагностического оборудования, с учетом условий эксплуатации и инфраструктуры отрасли.

Научными исследованиями многих институтов (НИИАТ, Госавто-транспроект, ГосНИТИ) и вузов ХГАДТУ (ХАДИ), УТУ (КАДИ), МАДИ, ЧПИ и др.) установлено, что за счет внедрения новых, более прогрессивных методов и средств диагностирования узлов автомобилей можно снизить расход топлива, износ шин, количество вредных веществ в выхлопных газах, повысить коэффициент технической готовности парка, увеличить пробег автомобилей до капитального ремонта, т.е. повысить эффективность работы парка.

Представленная диссертация является результатом обобщения исследований автора и решения научной проблемы повышения эффективности и качества оценки эксплуатационных свойств ходовой части автомобилей с помощью предложенных методов и средств, которые теоретически и экспериментально обоснованы и имеют важное народнохозяйственное, экономическое и социальное значение.

Научные исследования направлены на обеспечение достоверности результатов диагноза и повышения производительности оборудования.

Цель исследования. Создание научно обоснованных методов и средств диагностирования ходовой части, которые позволили бы снизить трудоемкость воздействий, повысить информативность и чувствительность оборудования, повысить точность и достоверность диагноза, снизить металлоемкость и энергопотребление оборудования, что повысит эффективность работы подвижного состава автомобильного транспорта.

Главная научная идея решения проблемы. Создание методов и средств диагностирования элементов ходовой части, которые имитировали бы движение автомобиля с силовым взаимодействием между стендом и автомобилем с последующей регистрацией диагностической информации.

Научная новизна. Разработаны теоретические основы диагностирования элементов ходовой части:

- а) разработана математическая модель колебаний кузова и колес при сбрасывании колеса с высоты, равной высоте неровности;
- б) определены диагностические параметры технического состояния подвески и давления воздуха в шинах;
- в) составлены математические модели сил в контакте шин с дорогой при качении колеса с развалом и уведом;
- г) разработана математическая модель взаимодействия шины с опорной поверхностью диагностического оборудования;

д) определены аналитические зависимости между углами установки колес и силами в контакте шин с дорогой;

е) разработаны методики диагностирования амортизаторов, рессор, давления воздуха в шинах и установки колес.

Практическая новизна состоит в том, что даны рекомендации:

- по конструированию быстродействующих стендов для диагностирования установки колес;

- созданию стендов диагностирования подвески и давления воздуха в шинах;

- разработке технологии диагностирования ходовой части автомобилей.

На защиту выносятся:

а) математические модели колебания кузова и колес при сбрасывании автомобиля;

б) математическая модель боковых сил в контакте шин с дорогой и с поверхностью стенда при качении колеса с развалом и уводом;

в) теоретические основы диагностирования технического состояния подвески и давления воздуха в шинах;

г) методика диагностирования технического состояния подвески, давления воздуха в шинах, установки колес.

Апробация работы. Основные результаты исследований докладывались на ежегодных научных конференциях профессорско-преподавательского состава ХАДИ (1967-1994 гг.), Всесоюзных научных конференциях в ХАДИ (1967 и 1980 гг.), Горьком (1987 г.), Улан-Уде (1989 г.), Киеве (1994 г.), международной - в ГДР (Карл-Маркс-Штадт, 1985 г.), международной научно-технической конференции "Проблемы транспорта и пути ее решения" в ХАДИ (1994 г.), республиканских научно-технических конференциях и семинарах в Киеве (1979 г.), Ворошиловграде (1978 г.), Севастополе (1978 г.),

Харькове (1968, 1971, 1990 гг.), Москва (1982 г.), Полтаве (1969 г.), Кременчуге (1982 г.), в школе передового опыта в Харькове (1984 г.).

Публикации. Основные результаты научных исследований автора по диссертации опубликованы в 33 печатных работах, в том числе двух депонированных статьях, одной монографии "Ходовая часть автомобиля. Обнаружение и устранение неисправностей" (179 с.), одном учебном пособии "Практика диагностирования автомобиля" (270 с.) в соавторстве и одном авторском свидетельстве № 779848 ОI М Г7/06 "Стенд для проверки углов установки управляемых колес транспортных средств" в соавторстве.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных выводов, списка литературы и приложения.

Общий объем работы 308 страниц, 65 рисунков, 27 таблицы и 12 страниц приложения; список литературы содержит 232 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведено обоснование актуальности работы, показана ее научная новизна и практическая ценность. Ниже излагается содержание работы по главам диссертации.

Анализ выполненных работ по диагностированию технического состояния элементов ходовой части

I. Ходовая часть автомобиля работает в очень тяжелых условиях (запыленность, грязь, динамические нагрузки). Все это приводит к износам и деформациям деталей, что влечет за собой изменение параметров ходовой части, а это вызывает ухудшение

устойчивости движения автомобиля, управляемости, повышенный износ шин и расход топлива.

Все параметры ходовой части, которые определяют ее техническое состояние, можно разбить на три группы: геометрические параметры, параметры технического состояния колесных узлов, параметры технического состояния подвески и мостов.

На основании анализа параметров ходовой части и экспертного опроса специалистов выполнена оценка влияния параметров ходовой части на эксплуатационные свойства автомобиля. Оценка показала, что техническое состояние переднего моста в 3 раза больше влияет на эксплуатационные свойства автомобиля, чем заднего и в дальнейшем необходимо проводить исследования и разработку методов и средств диагностирования переднего моста. Эти методы и средства будут пригодны и для заднего моста.

Функциональная схема ходовой части и граф-модель (рис. 1,2) переднего моста в пространстве свойств и структурных параметров свидетельствуют о том, что свойства узлов подвески зависят от большого количества структурных параметров, которые одинаковы для переднего и заднего мостов). Из граф-модели диагностирования переднего моста видно, что основные диагностические параметры, которые определяют техническое состояние моста следующие: радиальная жесткость шин (f_1), что определяет давление воздуха в них, боковые силы в контакте шин с дорогой (f_2), что определяет углы развала и схождения; жесткость рессор (f_3) и динамическое сопротивление амортизаторов (f_4). Эти диагностические параметры определяют ряд основных структурных параметров. Остальные структурные параметры можно определить с помощью простейших устройств, приспособлений или визуально.

2. Основными диагностическими параметрами, определяющими техническое состояние подвески являются жесткость упругих эле-

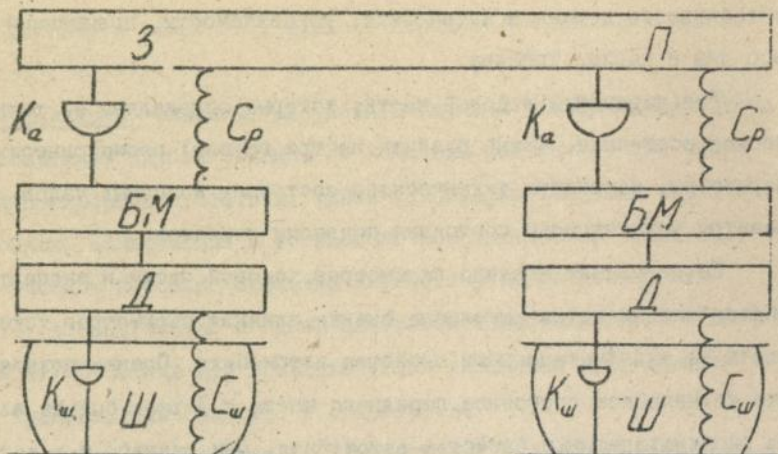


Рис. 1. Функциональная схема ходовой части автомобиля

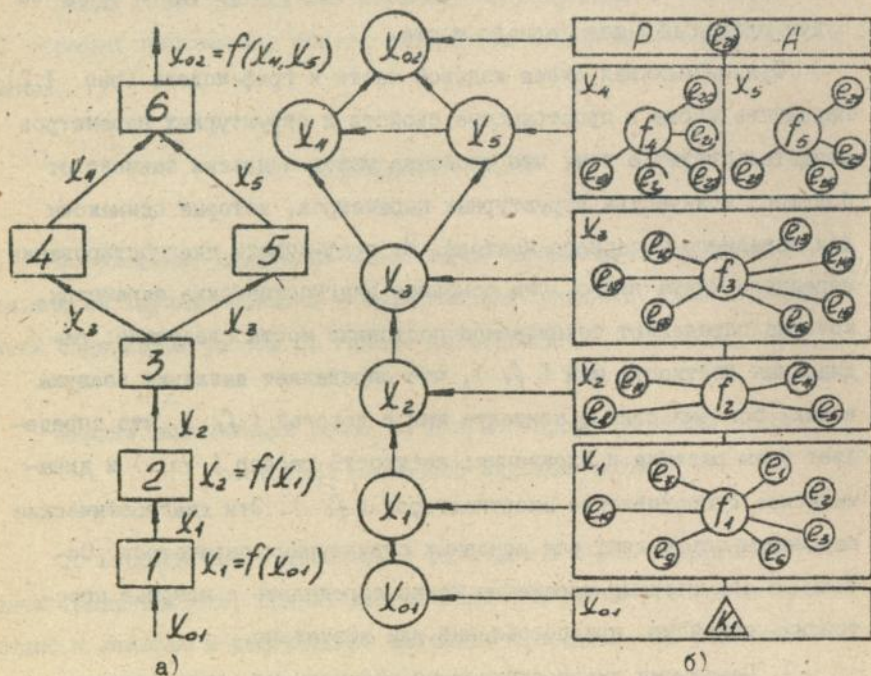


Рис. 2. Граф-модель переднего моста в пространстве свойств (а) и структурных параметров (б)

ментов и динамическое сопротивление амортизаторов. При потере упругости пружин передняя часть легкового автомобиля опускается, изменяются углы установки колес и углы наклона шкворня.

При неисправных амортизаторах уменьшается их динамическое сопротивление, что приводит к колебаниям кузова. Эксплуатация автомобиля с неисправными амортизаторами приводит к снижению долговечности кузова легкового автомобиля в 1,5 раза. У грузового автомобиля может деформироваться рама, ослабляться заклепочные и резьбовые соединения и др.

Давление воздуха в шинах необходимо выдерживать строго определенной величины. Как снижение, так и увеличение давления в шинах вызывает повышенный износ протектора и дополнительные напряжения в слоях корда, что приводит к его расслоению и разрыву. Кроме этого увеличивается расход топлива. Как высокое, так и низкое давление приводит к изменению механических характеристик шин.

Обследованиями в АТЦ и СТО автомобилей различных марок установлено, что большой процент автомобилей (50...80 %) эксплуатируется с давлением больше или меньше нормы. На автомобилях ВАЗ встречалось давление 0,12 МПа и 0,24 МПа.

Схождение всего на 30 % больше нормы повышает износ шин на 40...50 % и расход топлива на 5...10 %. При большом положительном или отрицательном схождении протектор имеет характерный износ.

Контроль углов развала и схождения у автомобилей различных АТЦ и СТО показали, что очень малый процент автомобилей эксплуатируется с этими углами в пределах нормы (11,2...59 %). Встречаются автомобили-такси со схождением от -12 мм до +12 мм.

Темп изменения углов схождения у автомобилей ГАЗ-24 находится в пределах 0,005...0,6 мм/1000 км пробега. Зная темп из-

менения схождения можно определить периодичность контроля. Расчеты показывают, что погодные условия влияют на периодичность контроля. Так летом контроль необходим через 2...2,2, а зимой - 4...6 тыс.км. Периодичность контроля углов развала для автомобилей ГАЗ-24 составляет летом 18...19, а зимой - 30...40 тыс.км. В диссертации приведены параметры распределения значений этих углов у других автомобилей.

3. Подвеска автомобиля состоит из упругих элементов (пружин, рессор, торсионов и др.) и амортизаторов. В процессе эксплуатации жесткость упругих элементов и демпфирующих свойств амортизаторов снижается. Основная задача диагностики - определить степень снижения этих свойств узлов подвески.

Во многих пассажирских АТП при проведении ТО-2 с автобуса снимают все амортизаторы, затем их разбирают (независимо от технического состояния), проверяют детали, заправляют маслом и снова собирают. Установлено, что всего 30 % амортизаторов поступают на разборку в неисправном состоянии.

Анализ заявок на текущий ремонт автобусов большой и особо большой вместимости показывает, что 27,1 % приходится на элементы подвески. Визуально можно обнаружить только 3 % неисправностей подвески.

Целесообразно было бы диагностировать амортизаторы и упругие элементы подвески непосредственно на автомобиле. Но такого диагностического оборудования в АТП нет. Энтузиасты, рационализаторы и отдельные конструкторско-экспериментальные организации пытаются изготовить такие стенды своими силами, но их конструкции научно не обоснованы и ненадежны.

Анализ выполненных научных исследований и авторских свидетельств показал, что диагностировать подвеску в сборе можно по вынужденным колебаниям с анализом резонансных и межрезонансных

частот колебания кузова и методом свободных колебаний.

Проанализированы способы возбуждения колебания и сделаны выводы, что в большей степени отвечает условиям эксплуатации способ возбуждения колебаний сбрасыванием колеса автомобиля с высоты, равной высоте неровности.

Были проведены предварительные исследования в АТП-16330 с автобусами ЛАЗ и "Икарус". Сделаны следующие выводы: а) диагностическим признаком технического состояния амортизаторов может быть величина второй полуволны (Z_2) или количество амплитуд (полуволн); б) метод достаточно прост, чувствителен и может быть реализован силами АТП; в) метод приемлем для всех типов автомобилей; г) этим же методом можно диагностировать и жесткость рессоры по первой полуволне; д) требуются дополнительные исследования.

Прямой замер давления воздуха в шинах, особенно сдвоенных очень трудоемкий. Разгерметизация золотника снижает его надежность. Необходимы методы и средства диагностирования давления воздуха в шинах без разгерметизации золотникового устройства. Анализ изобретений на эту тему показал, что авторы пытались использовать изменение механических свойств шины при изменении давления воздуха в ней.

Исследования методов, предложенных различными авторами показали, что достоверные данные по давлению воздуха в шине можно получить при воздействии на нее усилием 2...5кратно превышающ статическую нагрузку. Это можно осуществить без вреда для каркаса только приложением усилия в радиальном направлении. Наиболее легко это осуществить при сбрасывании колеса с определенной высоты.

Для диагностирования установки колес применяются стенды различных конструкций барабанного и площадочного типов, как

правило, не имеющие научного обоснования. Анализ преимуществ и недостатков тех и других стендов показал, что наиболее полную информацию о напряженности в контакте шин с дорогой регистрируют площадочные или реечные стенды с силовым взаимодействием между шиной и рабочей поверхностью стенда.

Математическая модель процессов, происходящих в узлах переднего моста

1. Диагностирование подвески методом сбрасывания колеса автомобиля с определенной высоты (например, равной высоте бордюра) наиболее полно имитирует работу ее узлов при движении автомобиля по дороге с единичной неровностью. Кинетическая энергия в этот момент гасится в шине и рессоре, а колебания кузова гасятся амортизатором. Деформации шин и рессор могут служить диагностическими признаками их технического состояния. Параметры колебания кузова могут определять техническое состояние амортизатора.

Таким образом за один бросок можно определить давление воздуха в шине, жесткость рессоры и динамическое сопротивление амортизатора.

Ниже приводится математическое описание процесса падения колеса и кузова, а затем колебания кузова и колеса. Весь этот процесс можно разбить на две фазы: первая — падение автомобиля до соприкосновения с опорной поверхностью и вторая — колебания кузова и моста, когда колесо соприкоснулось с опорной поверхностью (рис. 3).

Пусть система "кузов-колесо" падает с некоторой высоты (рис. 3а). Обозначим через X_1 координату центра тяжести кузова и X_2 — координату центра тяжести колеса, r — свободный радиус колеса.

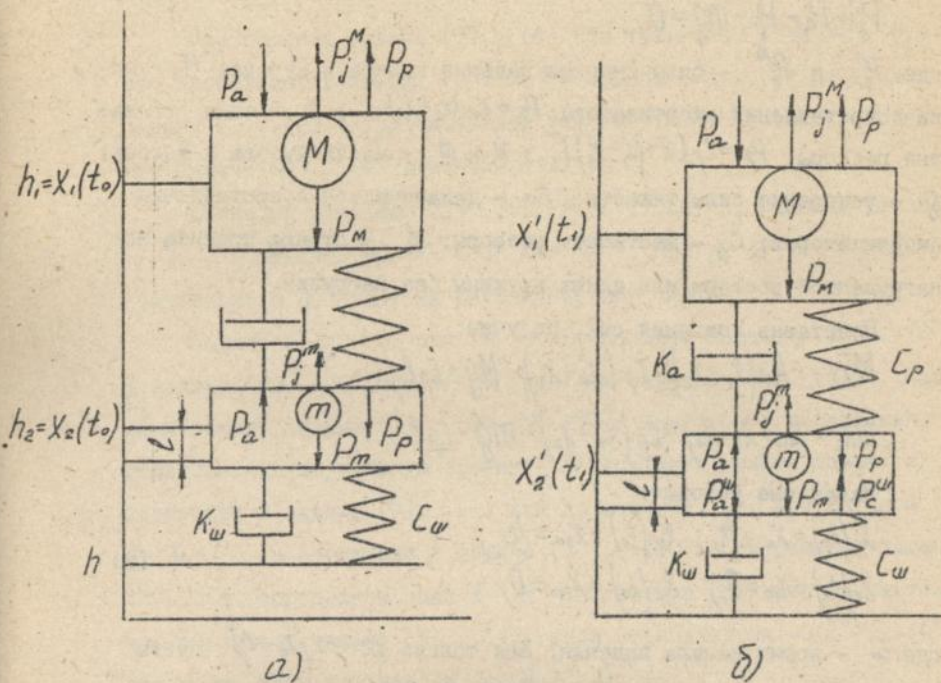


Рис. 3. Схема сил при падении (а) и ударе об опорную плоскость колеса автомобиля (б)

Тогда, если $X_2 > z$ (силы, действующие на кузов и колесо приведены на рис. 3а), сумма сил на ось X равна:

$$P_j^M - P_a + P_p - Mg = 0; \quad (1')$$

$$P_j^m + P_a - P_p - mg = 0,$$

где P_j^M и P_j^m - силы инерции падения колеса и кузова; P_a - сила сопротивления амортизатора: $P_a = K_a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$; P_p - сила от сжатия рессоры: $P_p = C_p[l - (x_1 - x_2)]$; M и m - масса кузова и колеса; g - ускорение силы тяжести; K_a - динамическое сопротивление амортизаторов; C_p - жесткость рессоры; l - стрела прогиба ненагруженной рессоры или длина пружины без нагрузки.

Подставив значения сил, получим:

$$M\ddot{x}_1 = -K_a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - C_p(x_1 - x_2) - Mg + C_p l; \quad (1)$$

$$m\ddot{x}_2 = K_a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_p(x_1 - x_2) - mg - C_p l.$$

Начальные условия:

$$\begin{aligned} x_1(t_0) &= x_{10} = h_1; & x_2(t_0) &= x_{20} = h_2; \\ \dot{x}_1(t_0) &= \dot{x}_{10} = 0; & \dot{x}_2(t_0) &= \dot{x}_{20} = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где t_0 - время начала падения. Как только $X_2 = z$ ($\dot{x}_2 < 0$) (пусть момент времени касания земли $t = t_1$), то сумма сил на ось X равна (рис. 3б):

$$\begin{aligned} P_j^M - P_a + P_p - Mg &= 0; \\ P_j^m + P_a - P_p - mg + P_a^w + P_c^w &= 0, \end{aligned} \quad (3')$$

где P_a^w - сила динамического сопротивления шины: $P_a^w = -K_w \dot{x}_2$; P_c^w - сила от сжатия шины $P_c^w = C_w(z - x_2)$.

Подставив значения сил в уравнение (3), получим:

$$M\ddot{x}_1 = -K_a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - C_p(x_1 - x_2) - Mg + C_p l; \quad (3)$$

$$m\ddot{x}_2 = K_a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_p(x_1 - x_2) - mg - C_p l - K_w \dot{x}_2 - C_w x_2 + C_w z.$$

Начальные условия:

$$x_1(t_1) = \bar{x}_{10}; \quad \dot{x}_1(t_1) = \dot{\bar{x}}_{10};$$

$$X_2(t_1) = \bar{X}_{20}; \quad \dot{X}_2(t_1) = \dot{\bar{X}}_{20},$$

а $\bar{X}_{10}, \bar{X}_{20}, \dot{\bar{X}}_{10}, \dot{\bar{X}}_{20}$ находим из решения задач (1)...(2) в момент $t = t_1$.

При решении задачи (3)...(4) как только $X_2 = z \dot{X}_2 > 0$ (пусть это происходит в момент $t = t_2$), то задача (3)...(4) переходит в задачу (1)...(2), где начальные условия (2) получаются из решения задачи (3)...(4) в момент $t = t_2$.

В каждой из задач (1)...(2) и (3)...(4) K_a зависит от знака $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$. А именно, при $\dot{X}_1 - \dot{X}_2 > 0$ $K_a = K_a^o$, при $\dot{X}_1 - \dot{X}_2 < 0$ $K_a = K_a^c$ (амортизатор работает на растяжение или сжатие).

Задачу (1)...(2) при $K_a = K_a^o$ назовем задачей (1°)...(2°), а задачу (3)...(4) при $K_a = K_a^c$ назовем задачей (3°)...(4°). Начинаем решать задачу (1)...(2) ($K_a = K_a^o$) при $t = t_0$. Эта задача решается или до момента времени t_1 (касания колеса опоры) и переходим к задаче (3)...(4) или до момента t_1 , при котором $\dot{X}_1 - \dot{X}_2 < 0$ и переходим к задаче (1°)...(2°). При решении задачи (3)...(4) определяем знак $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$. Если эта разность положительна, то решаем задачу (3°)...(4°), если отрицательна - (3°)...(4°). Все время надо следить за знаком $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$.

При решении задачи (1)...(2) или (1°)...(2°) систему (1) решаем, исключая X_2 . Получаем уравнение:

$$\begin{aligned} \ddot{X}_1 + K_a \frac{M+m}{mM} \dot{X}_1 + C_p \frac{M+m}{mM} X_1 = -g C_p \frac{M+m}{mM} (t-t_0) - \\ - \frac{K_a g (M+m) - C_p (M\dot{X}_{10} + m\dot{X}_{20})}{mM} (t-t_0) + \\ + \frac{K_a (M\dot{X}_{10} + m\dot{X}_{20}) + C_p (M\dot{X}_{10} + m\dot{X}_{20}) + C_p \ell m - Mmg}{mM}. \end{aligned} \quad (5)$$

Решение зависит от корней характеристического уравнения

$$\lambda^2 + K_a \frac{M+m}{mM} \lambda + C_p \frac{M+m}{mM} = 0. \quad (6)$$

Возможны три случая корней:

- 1) $\lambda_{1,2}$ - комплексные,
- 2) $\lambda_1 \neq \lambda_2$ - действительные,

3) $\lambda_1 = \lambda_2$ - действительные.

В каждом из случаев получено аналитическое решение задачи (1)...(2) или (1°)...(2°).

При решении задачи (3)...(4) или (3°)...(4°) систему (3) или (3°) решаем, исключая X_1 . Получаем уравнение:

$$\begin{aligned} \ddot{\ddot{X}}_2 + \frac{K_a(M+m) + K_w M}{mM} \ddot{X}_2 + \frac{K_a K_w + C_p(m+M) + M C_w}{mM} \dot{X}_2 + \\ + \frac{K_a C_w + C_p K_w}{mM} X_2 + \frac{C_p C_w}{mM} X_2 = \frac{(C_w z - (M+m)g)/C_p}{mM}. \end{aligned} \quad (7)$$

Решение зависит от корней характеристического уравнения

$$\begin{aligned} \lambda^4 + \frac{K_a(M+m) + K_w M}{mM} \lambda^3 + \frac{K_a K_w + C_p(m+M) + M C_w}{mM} \lambda^2 + \\ + \frac{K_a C_w + C_p K_w}{mM} \lambda + \frac{C_p C_w}{mM} = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Возможны 9 случаев корней характеристического уравнения.

В каждом из них получено аналитическое решение задачи (3)...(4) или (3°)...(4°).

2. Шина имеет довольно сложную форму и еще более сложную деформацию. Многие исследователи составляли модели шин применительно к своим задачам исследований. Фундаментальные исследования по шинам и подвеске представлены в трудах Александра Е.Е., Аниловича В.Я., Антонова Д.А., Бродского Г.И., Бухина Б.Л., Келдыша М.В., Кнорова В.И., Колесникова К.С., Кошарного Н.Ф., Левина М.А., Литвинова А.С., Неймарка Д.И., Фуртаева Н.А., Шаламаха А., Эллиса Д.Р. и др.

На основании анализа моделей исследований средней линии, эпюр и боковых сил в контакте шин с плоскостью качения составлена математическая модель средней линии шины:

$$y_{48} = \frac{\sin \delta}{2} \left(\sqrt{4z^2 - 4x^2 + 4Lx - L^2} - \sqrt{4z^2 - L^2} + x \sin \delta \right) \quad (9)$$

Отклонения средней линии шины, полученные экспериментальным способом и определенные с помощью уравнений, совпадают.

Теоретическое обоснование методов диагностирования узлов переднего моста

1. Для решения уравнений (1)...(2) и (3)...(4) была составлена программа на алгоритмическом языке *FORTRAN* № 4 для ЕС ЭЕМ 1036. Параметры $C_{ш}$, C_p , K_a и ℓ в уравнениях варьировались в определенных пределах. Остальные параметры были взяты из технической характеристики на автобус "Икарус-260". Проведено моделирование неисправностей амортизатора путем снижения динамического сопротивления его на растяжение с 18 до 1,4 кНс/м, и на сжатие - с 5,6 до 1,4 кНс/м. Радиальная жесткость шины изменялась с 900 до 250 кН/м, жесткость рессоры с 90,6 до 40 кН/м. Проведено моделирование колебания кузова. Из рис. 4 видно, что количество полупериодов может быть диагностическим признаком технического состояния амортизаторов, а время первой полуволны - определяет жесткость рессоры (рис. 5).

2. В качестве диагностического признака давление воздуха в шине, как научная гипотеза, принимается радиальная жесткость шины (прогиб) в динамике, т.е. при сбрасывании колеса. В этом случае замеряется статический ($R_{ст}$) и динамический радиус шины (R_d). Разность $R_{ст} - R_d$ может служить диагностическим признаком давления воздуха в шине.

Моделирование деформации шины с помощью уравнений (1)...(2) и (3)...(4) показали, что с уменьшением жесткости шины с 650 до 550 кН/м (0,8...0,7 МПа) чувствительность составляет 20 мм/МПа, с уменьшением с 450 до 350 кН/м (0,6...0,5 МПа) чувствительность составит 70 мм/МПа, а с уменьшением жесткости с 350 до 250 кН/м

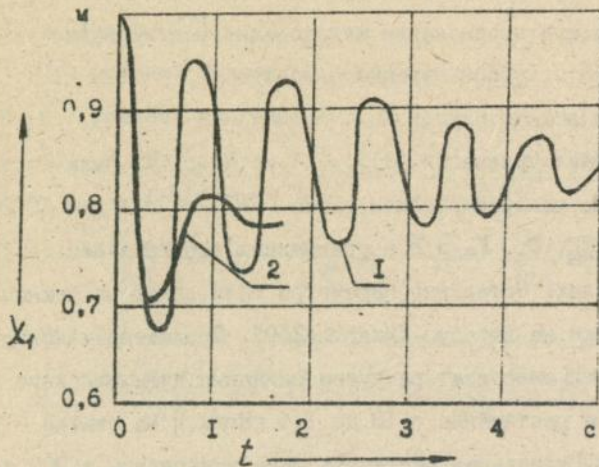


Рис. 4. Кривая свободных колебаний кузова автобуса при $K_d = 1,4/1,4 \text{ кН}\cdot\text{с}/\text{м}$ (1) и $K_d = 18/5,6 \text{ кН}\cdot\text{с}/\text{м}$ (2)

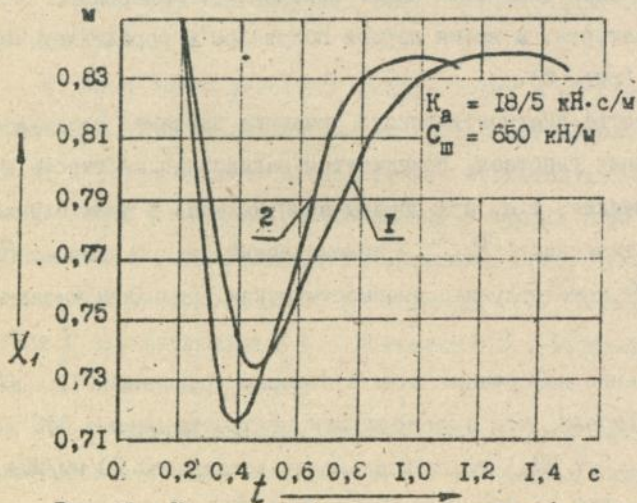


Рис. 5. Кривые свободных колебаний кузова автобуса при $C_p = 40 \text{ кН}/\text{м}$ (1) и $C_p = 90,6 \text{ кН}/\text{м}$ (2)

(0,5...0,4 МПа) – 120 мм/МПа. Предложенным методом можно определять давление воздуха в шинах.

3. При взаимодействии шины с диагностической площадкой величина силы на площадке (Y^n) зависит не только от углов α и β , но и боковой жесткости площадки. Так при качении колеса с развалом α сила на площадке будет равна

$$Y_\alpha = \frac{Y_\alpha^0}{1 + C_{\text{ш}}/C_{\text{п}}} \quad (10)$$

где Y_α^0 – сила на дороге при определенном значении α ; $C_{\text{ш}}$ и $C_{\text{п}}$ – боковая жесткость шины и площадки.

Из уравнения видно, что чем меньше $C_{\text{п}}$, тем меньше сила Y_α^n .

Если не учитывать $C_{\text{ш}}$ и $C_{\text{п}}$, то боковая сила регистрируется частично, что может привести к недопустимо большим погрешностям.

Боковая жесткость площадки должна быть в 8...10 раз больше, чем боковая жесткость шины.

Если шина катится по диагностической площадке, то с учетом уравнения (9) можно записать

$$Y_{\alpha,\beta}^n = \int_0^L \left[\frac{\sin \alpha}{2} \left(\sqrt{4z^2 - 4x^2 + 4Lx - L^2} - \sqrt{4z^2 - L^2} \right) M_\alpha^n + \sin \beta \cdot x \cdot M_\beta^n \right] dx \quad (11)$$

После интегрирования получим силу

$$Y_{\alpha,\beta}^n = \sin \alpha \left(z^2 \arcsin \frac{L}{2z} - \frac{L}{4} \sqrt{4z^2 - L^2} \right) M_\alpha^n + \frac{L^2}{2} \sin \beta \cdot M_\beta^n \quad (12)$$

Если проинтегрировать уравнение (II) от 0 до $L/2$ и от $L/2$ до L , после преобразований получим:

$$Y^n = \frac{F_\alpha}{2} \cdot \alpha \cdot M_\alpha^n + \frac{F_\beta}{4} \cdot \beta \cdot M_\beta^n \quad (13)$$

$$Y^n = F_\alpha \cdot \alpha \cdot M_\alpha^n + F_\beta \cdot \beta \cdot M_\beta^n \quad (14)$$

$$Y^c = \frac{F_\alpha}{2} \cdot \alpha \cdot M_\alpha^c + \frac{3F_\beta}{4} \cdot \beta \cdot M_\beta^c \quad (15)$$

С помощью уравнений (13)...(15) можно определить силы от развала U_a и увода U_p . Для этого необходимо замерять силу при наезде половиной пятна контакта на площадку U'' и силу, когда шина полностью находится на площадке U'' . Решив систему любых двух уравнений (13)...(15), можно определить силу от развала и увода.

Экспериментальные исследования методов и средств диагностирования переднего моста

I. Для исследования методов и средств диагностирования элементов переднего моста были разработаны: стенд для испытания диагностического оборудования ("тестер"); несколько конструкций площадочных стендов для диагностирования установки колес; реечный стенд диагностирования установки колес, на который получено авторское свидетельство № 779848; стенд для диагностирования амортизаторов и давления воздуха в шинах; ряд приборов для определения давления воздуха в шине без вскрытия вентиля; приспособления для фотографирования контакта шины с опорной поверхностью; приспособление для определения боковой и радиальной жесткости шин на ровной и выпуклой опорной поверхности.

С помощью этого оборудования проводился ряд исследований. Отработка и испытания конструкции средств и технологии диагностирования установки колес и давления воздуха в шинах производились в лабораторных условиях, а затем проверялись в условиях автопредприятия.

Конструкция "тестера" видна из рис. 6. На раму стенда можно установить диагностическую площадку, рейку, беговой барабан или бронестекло. С помощью этого оборудования регистрировались боковые силы в контакте шины с площадкой, распределение боковой силы по длине контакта, отклонение средней линии от своего среднего поло-

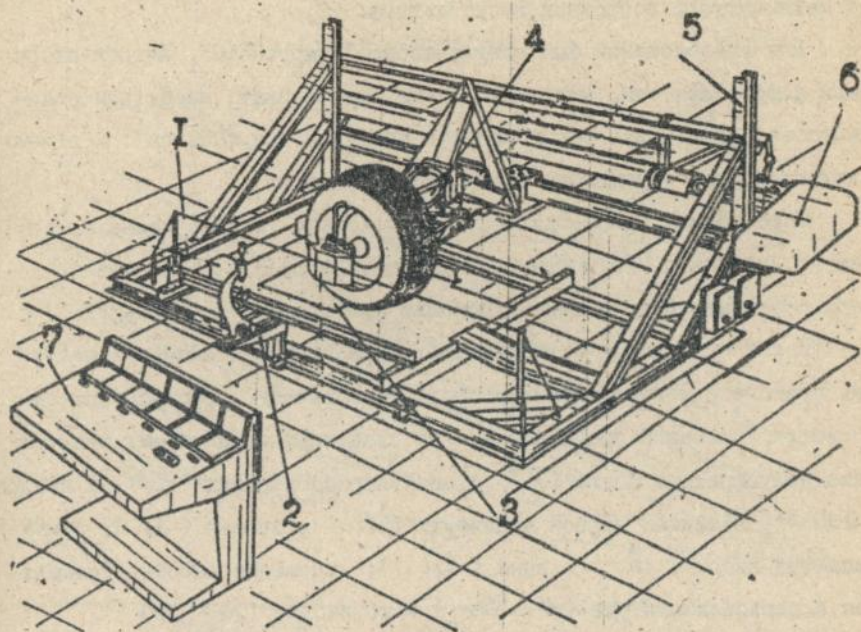


Рис. 6. Стенд для исследования шин:

I - измерительная система; 2 - контрольная оптическая система;
 3 - блок диагностической площадки; 4 - подвижная каретка с колесом;
 5 - рама; 6 - электропривод; 7 - пульт управления

жения при различных углах развала и увода.

2. Для исследований механических характеристик подвески был изготовлен стенд, который позволяет поднять колесо с автомобилем на высоту 120 мм и сбросить. Количество колебаний кузова зависит от технического состояния амортизатора.

Для исследований был взят автобус "Икарус-260". Амортизаторы были доработаны так, что с них можно было сливать необходимое количество масла. Зная объем масла в амортизаторе (850 см³) и объем слитого масла, определяли объем оставшегося.

Сбрасывание производилось левого колеса, а слив масла был с левого и правого. Регистрировали колебания кузова возле левого колеса. Записывали колебания с помощью прибора М283 и самописца.

После проведения экспериментов с различной степенью заполнения правого и левого амортизаторов (84 варианта), расшифровка затухающих колебаний производилась по следующим параметрам: количество полупериодов всего ($\sum \lambda_i$), полупериодов вверх ($\sum \lambda_i^{\uparrow}$) и вниз ($\sum \lambda_i^{\downarrow}$), величины первой амплитуды (λ_1) и второй (λ_2); сумма амплитуд вверх ($\lambda_{\Sigma}^{\uparrow}$) и вниз ($\lambda_{\Sigma}^{\downarrow}$); отношение высоты сбрасывания к первой амплитуде ($K_1 = h/\lambda_1$) и ко второй ($K_2 = h/\lambda_2$).

Эти данные обрабатывались как двухфакторная модель, т.е. зависимость параметра колебательного процесса от количества жидкости в правом (X_{II}) и левом амортизаторах (X_{I}).

Уравнение аппроксимации каждого из параметров колебаний имеет вид:

$$\lambda = A + B X_{II} + C X_{II} + D X_{II} X_{II} + E X_{II}^2 + F X_{II}^2. \quad (16)$$

Из результатов экспериментов видно (рис. 7), что все параметры колебательного процесса кузова возле левого колеса чувствительны к техническому состоянию не только левого, но и правого амортизаторов.

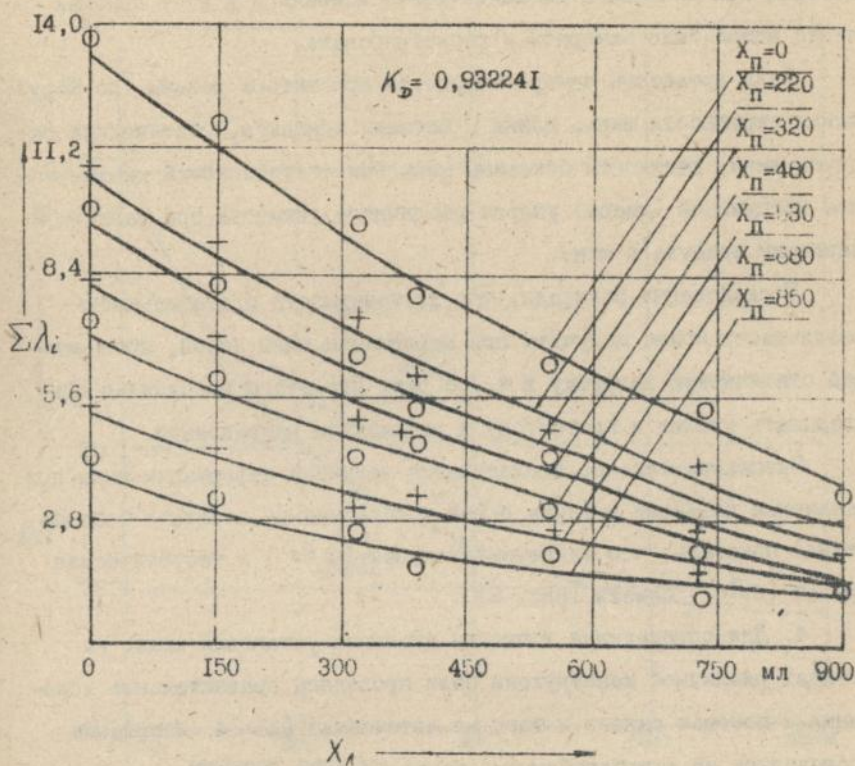


Рис. 7. Зависимость количества полупериодов ($\Sigma \lambda_i$) от количества жидкости в левом (X_l) и правом (X_p) амортизаторах.

3. Для разработки метода диагностирования давления воздуха в шине необходимо определить наиболее чувствительный признак, который при изменении давления резко изменялся и этот признак легко можно было замерять и регистрировать.

Были проведены замеры твердости протектора резины (по Шору), длины окружности шины, длины и площади контакта, статические радиусы шины, жесткости боковины шины при статическом и динамическом нагружении (ударе) упором различного диаметра при различном давлении воздуха в шине.

Исследования показали, что достоверность и стабильность результатов можно получить при деформации шины силой, превышающей статическую нагрузку в 4...5 раз. Для этого необходимо прикладывать усилие к протектору в радиальном направлении.

Экспериментальные исследования величины деформации шины при различном давлении воздуха в ней и сбрасывании колеса с помощью стенда показали, что экспериментальная ($\Delta R_{\text{э}}$) и теоретическая кривая ($\Delta R_{\text{т}}$) близки (рис. 8).

4. Для определения точности диагноза установки колес на стендах различной конструкции были проведены сравнительные испытания с помощью одного и того же автомобиля ГАЗ-24. Испытания проводились на однобарабанном стенде КИ-4872 ГОСНИТИ, однобарабанном стенде конструкции Винницкого ПИ, двухбарабанном конструкции ГосавтотрансНИИпроект, площадочном и реечном стендах конструкции ХАДИ.

Из результатов эксперимента сделаны выводы, что наиболее чувствительные к углам λ и θ стенды с плоской поверхностью и силовым взаимодействием.

Кроме этого проводились испытания стенда площадочного АП-ХАДИ с помощью двух автобусов ЛАЗ-695Н и одного "Икарус-260".

Чувствительность стенда к изменению схождения составляет

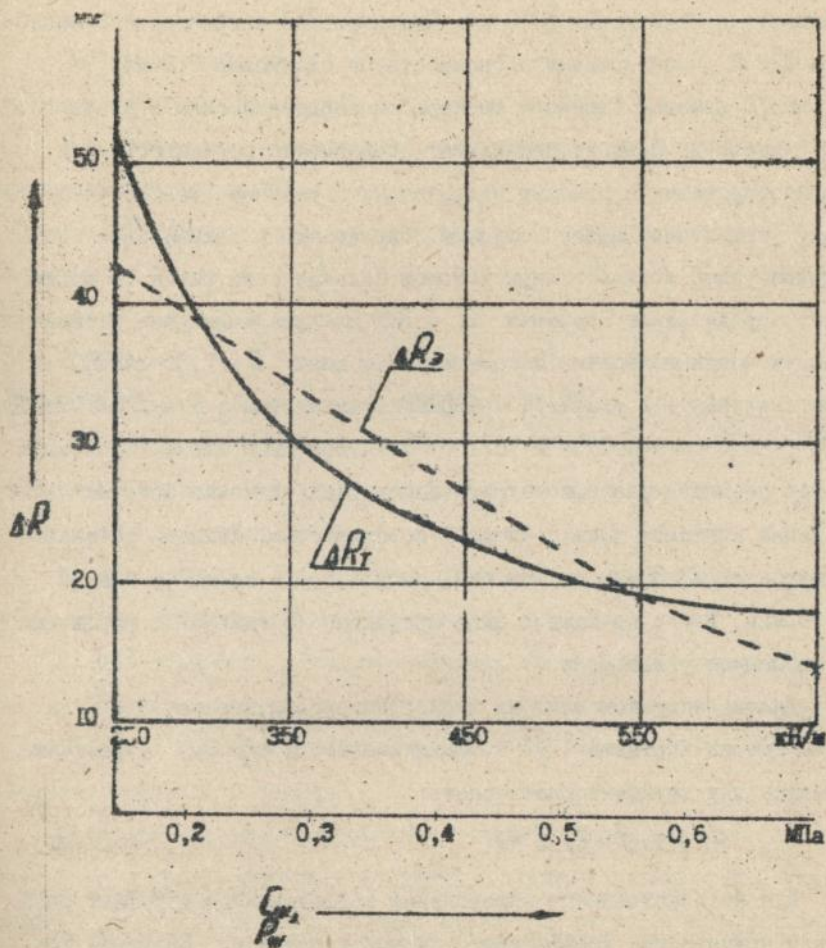


Рис. 8. Теоретические (ΔR_T) и экспериментальные ($\Delta R_Э$) кривые зависимости деформации шины ($R_{CT} - R_0$) от давления воздуха в ней (P_{III}) и радиальной жесткости (C_{III})

250...280 Н/мм для автобуса ДАЗ и 200 Н/мм для "Икарус-260".

Погрешность измерения составляла 7,8 %. Регистрирующая аппаратура замеряла силу с точностью ± 50 Н, что составляло погрешность по схождению $\pm 0,2$ мм. Максимальная погрешность замера была 120 Н, что составит погрешность по схождению 0,5 мм.

5. С помощью "шинного тестера" исследовали силы в контакте шин с дорогой. Цель эксперимента: исследовать погрешности при диагностировании с помощью площадочных и реечных стендов установку управляемых колес с шинами. Определялось оптимальное соотношение углов α и β , при котором боковая сила равна 0, кроме этого определялись значения K_α и K_β для различных шин и величины их неоднородности (Н). Были взяты шины: 1 - 7,35-14БЦПО (диагональная); 2 - 175/70 SR 13БЦПО (радиальная); 3 - 175/70 SR 13 *Michelin ZX* и 4 - 150 SR -13 *Pirelli*. Все шины новые. С помощью стенда реечного типа регистрировалось распределение боковых сил по длине контакта шины с опорной поверхностью. Углы α устанавливались от 13,6 мин до -96 мин, увод (β) - от +57,4 мин до -57,3 мин. Всего по каждой шине проведено 15 замеров с различным соотношением углов α и β .

Анализ эпюр боковых сил производился в центре ее (Y^4) и на выходе из контакта (Y^6). Зависимость $Y = f(\alpha, \beta)$, рассматривалась как двухфакторная модель:

$$Y = K_\beta \cdot \beta + K_\alpha \cdot \alpha + H. \quad (17)$$

Для количественного определения коэффициентов двухфакторной модели применялись коэффициенты парной корреляции. Значения коэффициентов модели (K_α и K_β) определялись с помощью ЭЦВМ "Мир-2".

Если учесть, что $Y_\alpha = Y_\beta$, то

$$\frac{\alpha}{\beta} = \frac{K_\beta}{K_\alpha}. \quad (18)$$

Для компенсации боковых сил в центре контакта от развала ($Y_{\alpha, \beta} = 0$) значение увода необходимо выбирать для первой диаго-

нальной шины $K_{рв}^4/K_{рл}^4 = 4$, для остальных радиальных шин это соотношение составило: для шины 2 - 7,2; 3 - 25,8; 4 - 6,5.

На выходе из контакта соотношение коэффициентов ($K_{рв}^4/K_{рл}^4$) составляло: I шина - 7,6; 2 - 8,2; 3 - 13,5; 4 - 12,9.

По длине контакта $K_{л}$ и $K_{в}$ не остаются величиной постоянной и изменяются $K_{рл}$ в 0,8...3,1 раза, а $K_{рв}$ - в 1,3...1,8 раза.

Из приведенных результатов экспериментальных исследований можно сделать выводы:

1. Для каждого типа шины необходимо устанавливать свое соотношение углов α и δ . Кроме этого соотношение α/δ должно изменяться с износом протектора.

2. Углы α и δ надо устанавливать не по геометрическим параметрам, а по силам в контакте шин с дорогой.

3. В качестве диагностического признака установки колес необходимо использовать напряженность в центре и на выходе из контакта при диагностировании с помощью рейки.

4. Для площадки в качестве диагностического признака установки колес необходимо использовать боковую силу.

6. При обработке экспериментальных исследований определялась и неоднородность в разных местах пятна контакта (в центре и на выходе с помощью реечного стенда и при наезде, съезде и в центре площадочного стенда).

Установлено, что неоднородность зависит не только от типа шин, но и места ее замера в контакте с опорной поверхностью. Этот вопрос требует специальных исследований и в тему диссертации не входит. Наша задача выявить влияние величин неоднородности на точность диагностирования шин установки колес. Для этой цели был проведен дополнительный эксперимент на том же "шинном тестере".

Цель исследования: определить величину боковой неоднородности шин в различных точках по окружности шины, влияние неоднородности шин в различных точках по окружности шины, влияние неоднородности шин в различных точках по окружности шины, влияние неоднородности шин в различных точках по окружности шины.

родности на величину боковой силы в контакте шины с плоской поверхностью, установить функциональную зависимость между углами установки колес и боковой силой шин с различной степенью изношенности. Эксперимент состоял из трех этапов:

1. Определение боковой неоднородности шины по окружности при заданных значениях α и θ .

2. Оценка вариаций механических свойств шины по окружности при различных значениях α и θ .

3. Определение вариации механических свойств малочисленной выборки шин.

Для исследований п.п. 1, 2 использовалась шина модели ИИ-146/7,35-14/ заводской номер ДХ75063461, нагрузка на колесо составляла 3,70 кН, давление воздуха в шине - 0,17 МПа.

Методика такова: протектор шины был разделен на 8 секторов, в каждом из которых измерялась результирующая боковых сил. С помощью оптической системы стенда колесо было установлено с углами $\alpha = +30' \pm 3'$ и $\theta = 20' \pm 2,5'$. Колесо прокатывалось равномерно через площадку со скоростью 0,5 км/ч. При прокатывании через диагностическую площадку производилась регистрация боковых сил в контакте шин с площадкой. Затем колесо проворачивалось на 1/8 оборота :: производилась регистрация сил в следующей точке. В каждой из 8 точек контроль сил производился 3 раза. Затем шина была демонтирована с обода, повернута обратной стороной относительно обода и снова смонтирована на тот же обод. Эксперимент повторялся.

Установлено, что характер изменения боковых сил имеет зеркальное отображение в прямом и повернутом положении. Среднее же значение боковых сил в прямом и обратном направлении колеса различны. В первом случае $Y_{cp} = 133$ Н, во втором - 107 Н. Это свидетельствует о том, что кроме боковой неоднородности в различных точках шина имеет асимметрию 26 Н. Средняя же величина боковой

силы в 120 Н — это сила от углов α и β .

Затем определялась боковая сила в 8 точках при различных значениях угла β и $\alpha = 30'$. Зависимость описывалась уравнением:

$$Y_{\beta} = \sigma \cdot K_{\beta} + H_{\alpha} \quad (19)$$

Значения коэффициентов K_{β} и H_{α} приведены в табл. I.

Таблица I

Коэффициенты бокового увода (K_{β}) и величины H_{α} шины в различных ее точках по окружности

№ точек	0	I	2	3	4	5	6	7
K_{β}	19100	19600	20400	22600	22800	22850	20900	22800
H_{α}	103	103	118	100	89	112	118	98,4

Аналогичные исследования были проведены при различных значениях развалов. Зависимость $Y_{\alpha} = f(\alpha)$ описывается уравнением

$$Y_{\alpha} = K_{\alpha} \cdot \alpha + H_{\beta} \quad (20)$$

Значения этих коэффициентов приведены в табл. 2

Таблица 2

Коэффициенты бокового увода (K_{α}) и величины H_{β} шины в различных ее точках по окружности

№ точек	0	I	2	3	4	5	6	7
K_{α}	9200	9900	10800	7420	7900	10400	10300	3670
H_{β}	26,6	17	39	32,6	14	24	30	28,8

Как видно из табл. I и 2 значение коэффициентов колеблется в пределах $K_{\beta} - \pm 9\%$, $K_{\alpha} - \pm 15\%$, боковая неоднородность (H) колеблется в пределах 29 Н и 26 Н.

Если для этой шины установить углы α и θ такими, что $U = 0$, то соотношение углов развала и увода выразится уравнением

$$\alpha = (1,76...3,072)\theta^2 + (0,00129...0,00525). \quad (21)$$

При установке углов по среднему значению в отдельных точках окружности угол θ будет не оптимален всего на $5'...7'$.

Исходя из исследований, можно сделать вывод, что для каждой шины существует оптимальное соотношение углов α и θ , при котором ее неоднородность минимальна. Для каждой шины имеется свой закон изменения K_α и K_θ , а также H по окружности.

Для экспериментов по этапам 2 и 3 использовались шины того же типа и размера, но с различной степенью изношенности, в количестве 12 шт. Методика эксперимента и оборудование были те же. Обработка результатов проводилась по такой же методике как и в I этапе.

Соотношения, при которых боковая сила равна нулю можно записать

$$\begin{aligned} \alpha_{max} &= 3,12\theta^2 + 0,01668; \\ \alpha_{min} &= 2,82\theta^2 - 0,00508. \end{aligned} \quad (22)$$

Если установить $\theta = 5'$, то оптимальный угол α будет в пределах $+3'...72'$ (при норме $-30'...+30'$).

В результате можно сделать выводы:

1. Шины имеют не только боковую неоднородность, но и асимметрию по боковой силе.

2. Асимметрия и неоднородность обуславливаются величиной и вариацией механических свойств шин (K_α , K_θ , H) по ее окружности.

3. Вариация боковой силы по окружности шины зависит от углов установки и неоднородности.

4. Для каждой шины существует оптимальное соотношение углов развала и увода, при которой неоднородность минимальна.

5. Поле допустимых значений углов развала и схождения не всегда соответствует рекомендациям завода-изготовителя.

6. Рекомендации установки колес по геометрическим параметрам автозаводов может быть предварительной операцией при ТО или ТР, а окончательная корректировка их установки должна проводиться на постах диагностики с определением боковых сил в контакте шин с плоской поверхностью площадочных или реечных стендов.

7. Стенды диагностирования установки колес должны быть с силовым взаимодействием шины с поверхностью стенда.

7. Однако в процессе эксплуатации механические характеристики шины изменяются. Так меняются коэффициенты K_{α} и K_{β} . Эксперименты проведенные с помощью "тестера" на I2 шинах с разной степенью изношенности подтверждают, что с уменьшением протектора h увеличивается K_{α} , а K_{β} уменьшается. Изменения этих коэффициентов в зависимости от высоты протектора аппроксимируются уравнениями:

$$\begin{aligned} K_{\alpha} &= -2,93 + 0,0206h; \\ K_{\beta} &= 8,864 - 0,16474h. \end{aligned} \quad (23)$$

При регулировке углов α и β необходимо учитывать степень изношенности шин.

8. Исследовались свойства шины на барабанах различного диаметра. Цель эксперимента: определить диаметр барабана, чтобы основные механические свойства шин при качении по нему были такими же как и на плоской поверхности. Для этой цели определялись радиальные прогибы шин (ΔR) и длина контакта (L) при различной нагрузке G_k , давление воздуха в шинах $P_{ш}$ на различных диаметрах барабанов D_{β} .

Из экспериментов можно сделать выводы:

а) с увеличением нагрузки и уменьшением давления воздуха в шине диаметр барабана, эквивалентный плоскости шин, уменьшается;

б) для автомобиля ГАЗ-24 с нагрузкой на колесо $G_k = 4,75 \text{ кН}$ и $P_{\text{ш}} = 0,2 \text{ МПа}$ барабан необходим диаметром не менее 1828 мм.

Практические рекомендации

1. Отдельные неисправности, такие как поломка листов, витка пружины можно обнаружить визуально, снижение упругости пружин, рессор и торсионов можно обнаружить только с помощью диагностирования.

Подтекание жидкости амортизатора можно обнаружить визуально, но сколько ее осталось в амортизаторе определить сложно. Малейшее снижение демпфирующих свойств амортизаторов можно установить только с помощью стендовой диагностики, записав его характеристику. При этом определяется техническое состояние клапанов, пружин, уплотнений. Кроме этого можно дать заключение о пробеге автомобиля до выхода параметров амортизатора за пределы нормы.

Давление воздуха в шинах снижается из-за газовой проницаемости камер. При этом уменьшается ее радиальная жесткость. Определить жесткость рессоры (пружины), динамическое сопротивление амортизатора и жесткость шины можно за один сброс колеса. Высота сбрасывания должна быть для легковых автомобилей 60...65 мм, грузовых - 120...160 мм, а автобусов - 100...120 мм. При сбрасывании колеса необходимо регистрировать количество колебаний кузова, время одного полупериода, динамический и статический радиусы колеса.

2. При проектировании площадочного стенда основными его параметрами являются боковая жесткость упругого элемента ($C_{\text{п}}$) и длина площадки (l). Жесткость упругого элемента зависит от боковой жесткости шины $C_{\text{ш}}$. Жесткость площадки ($C_{\text{пл}}$) должна быть больше боковой жесткости шины ($C_{\text{ш}}$) в 8...9 раз, т.е. $C_{\text{ш}}/C_{\text{пл}} = 0,8$

...0,9. Зная $C_{ш}$ можно определить $C_{п}$

$$C_{п} = \frac{C_{ш}}{\frac{I}{K} - I}, \quad (24)$$

где K - коэффициент достоверности, $K = Y_n / Y_d = (0,8 \dots 0,9)$.

Длина площадки равна:

$$L_{пл} = L_k \left(1 + \frac{1}{2K} \right). \quad (25)$$

При проектировании площадочных стендов очень важным параметром является чувствительность датчика. Перемещение площадки равно

$$\lambda_n = \frac{Y_n}{C_n}, \quad (26)$$

где Y_n - сила на площадке.

При проектировании реечного стенда значение K необходимо принимать $0,9 \dots 0,95$. Чем больше K тем тоньше должна быть рейка. Толщину рейки в зависимости от типа автомобиля необходимо принимать $8 \dots 12$ мм.

Порядок диагностирования должен быть таков: проверяется техническое состояние подвески и радиальная жесткость шин и при их исправном состоянии диагностируется установка колес. Перед диагностированием необходимо проверить: трещины в деталях подвески, зазоры в сопряжениях, деформации деталей. В шинах проверить наличие застрявших предметов и при обнаружении - удалить их, вздутие на шинах, биения дисков, зазоры в подшипниках колес.

Диагностирование необходимо проводить в такой последовательности:

- 1) в статическом состоянии проверить прогибы рессор (пружин);
- 2) сбросить колесо и записать колебания кузова;
- 3) определить время первой полуволны;
- 4) определить количество полуволн;

- 5) определить статический и динамический радиусы колеса и их разность;
- 6) сравнить эти данные с нормативными;
- 7) сделать заключение о техническом состоянии подвески и давлении воздуха в шине;
- 8) провести прогнозирование пробега подвески до выхода параметров за пределы нормы.

После этого автомобиль проезжает на пост диагностирования установки колес, где с помощью площадочного (реечного) стенда определяются силы в контакте шин с дорогой.

Экономический эффект на I автобус в год равен 10,36 млн.крб.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Диссертационная работа является составной частью научных исследований по государственной тематике проблемной лаборатории по диагностике и прогнозированию технического состояния подвижного состава автомобильного транспорта при ХГАДТУ (ХАДИ) и является дальнейшим развитием теоретических основ эксплуатации автомобилей и диагностирования технического состояния их систем.

2. В диссертационной работе решалась важная народнохозяйственная проблема — повышение эффективности и качества диагностирования технического состояния автомобилей на примере ходовой части. Это осуществлялось по двум основным научно-техническим направлениям — снижение трудоемкости диагностирования и получение достоверной информации о техническом состоянии основных узлов ходовой части.

3. На основании выполненных автором теоретических и экспериментальных исследований сформулированы основные принципы решения проблемы диагностирования ходовой части колесных машин, со-

здания системы стендовой оценки их технического состояния в стационарных условиях, проектирования технических средств диагностирования с учетом глубины поиска дефектов и достоверности диагностирования и разработки алгоритма функционирования технических средств.

4. С целью определения упругих характеристик подвески и шин составлена математическая модель колебания поддресоренных и неподдресоренных масс в стационарных условиях при искусственном нагружении колес, позволяющая определять и анализировать перемещения, скорости и ускорения при различных неисправностях амортизаторов, рессор и давления воздуха в шинах. На этой основе разработана методика диагностирования технического состояния подвески и давления воздуха в шинах.

5. Разработаны алгоритмы и программы решения уравнений перемещения и скорости кузова и колеса при сбрасывании автомобиля. Проведены теоретические исследования перемещения кузова и колеса при диагностировании подвески с различными жесткостью рессор, динамическими сопротивлениями амортизаторов и давлениями воздуха в шинах. На основе этих исследований установлены наиболее чувствительные диагностические признаки технического состояния амортизаторов, рессор и давления воздуха в шинах.

6. Составлена математическая модель деформации протектора шины при качении колеса с развалом и уводом применительно к диагностированию установки колес. Эта модель положена в основу обоснования метода диагностирования установки колес.

7. Сравнительные экспериментальные исследования стендов различной конструкции барабанного, площадочного и реечного типов позволили определить их недостатки и преимущества. В результате анализа информативности, достоверности, точности и чувствительности диагноза установлено, что большими преимуществами обладают

быстродействующие стенды площадочного и реечного типов.

8. Проведенные глубокие экспериментальные исследования боковых сил в контакте шин с дорогой, распределения их по длине контакта, жесткостей шин по длине контакта и неоднородности шин позволили рекомендовать для диагностирования установки колес динамометрические площадочные и реечные стенды.

9. На основе выполненных исследований разработаны научные принципы проектирования стендов диагностирования технического состояния ходовой части автомобилей, имитирующие реальные силовые условия работы узлов автомобиля.

10. Разработаны алгоритмы диагностирования с применением ЭВМ для обработки диагностической информации, сформулированы рекомендации конструкторам по выбору основных параметров стендов.

11. Спроектированные и изготовленные автором стенды установлены в АБ-5, АТП-16330 и других автопредприятиях г. Харькова. Разработанные методики расчетов диагностического оборудования используются в учебном процессе.

12. Основные результаты исследований опубликованы в двух монографиях и 30 статьях.

Основные положения диссертации опубликованы в 33 работах автора, в том числе:

1. Юрченко А.Н. Ходовая часть автомобиля. Обнаружение и устранение неисправностей. — Харьков: Высшая школа, 1983. — 117 с.

2. Юрченко А.Н. и др. Практика диагностирования автомобилей / Под ред. Юрченко А.Н. Учебное пособие для студ. спец. 15.05 и 07.11. — Киев: НМК ВО, 1993. — 215 с.

3. Анилович И.В., Костюрин А.В., Юрченко А.Н. Метрологическая оценка стенда для диагностирования установки управляемых колес автомобиля // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. — 1986. — Вып. 23. — С. 46-48.

4. Бабешко Ю.П., Юрченко А.Н. Исследование влияния развала и схождения управляемых колес автомобиля на боковые силы в контакте шины с дорогой // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1975. - Вып. 12. - С. 129-134.
5. Бажинов А.В., Юрченко А.Н. Исследование интенсивности изменения развала управляемых колес легковых автомобилей ГАЗ // Автодорожник Украины, 1977. - Вып. 4. - С. 23-24.
6. Буховер М.А., Юрченко А.Н. Исследование боковой жесткости колесного узла автомобиля // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1977. - Вып. 14. - С. 56-59.
7. Власов А.И., Юрченко А.Н. Исследование неоднородности шин автомобилей ГАЗ-24 // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1982. - Вып. 19. - С. 53-59.
8. Водолажский В.Л., Бабешко Ю.П., Юрченко А.Н. Контроль и регулировка параметров ходовой части автомобилей ГАЗ-24-01 в эксплуатации // Автодорожник Украины, 1976. - Вып. 1. - С. 22-23.
9. Костюрин А.В., Юрченко А.Н. Влияние эксплуатационных факторов на износ шин // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1988. - Вып. 25. - С. 48-52.
10. Терлецкий В.Г., Константинов Г.А., Юрченко А.Н. Влияние некоторых параметров ходовой части на износ шин, управляемость и устойчивость движения автомобиля // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1968. - Вып. 5. - С. 95-99.
11. Юрченко А.Н., Власов А.И. и др. Исследование взаимодействия шины с динамометрической площадкой // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1984. - Вып. 21. - С. 62-70.
12. Юрченко А.Н., Власов А.И. и др. Сравнительные исследования стендов для диагностирования установки управляемых колес // Автодорожник Украины. - 1980. - № 3. - С. 18-20.
13. Юрченко А.Н. Исследование стабильности углов развала

управляемых колес автомобилями ГАЗ-21 // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1974. - Вып. II. - С. 53-55.

14. Дрченко А.Н., Костюрин А.В. Методы и средства диагностирования установки управляемых колес автомобилей // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1987. - Вып. 24. - С. 38-42.

15. Дрченко А.Н., Костюрин А.В. О диагностировании установки управляемых колес. Повышение качества организации движения и автомобильных перевозок. - Сб. научных трудов МАДИ, 1986. - С. 126-129.

16. Дрченко А.Н., Костюрин А.В. и др. Стенд для исследования средств диагностики управляемых колес автомобиля // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1980. - Вып. 17. - С. 47-49.

17. Дрченко А.Н., Цапенко В.С. Диагностирование установки колес по напряженности шины в контакте с дорогой // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1991. - Вып. 28. - С. 76-79.

18. Дрченко А.Н., Цапенко В.С. Опыт эксплуатации станции диагностики в АТП-16330 // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1992. - Вып. 29. - С. 60-62.

19. Дрченко А.Н., Цапенко В.С. Сравнительные исследования средств диагностирования установки колес // Автомоб. трансп.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1990. - Вып. 27. - С. 50-54.

20. Дрченко А.Н. Влияние угловых и линейных смещений мостов автомобиля на устойчивость его движения и износ шин. Труды в/ч 3539, 1971. - № 4.

21. Дрченко А.Н. Разработка и создание приборов (тренажеров) контролирующего технического состояние автомобиля и качество проведения регулировочных работ на автомобиле. Труды Самарканд-

ского высшего командного военного училища им. Верховного Совета Узбекской ССР, 1980.

22. А.с. 779848 (СССР). Стенд для проверки углов установки управляемых колес транспортных средств / Юрченко А.Н., Власов А.И., Костурин А.В. - Опубл. в В.И., 1980, № 42.

23. Гречко Л.П., Юрченко А.Н. и др. Определение работы трения в контакте шин с дорогой. - Л., 1984, № 4. - 94 с. - Рукопись деп. в ВИНТИ. Библиографический указатель "Депонированные научные работы".

24. Юрченко А.М. Диагностика тиску повітря в шинах. Проблеми транспорту та шляхів їх вирішення. Тези доповідей КАДІ, Київ, 1994. - 50 с.

25. Юрченко А.Н. *Diagnose der Radgeometrie der gelenkten Räder*. Четвертая конференция применения материалов в автомобилестроении, 14 и 15 ноября 1985. - Карл-Маркс-Штадт, ГДР. - С. 19.

26. Юрченко А.Н., Цепенко В.С. Новый метод диагностирования установки колес автобусов. Областная конференция достижений ученых - народному хозяйству. Тезисы докладов. - Харьков, 1990. - С. 145-146.

27. Юрченко А.Н. Методы диагностирования передних мостов автомобилей. III Всесоюзная научно-техническая конференция по диагностике и прогнозированию технического состояния автомобилей. Тезисы докладов и сообщений (Восточно-Сибирский технологический институт). - Улан-Удэ, 1989. - С. 90-91.

28. Юрченко А.Н., Власов А.И. Прогрессивные методы диагностики установки управляемых колес. Всесоюзная научная конференция по диагностике и прогнозированию технического состояния подвижного состава автомобильного транспорта. Тезисы докладов и сообщений. - Харьков, 1980. - С. 113-115.

АНОТАЦІЯ

Юрченко А.М. Наукові основи діагностування технічного стану ходової частини автомобілів.

Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.10 "Експлуатація автомобільного транспорту". Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет, Харків, 1996.

Складені математичні моделі коливань кузова і колеса при діагностуванні підвіски і математична модель деформації протектора шини при обертанні колеса з розвалом і уводом. На цій базі розроблені теоретичні основи діагностування підвіски, тиску повітря в шинах і установки керованих коліс. Наведені наукові основи і принципи розрахунку діагностичного обладнання. Викладений комплекс експериментальних досліджень по перевірці запропонованих методів діагностування.

Ключові слова: теоретичні основи діагностики, силова взаємодія, науково обгрунтовані методи діагностування.

ABSTRACT

Yurchenko A.N. Scientific diagnosing fundamentals of technical state of the automobile running part.

The thesis for awarding a degree of doctor of technical sciences (speciality 05.22.10 - "Automobile transport service").

Kharkov state automobil and highway technical university, 1996.

Mathematical models of body and wheel oscillation in suspension diagnosing and a mathematical model of tire tread deformation in rolling, a wheel with camber and climb have been made up. On this basis theoretical fundamentals of suspension diagnosing, tyre pressure and steerable wheel setting have been worked out. Scientific fundamentals and desing principles of diagnostics equipment are given. The experimental research complex in testing offered diagnosing methods is presented.

Key words: theoretical fundamentals of diagnostics, force interaction, scientifically based diagnosing methods.

Дрченко А.Н. Научные основы диагностирования технического состояния ходовой части автомобилей // Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук: Харьков, 1996.

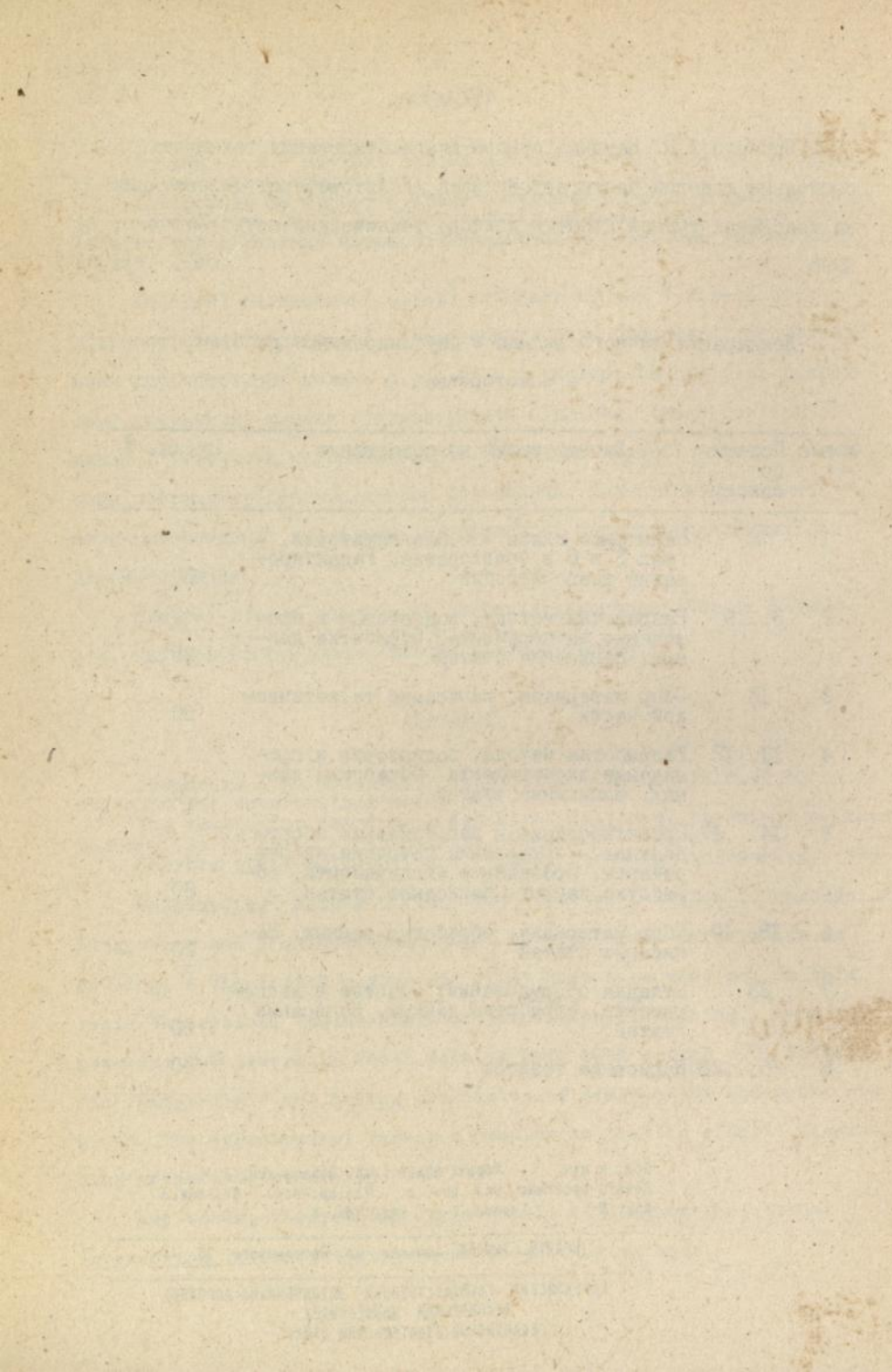
Декларация личного вклада к опубликованным работам
в соавторстве

№ п/п	Позиция по списку	Личный вклад по содержанию	Вклад, %
1	2	Написание главы 4 – без соавторов, глав 3 и 8 в соавторстве. Редактирование всего пособия	60
2	3...9	Разработка метода, подготовка и проведение эксперимента. Обработка данных. Написание статей	80
3	10	Сбор материала, написание теоретической части	50
4	11, 12	Разработка метода, подготовка и проведение эксперимента. Обработка данных. Написание статей	80
5	14...17	Проектирование и изготовление оборудования. Составление методики эксперимента. Проведение эксперимента, обработка данных. Написание статьи	80
6	18, 19	Сбор материала, обработка данных. Написание статей	70
7	23	Отладка оборудования, участие в эксперименте, обработка данных. Написание статей	60
8	26...28	Написание тезисов	50

Под. к печ. Формат 60x80 1/16. Бумага тип. N
Печать офсетная. Усл. печ. л. Усл.кр.-отт. Уч.-изд.л.
Изд. N Тираж экз. Зак. N

ХГАДТУ 310078 Харьков, ул. Петровского, 25

ХАРЬКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
РЕДАКЦИОННО-ИЗДАТЕЛЬСКИЙ ОТДЕЛ



444835

AB 34.272