

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЯЕМОЙ ОСИ АВТОБУСОВ И АВТОМОБИЛЕЙ «МАЗ»

Гурвич Ю.А.

Complex of programs was developed for steerable axle parameters optimization. It consists of seven different programs intended to make a compromise between such output characteristics as stability, stabilization and safety motion, softness of motion, force at the driving wheel, tire attrition

Хорошо известно, что все задачи проектирования машин, их узлов и механизмов всегда многокритериальные и представляют собой задачи многокритериального синтеза. Однако, многие задачи проектирования машин и их узлов (например, задачи проектирования управляемых осей автомобилей, автобусов и всех колесных транспортных средств), несмотря на многокритериальность, до сих пор рассматриваются как однокритериальные. При этом оптимизируют лишь несколько параметров математического описания при каком-то одном фиксированном значении скорости машины, поочередно варьируя величину одного из параметров при неизменных значениях остальных. В расчетах, связанных с динамикой автомобиля, используют характеристики шин, полученные при статических испытаниях, и, в лучшем случае, – из экспериментальной зависимости «боковая сила от угла увода», несмотря на то, что должны использоваться динамические характеристики шин. В литературе отсутствуют адекватные практике критерии количественного определения устойчивости, безопасности, стабилизации движения машины (с учетом среднего времени реакции водителя) и т.д. Естественно, что все это не позволяет на стадии проектирования машин создать конструкцию с заранее заданными свойствами (выходными динамическими характеристиками или критериями: устойчивость, безопасность, стабилизация движения и плавность хода машины и т.д.), тем более во всем скоростном диапазоне движения машины. Поэтому до сих пор улучшать характеристики некоторых узлов автобусов и автомобилей «МАЗ» вынуждены не на стадии проектирования этих машин, а в процессе эксплуатации, путем проведения длительных и дорогостоящих экспериментов.

В последнее время для ускорения разработки и постановки на производство новых поколений высокоэффективных машин на колесном ходу, конструкторы стали успешно применять различные по сложности и объему расчетно-методические аппараты (РМА), которые с помощью ЭВМ еще на стадии проектирования помогают создавать машины с заранее заданными выходными характеристиками, соответствующими предъявляемым требованиям [1].

Все это послужило основанием для разработки новых методик и программ (нового РМА), позволяющих на стадии проектирования автобусов и автомобилей «МАЗ» исследовать их выходные характеристики. Разработка такого РМА осуществлялась в рамках Государственной научно-технической программы (ГНТП) «Машиностроение» по подпрограмме «Белавтотракторостроение» коллективом ученых: к.т.н., доцентами А.Ф. Андреевым, Ю.Е. Атамановым и другими [18].

Для оптимизации параметров управляемой оси разработан алгоритм и комплекс программ под общим интерфейсом, включающий 7 отдельных программ, реализующий компромисс между выходными характеристиками: устойчивостью, стабилизацией и безопасностью движения, плавностью хода, усилием на рулевом колесе, износом шин, исходя из двух разных критериев: нормы Гильберта и гипотезы усталостного износа. Для этого проведены исследования, начиная от формирования механико-математической модели управляемой оси до анализа влияния ее парамет-

ров на новые прикладные критерии колебательной и апериодической устойчивости, безопасности движения, стабилизации управляемых колес (с учетом среднего времени реакции водителя) во всем скоростном диапазоне движения машины [2,17,19]. С помощью комплекса программ на ЭВМ получены новые результаты и проведен их анализ.

Исследование по критерию «Устойчивость» движения управляемых колес.

Основное внимание в этой работе уделено новым критериям: плавности хода, усилию на рулевом колесе, износу шин, а также достижению компромисса между этими критериями и критерием «Устойчивость» движения, который в силу ряда причин является наиболее важным – «главным» критерием.

Очевидно, что если критерий «Устойчивость» движения машины будет «плохим», то у нее ухудшатся показатели устойчивости и безопасности движения, стабилизация управляемых колес будет недостаточной. Повышается утомляемость водителя, который все время будет пытаться исправлять траекторию движения. Управляемые колеса такого автомобиля при наезде на неровность будут возвращаться в нейтральное положение (если они вообще будут возвращаться!) очень медленно, другими словами автомобиль потеряет управляемость. Другое дело, когда критерий плавности хода и (или) износа шин (в зависимости от «ошибки» рулевой трапеции) будет недостаточно хорошим, при этом автомобиль не потеряет управляемости, будет совершать движение, но с чуть худшими выходными характеристиками.

Формализованное описание (система дифференциальных уравнений) движения, стабилизации управляемых колес во много раз информативнее – охватывает значительно большее число параметров и критериев, чем любое другое описание.

Следовательно, критерий «Устойчивость» является наиболее важным критерием, а исследования по этому критерию по праву расположены в статье на первом месте.

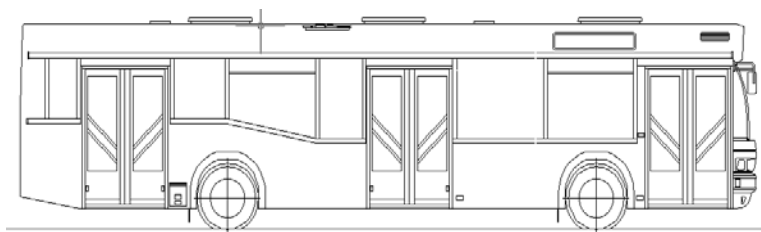


Рис. 1. Общий вид автобуса «МАЗ»

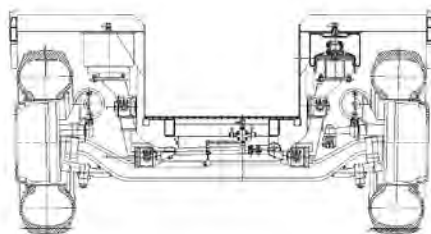


Рис. 2. Управляемая ось автобуса

Исследование по критерию «Устойчивость» проведено в два этапа:

На первом этапе реализовано решение и анализ системы дифференциальных уравнений движения управляемой оси автобуса.

Сначала из 9-ти степеней свободы, которыми обладает управляемая ось автобуса (рисунок 2), были обоснованно выбраны две степени свободы. Далее, используя аппарат аналитической механики и динамики неголономных систем, были выведены

дифференциальные уравнения движения и сформированы уравнения неголономных связей катящихся без скольжения управляемых колес. В результате получена система дифференциальных уравнений, описывающая малые колебания управляемой передней оси с элементами рулевого привода и подвески, колеса которой имеют две основные степени свободы.

На втором этапе реализованы некоторые теоретические и практические предположения к автоматизированному выбору параметров управляемой оси автобуса во всем скоростном диапазоне движения.

Программа «Устойчивость» (subroutine F2) позволяет варьировать от одного до всех параметров системы. Это сделано для определения влияния каждого параметра или совокупности параметров на критерий устойчивости.

Разработана методика, алгоритм и программа для ЭВМ многокритериального выбора параметров управляемой оси во всем скоростном диапазоне движения машины.

Рис.3. Главная форма программы «Устойчивость»

№ Точки	TZK	V2=1.5.Tzk	V3=2.Tzk	V4=2.5.Tzk	V5=3.Tzk	V6=3.5.Tzk	V7=4.Tzk	V8=4.5.Tzk	V9=5.Tzk	V10=5.5.Tzk	V11=6.Tzk
1	0.41632	0.24224	0.2217	0.21668	0.22289	0.23947	0.26686	0.30718	0.36434	0.44479	0.55959
2	0.34019	0.27933	0.25472	0.15791	0.14996	0.14849	0.15225	0.16087	0.17477	0.1943	0.22043
3	0.15547	0.11788	0.09316	0.0759	0.06439	0.05766	0.0544	0.05248	0.05058	0.05298	0.06551
4	0.17828	555	555	555	555	555	555	555	555	555	555
5	555	0.35514	0.31762	0.299	0.2913	0.29051	0.29433	0.30112	0.30935	0.31798	0.32581
6	555	0.44583	0.43589	0.44698	0.47344	0.51334	0.56531	0.62747	0.69729	0.76967	0.8382
7	0.45488	0.28211	0.25117	0.24001	0.24452	0.26385	0.3006	0.36154	0.46254	0.64029	1.00588
8	0.15027	0.14614	0.11589	0.09666	555	0.05045	0.04765	0.04521	0.04436	0.04445	0.04538
9	0.32567	0.18045	0.14691	0.12744	0.11525	0.10742	0.10239	0.09921	0.09742	0.09648	0.09619
10	0.23553	0.23357	0.20216	0.14281	0.13909	0.14415	0.15889	0.19244	0.26288	0.43047	1.1142
11	0.20224	0.1908	0.15547	0.13257	0.09512	0.08775	0.08438	0.08581	0.09214	0.10393	0.12231
12	0.12409	555	555	555	0.06442	555	555	555	555	555	555
13	0.07707	0.06758	0.05875	0.05063	0.04387	0.03924	0.0369	0.03657	0.03671	0.03516	0.03344
14	555	0.32822	0.29123	0.27262	0.26426	0.26211	0.26382	0.26761	0.27212	0.27642	0.27964
15	555	555	555	0.12735	555	555	555	555	555	0.05662	0.05407
16	0.29898	0.16628	0.13917	0.12201	0.111	0.10407	0.09992	0.09769	0.09686	0.09704	0.0979
17	0.1383	0.16049	0.12548	0.10363	555	555	555	0.05143	0.04849	0.04728	0.04726

Рис.4. Форма результатов расчета в виде таблицы колебательных движений управляемых колес

Рис.5. Форма для задания параметров оптимизации

Вывод. Программа «Устойчивость, стабилизация, безопасность движения,...» (сокращенно «Устойчивость») обеспечивает многокритериальную оптимизацию параметров управляемой оси во всем скоростном диапазоне движения автобусов и автомобилей «МАЗ» по критериям: отсутствие автоколебаний управляемых колес, достаточной стабилизации и необходимой безопасности движения, учета среднего времени реакции водителя при колебательных и апериодических движениях управляемых колес.

Исследование плавности хода автобуса.

В данной работе исследование плавности хода автобуса проводится с целью проверки соответствия характеристик подвески (жесткости передних упругих элементов и демпфирования в передней подвеске) выбранных по предлагаемым критериям: обеспечения устойчивости движения, управляемости, отсутствие колебания управляемых колес, санитарно – гигиеническим требованиям, требованиям к плавности хода по асфальтобетонной дороге во всем скоростном диапазоне.

Оценочные критерии плавности хода автобуса характеризуют воздействие колебаний на водителя и пассажиров. Допустимый уровень колебаний для организма человека ограничен. Он воспринимает колебания по-разному в зависимости от их частоты. В зоне низких частот восприятие колебаний пропорционально ускорениям, в зоне средних частот – скоростям, а в зоне высоких частот – перемещениям.

При исследовании влияния колебаний на человека различают следующие виды вибрации: общая, локальная и фоновая [3]. *Общая вибрация* – вибрация передающаяся через опорные поверхности на тело стоячего или сидящего человека. *Локальная вибрация* – вибрация, передающаяся через руки человека, воздействующая на ноги сидящего человека, контактирующие с вибрирующими поверхностями. *Фоновая вибрация* – вибрация, регистрируемая в точке измерения и не связанная с исследуемым источником. При проверке плавности хода автобуса нас интересует только общая вибрация.

Наиболее простым оценочным критерием плавности хода автомобиля может служить частота собственных колебаний кузова. Экспериментально установлено, что условием, хорошей плавности хода является совпадение собственных частот колебаний автомобиля со средней частотой шагов (60...90 в мин.) человека, что соответствует колебаниям с частотой 1...1,5 Гц.

Основными оценочными показателями плавности хода автомобиля являются уровни вибронегруженности водителя, пассажиров, грузов и характерных элементов шасси и кузова. Оценка уровня вибронегруженности производится по среднеквадратическим значениям ускорений колебаний (виброускорений) или скоростей колебаний (виброскоростей) в вертикальном и горизонтальном направлениях.

В санитарных правилах и нормах ощущения человека при колебаниях оцениваются по среднеквадратической величине ускорений колебаний, измеряемые в октавных полосах частот или их логарифмические уровни.

Для исследования плавности хода автобуса при движении по неровностям дороги используются различные расчетные схемы и описывающие их механико-математические модели: пространственные и плоские (в зависимости от задачи ис-

следования). Однако в практике исследования колебаний двухосных автомобилей наибольшее распространение получили плоские расчетные схемы: трехмассовые и двухмассовые, позволяющие получить достаточную для практики информацию о колебаниях поддресоренных и неподдресоренных масс, чтобы затем судить о плавности хода автомобиля [4...8].

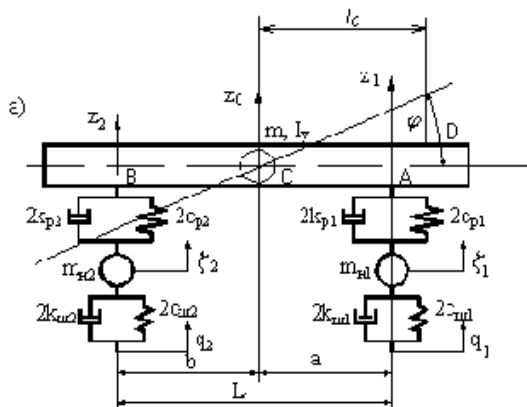


Рис. 6. Трехмассовая расчетная схема, применяемая при анализе плавности хода автомобилей (без учета водителя)

Было проведено сравнение результатов исследования колебаний поддресоренной и неподдресоренной массы передней и задней частей автобуса полученных на трехмассовой и двухмассовой механико-математических моделях.

Результаты расчетов перемещения поддресоренной массы передней части автобуса, ускорения поддресоренной массы передней части автобуса, перемещения неподдресоренной массы задней части автобуса, ускорения неподдресоренной массы задней части автобуса по различным механико-математическим моделям для некоторых параметров передней и задней частей автобуса полностью совпали (средняя ошибка составляет 0,0%).

Расхождение остальных результатов расчетов четырех наблюдаемых параметров по трехмассовой и двухмассовой моделям составило от 33% до 40%.

В результате, для проверки плавности хода автобуса с выбранными параметрами подвески, по критериям отсутствия колебаний управляемых колес, обеспечения устойчивости движения и управляемости нами использовалась трехмассовая механико-математическая модель, обладающая рядом преимуществ перед двухмассовой.

Анализ результатов исследования колебаний передней части кузова автобуса при различной жесткости передней подвески и постоянном демпфировании показал (рисунок 7), что с уменьшением жесткости упругих элементов передней подвески уменьшается амплитуда среднеквадратических ускорений и одновременно уменьшается резонансная частота как в области низкочастотного, так и в области высокочастотного резонанса.

Снижение жесткости передней подвески приводит к уменьшению амплитуды перемещений поддресоренной и неподдресоренных масс в области низкочастотного резонанса, причем его область смещается в сторону уменьшения резонансной частоты возмущения, как и ускорений.

В области высокочастотного резонанса максимальное значение среднеквадратических ускорений с увеличением жесткости подвески увеличивается не столь значительно, как при высокочастотном резонансе, причем область высокочастотного резонанса с увеличением жесткости передней подвески смещается в сторону возрастания резонансной частоты возмущения.

Снижение жесткости передней подвески автобуса сопровождается более быстрым возрастанием перемещений неподдресоренных масс в области высокочастотного резонанса. Следовательно, улучшается плавность хода, так как заметно снижаются среднеквадратические ускорения передней части автобуса, а также перемещения передней части кузова.

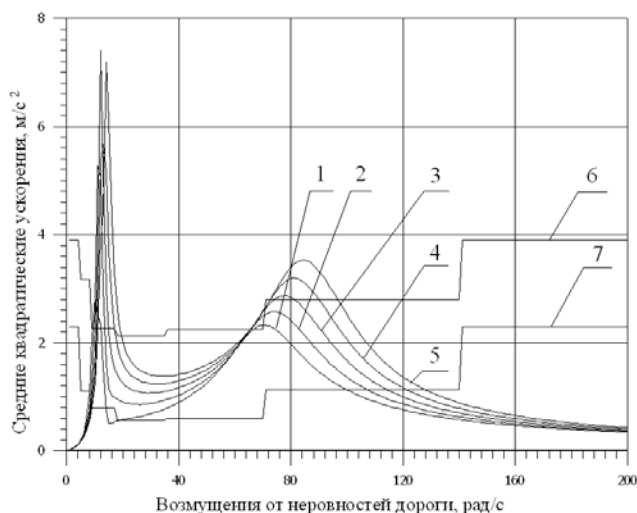


Рис. 7. Зависимость колебаний точки подрессоренной массы автобуса над передним мостом от жесткости передней подвески и постоянного демпфирования в подвеске; 1 – $c_p = 600000$ Н/м; 2 – $c_p = 900000$ Н/м; 3 – $c_p = 1200000$ Н/м; 4 – $c_p = 1500000$ Н/м; 5 – $c_p = 1800000$ Н/м; 6 – нормативная кривая при 1 часе воздействия; 7 – нормативная кривая при 8 часовом воздействии; $k_p = 16000$ Н.с/м

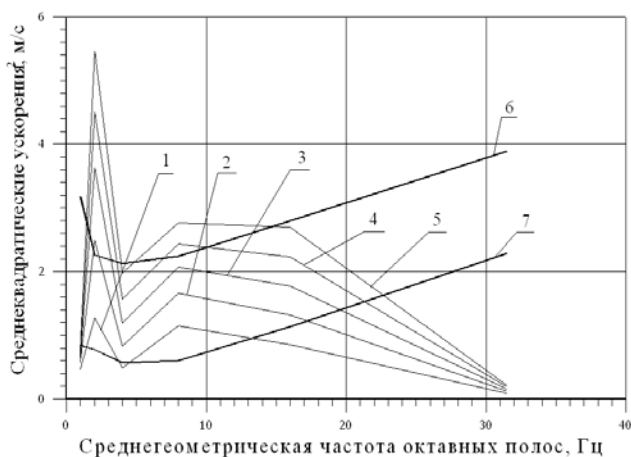


Рис. 8. Зависимость среднеквадратических ускорений точки подрессоренной массы автобуса над передним мостом в зависимости от возмущения при различной жесткости и постоянном демпфировании передней подвески; 1 – $c_p = 600000$ Н/м; 2 – $c_p = 900000$ Н/м; 3 – $c_p = 1200000$ Н/м; 4 – $c_p = 1500000$ Н/м; 5 – $c_p = 1800000$ Н/м; 6 – нормативная кривая при 1 часе воздействия; 7 – нормативная кривая при 8 часовом воздействии; $k_p = 16000$ Н.с/м

Однако снижение жесткости передней подвески неблагоприятно влияет на перемещение неподрессоренных масс в области высокочастотного резонанса, что может ухудшить устойчивость движения автобуса и его управляемость.

Таким образом, при короткой неровности равной 0,5 м автобус будет находиться в диапазоне частот возмущения 1...17 Гц 2,83 с, при движении по длинной неровности равной 2 м он будет находиться в неблагоприятном диапазоне частот возмущений 5,1 с, что вполне приемлемо для водителя.

Следовательно, время воздействия колебаний при резонансных частотах возмущения весьма кратковременно и не может сказаться на утомляемости водителя при 8 часовом рабочем дне и, тем более, при движении автобуса по маршруту в течение 1 часа.

Оценка плавности хода автобуса в соответствии с ГОСТ [9-10] и сравнение колебаний при различных параметрах передней подвески, полученные ранее результаты расчетов на рисунках 7 и 8, представлены в виде ломаных линий соединяющих точки, ординаты которых равны значениям среднеквадратических ускорений в октавных полосах, а абсциссы – среднегеометрическим частотам. На этих же графиках нанесены предельно допустимые ускорения при 8 часовом и 1 часовом воздействии.

Сопоставление расчетных среднеквадратических ускорений с допустимыми ускорениями, позволяет судить о плавности хода автобуса, а также установить наиболее неблагоприятные диапазоны частот колебаний.

Для сравнения колебаний точки подрессоренной массы автобуса над передним мостом при различных параметрах передней подвески определялись площади под расчетными и нормированными кривыми ускорений. Лучшим принимался вариант передней подвески, у которого площадь под кривой ускорений и отношения к пло-

щади под нормированными кривыми при 8 часовом и 1 часовом воздействии меньше.

Исследованиями установлено, что автобус «МАЗ» по критериям плавности хода отвечает требованиям международного стандарта ISO 2631 и санитарным правилам и нормам Республики Беларусь.

Совместное исследование устойчивости и плавности хода

Данная программа предназначена для исследования плавности хода автобуса и колебаний точки поддресоренной массы над передней осью и неподдресоренной массы передней оси на трехмассовой модели. Оценка плавности хода автобуса осуществляется по значениям среднеквадратических ускорений, полученных при различных величинах коэффициентов жесткости и демпфирования передней подвески, вычисленных по программе «Устойчивость», путем сравнения с нормативными значениями среднеквадратических ускорений при 8 часовом и 1 часе воздействия. Так осуществляется компромисс двух критериев.

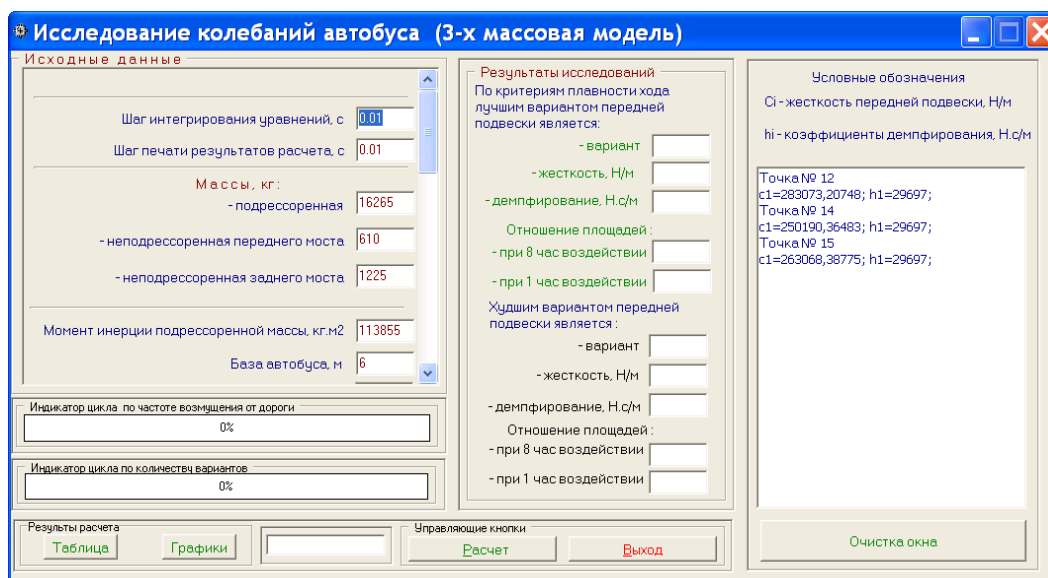


Рис.9. Главная форма программы определения характеристик плавности хода совместно с учетом критерия «Устойчивость»

Расчет оптимальных параметров рулевой трапеции для семейства автомобилей с разными базами.

Для автомобилей «МАЗ», имеющих отличающиеся друг от друга базы M_j (размер M_j в мм, а j – число баз машин) 3300, 3550, 3600, 3950, 4100, 4800, 4900, 5010, 5400 и т. д. используется только одна рулевая трапеция (причём параметры её не являются оптимальными, хотя бы для одной из баз M_j машины), что наверняка вызывает повышенный износ шин у некоторых машин из этого ряда (если не у каждой из машин!).

В связи с этим была поставлена задача: «Разработать новую методику многокритериальной оптимизации значений параметров такой рулевой трапеции, которая будет оптимальной для целого ряда машин, имеющих разные базы».

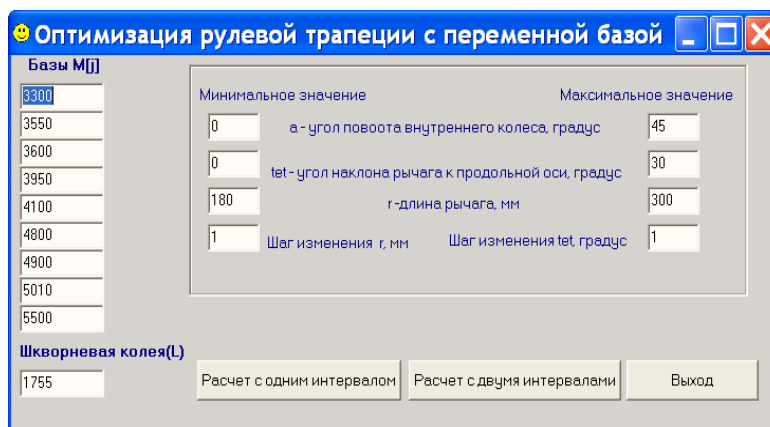


Рис.10. Главная форма программы оптимизации рулевой трапеции с переменной базой

Подчеркнём, что задача определения оптимальных параметров рулевой трапеции по критерию износа шин из однокритериальной задачи нелинейного программирования (при постоянных величинах шкворневой колеи L и базы машины M) переходит в многокритериальную задачу с числом критериев на число j большим, чем у однокритериальной задачи. Это резко усложнило решение задачи. Потребовался новый математический аппарат, в котором использовалось множество Парето и т. д.

Для реализации этой задачи выполнено следующее:

1. Разработана механико-математическая модель рулевой трапеции для машин с различными базами. Обоснован новый критерий оптимальности – норма Гильберта.
2. Разработаны методика, алгоритм и комплекс программ многокритериальной оптимизации параметров оптимальной рулевой трапеции для ряда машин с различными базами M_j (с одним или с двумя интервалами) [11].

В результате многокритериальной оптимизации параметров рулевой трапеции конструктору предлагается одна из точек Парето. Причем, каждой точке Парето соответствует своя совокупность геометрических (управляемых) параметров рулевой трапеции.

Pareto	nomer	rast	kkit	Tet	r	F1
1	0	180	158			
2	1	180	138			
3	2	180	122			
4	3	180	107			
5	4	180	941			
6	5	180	816			
7	6	180	702			
8	7	180	598			
9	8	180	508			
10	9	180	420			
11	10	180	342			
12	11	180	277			
13	12	180	216			
14	13	180	162			

Pareto	nomer	rast	kkit	Tet	r	F5
1	0	180	1104			
2	1	180	956			
3	2	180	822			
4	3	180	701			
5	4	180	592			
6	5	180	494			
7	6	180	406			
8	7	180	328			
9	8	180	260			
10	9	180	201			
11	10	180	150			
12	11	180	107			
13	12	180	72			
14	13	180	45			

Рис.11. Форма результатов расчета параметров рулевой трапеции с переменной базой разбитой на 2 интервала

Выводы.

1. Впервые разработана программа многокритериальной оптимизации значений параметров такой рулевой трапеции, которая будет оптимальной для целого ряда машин, имеющих разные базы.

2. Расчеты показали, что целесообразно разбить весь диапазон баз на два диапазона. В соответствии с этим придется выполнять два вида различных рулевых трапеций.

3. Теоретически, весь диапазон баз можно разбить на 3 диапазона, но при этом полученная выгода (по критерию износа шин), не соизмерима с затратами.

4. Расчеты показали, что точки Парето чувствительны к изменению угла наклона продольного рычага рулевой трапеции к продольной оси, но слабо чувствительны к длине продольного рычага.

Расчет оптимальных параметров рулевой трапеций для семейства автомобилей с разными базой и колеей.

Задача определения оптимальных параметров рулевой трапеции по критерию износа шин (который формализован в виде нормы Гильберта) из однокритериальной задачи нелинейного программирования (при постоянных величинах шкворневой колеи L и базы машины M) переходит в многокритериальную задачу с числом критериев в $i*j$ раз большим, чем у однокритериальной.

В отличие от предыдущей программы, где определена рациональная рулевая трапеция для целого ряда машин имеющих разные базы, сложность данной программы возрастёт в j раз. Это резко усложняет решение задачи.

Рис.12. Главная форма программы оптимизации рулевой трапеции с переменной базой и колеей

Парето	Номер	Расстояние	Tet	r	5000x2000	5000x2500	5000x3000	6000x2000	6000x2500	6000x3000
*	46	166,01	15	300	7,221	51,967	172,853	28,872	9,023	56,921
*	39	169,265	15	280	7,031	53,928	175,978	26,888	9,39	58,608
*	32	172,667	15	260	6,925	55,917	179,108	25,012	9,802	60,312
*	25	176,201	15	240	6,899	57,931	182,242	23,24	10,256	62,033
*	18	179,851	15	220	6,95	59,97	185,379	21,569	10,751	63,769
*	11	183,604	15	200	7,075	62,033	188,519	19,994	11,286	65,52
*	4	187,448	15	180	7,271	64,118	191,662	18,513	11,86	67,286
*	5	271,702	20	180	74,266	10,378	32,693	167,117	50,347	9,363
*	12	285,644	20	200	79,498	11,206	31,004	175,079	53,62	9,894
*	19	300,207	20	220	85,01	12,16	29,374	183,366	57,053	10,507
*	26	315,416	20	240	90,816	13,246	27,804	191,993	60,649	11,206
*	33	331,294	20	260	96,927	14,469	26,298	200,973	64,415	11,992
*	40	347,866	20	280	103,357	15,833	24,858	210,322	68,356	12,869
*	47	365,161	20	300	110,121	17,344	23,486	220,054	72,479	13,84
*	45	662,527	10	300	100,772	273,219	505,032	32,454	129,447	279,23

Рис.13. Форма результатов расчета параметров рулевой трапеции с переменной базой и колеей

Потребовался новый математический аппарат во много раз более сложный, чем для ранее реализованных задач, в котором использован алгоритм многокритериальной оптимизации, базирующийся на выделении множества Парето при переменных M_i и L_j .

Для реализации этой задачи выполнено следующее:

1) Разработана механико-математическая модель рулевой трапеции для машин с различными базами и колеями. Обоснован критерий оптимальности – норма Гильберта.

2) Разработаны методика, алгоритм и комплекс программ многокритериальной оптимизации параметров оптимальной рулевой трапеции для ряда машин с различными базами M_j и колеями L_j [12].

Выводы.

1. Впервые разработана программа многокритериальной оптимизации значений параметров такой рулевой трапеции, которая является рациональной для целого ряда машин, имеющих разные базы M_i и колеи L_j .

2. Ряд численных экспериментов, проведенных с использованием реальных значений входных параметров (где база менялась от 3300мм до 5500мм) показал, что целесообразно проектировать несколько рулевых трапеций, каждая из которых будет соответствовать своему диапазону соотношений база-колея.

Метод определения сил, действующих на элементы рулевого управления.

Возрастающий объем автоперевозок требует большого внимания к безопасности движения. В обеспечении безопасности движения значительную роль выполняют стабилизирующие моменты на поворотных цапфах автомобиля, которые увеличиваются с уменьшением радиуса поворота и таким образом способствуют ощущению водителем дороги через рулевое управление. Устойчивое управление колесами возможно лишь тогда, когда стабилизирующие моменты при криволинейном движении способствуют установке рулевого управления в нейтральное положение.

ПАРАМЕТРЫ РУЛЕВОЙ ТРАПЕЦИИ	
Расстояние между осями шкворней в плоскости рулевой трапеции, м	1.778
Длина рычага рулевой трапеции, м	0.388
Угол установки рычага рулевой трапеции, градус	11.22

ПАРАМЕТРЫ УСТАНОВКИ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС	
Угол продольного наклона шкворня, градус	3
Угол поперечного наклона шкворня, градус	5
Угол развала управляемых колес, градус	1
Длина поворотной цапфы, м	0.147

ПАРАМЕТРЫ РУЛЕВОГО ПРИВОДА ОТ РУЛЕВОЙ ТРАПЕЦИИ К РУЛЕВОМУ КОЛЕСУ	
Расстояние между осями рычагов рычажного привода, м	
Первого четырехзвенника	0.851
Второго четырехзвенника	0.468
Длина рычагов рычажного привода, м	
Рычаг 1	0.247
Рычаг 2	0.425
Рычаг 3	0.349

Рис.14. Главная форма программы по расчету усилия на рулевом колесе

Однако усилие, прикладываемое к рулевому колесу для осуществления маневра не должно превышать нормированного значения. В соответствии с требованиями ОСТ 27.001.487-99 усилие, прикладываемое водителем к рулевому колесу, не должно превышать 220 Н при движении с исправным усилителем рулевого управления и 450 Н при неработающем усилителе.

На эксплуатационные качества рулевого управления влияют кинематические параметры рулевого механизма, рулевого привода, установочные параметры управляемых колес, схема привода ведущих колес и характеристики шины, связывающие кинематические параметры кругового движения автомобиля с силами на колесах. Выполнение требований к рулевому управлению определяют при проведении приемочных испытаний.

Чтобы при конструировании получить представление об ожидаемых качествах рулевого управления, целесообразно математическое исследование. Это исследование должно показать, в каком направлении можно достигнуть улучшения качеств рулевого управления.

Программа «Усилие на рулевом колесе» позволяет определить различные силовые характеристики при повороте автобуса в процессе движения и повороте рулевого колеса стоящего на месте автобуса. Для этого разработана новая методика, позволяющая еще на стадии проектирования машины с достаточной для практики точностью рассчитать усилие на рулевом колесе (без усилителя руля).

Основным механизмом рулевого привода является шарнирный четырехзвеной. Этот механизм используется в качестве рулевой трапеции в составе рулевого привода от рулевого механизма к рулевой трапеции (рис. 15).

Задача определения скоростей и передаточных отношений сводится к совместному решению уравнений проекций на оси координат контуров, образованных звеньями механизмов с последующим дифференцированием этих уравнений.

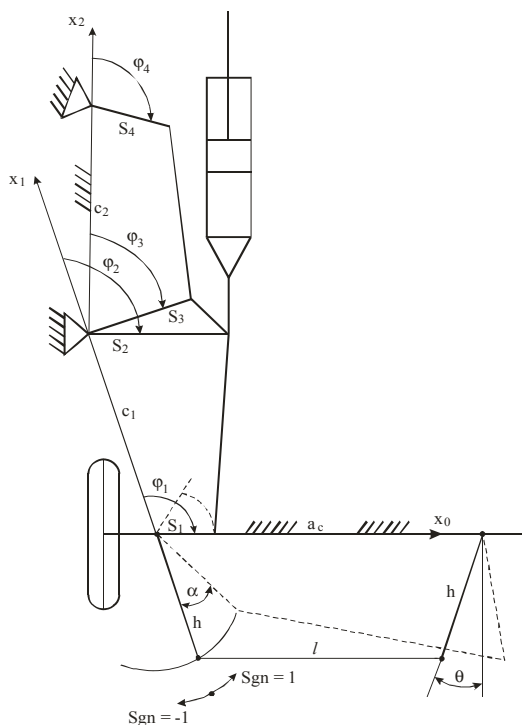


Рис.15. Кинематическая схема рулевого привода

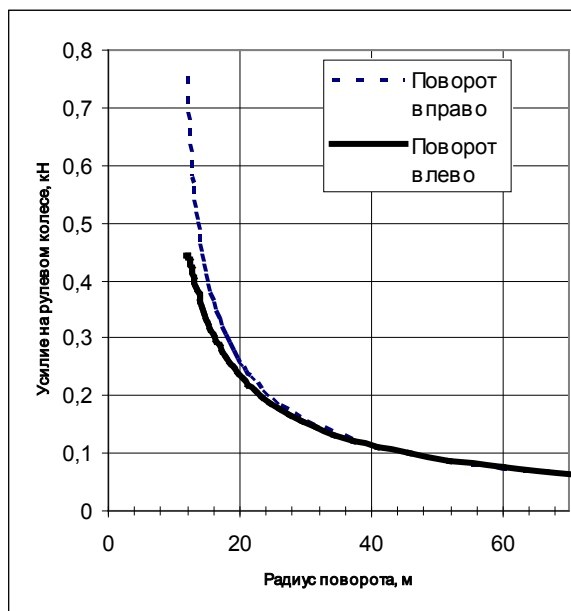


Рис.16. Зависимость усилия на рулевом колесе от радиуса горизонтальной проходимости автобуса «МАЗ» полной массой 18т при круговом движении со скоростью 10 км/ч

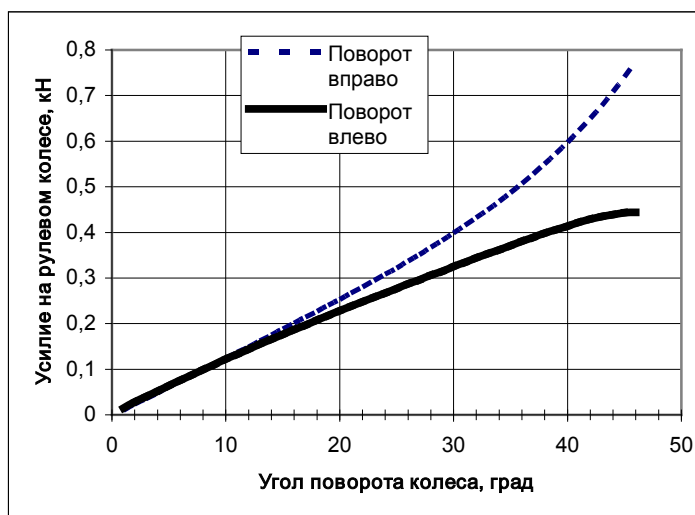


Рис.17. Зависимость усилия на рулевом колесе от угла поворота внутреннего колеса автобуса «МАЗ» полной массой 18т при круговом движении со скоростью 10 км/ч

Метод расчета параметров кругового движения колесной машины [13] излагается без упрощающих допущений об углах увода, используемых обычно в теории поворота колесных машин [14, 15].

На рисунке 16 приведена графическая зависимость усилия на рулевом колесе от радиуса горизонтальной проходимости при левом и правом повороте (1 – влево, 2 – вправо).

На рисунке 17 приведены зависимости усилия F_B на рулевом колесе от угла α_1 поворота внутреннего колеса и значений угла α_2 внешнего колеса, автобуса «МАЗ» полной массой 18т при круговом движении.

Выводы.

1. Разработан расчетный метод определения сил и моментов, действующих в контакте колес с дорогой при круговом движении автомобиля.
2. Для уменьшения разницы усилий на рулевом колесе при его повороте «влево - вправо» необходимо изменить передаточное отношение рычажных механизмов.
3. На основе разработанного метода расчета сил и моментов, действующих на каждое колесо машины, усовершенствован способ расчета стабилизирующих моментов на поворотных цапфах управляемых колес.
4. Разработана и адаптирована к автобусу «МАЗ» методика, алгоритм и программа для ЭВМ, позволяющая впервые на стадии проектирования автобуса (или уже у спроектированного автобуса) определить усилие на рулевом колесе при неработающем усилителе.

Исследование износа шин управляемой оси, исходя из концепции усталостного износа

В эксплуатации иногда наблюдается повышенный износ шин управляемых колес, который часто связывают с параметрами установки управляемых колес (схождением и развалом). Однако, при жесткой балке управляемого моста значения величин схождения и развала малы.

Задача настоящей работы состоит в том, чтобы указать на еще одну причину повышенного износа шин, а именно, на ошибку рулевой трапеции.

Наиболее типичный случай истирания шины – усталостный износ.

Машина схематизируется одномассовой пространственной моделью с системой координат, зафиксированной в центре масс. Ось x системы координат направлена вперед вдоль продольной оси машины, а z – вниз перпендикулярно к дороге.

Выполненные расчеты показали, что усилие, прикладываемое водителем к рулевому колесу автобуса «МАЗ», при неработающем усилителе и габаритном радиусе поворота $R_c \geq 12$ м, не превышает нормированного значения 500 Н.

При рассмотрении механизма усталостного разрушения принимается, что выступы поверхности дороги внедряются в поверхность беговой дорожки шины и обуславливают напряжения и деформации в пятне контакта, зависящие от условий нагружения, свойств материалов трущихся поверхностей и размеров неровностей.

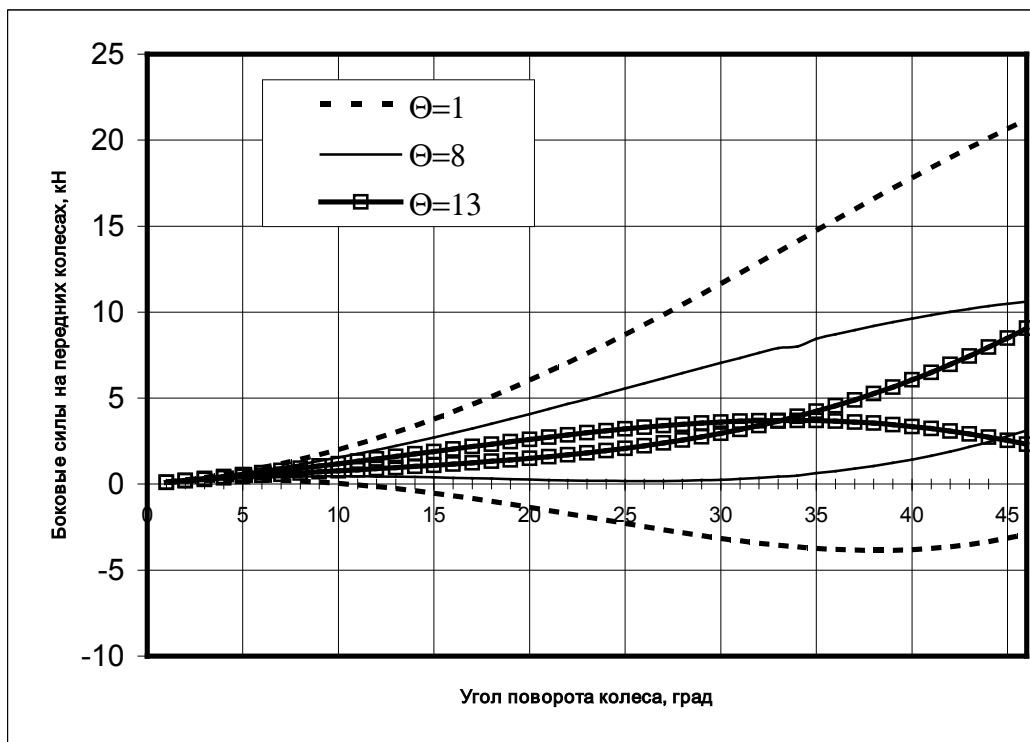


Рис.18. Зависимость боковых сил от угла поворота колес управляемой оси, при трех разных значениях углов установки рычага рулевой трапеции θ (верхний график для внешнего колеса, нижний график для внутреннего колеса) — — — ($\theta=1^\circ$); — · — · — ($\theta=8^\circ$); — — — — ($\theta=13^\circ$)

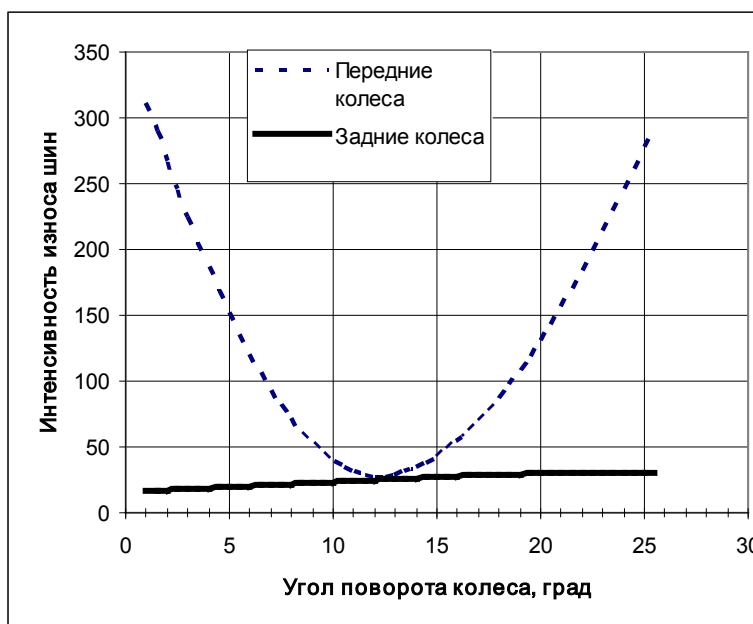


Рис.19. Зависимость коэффициента интенсивности износа шин от угла установки рычага рулевой трапеции (θ); — — — передних колес; — — — задних колес

На основе теории усталостного износа в [16] была выведена формула интенсивности износа J шин при действии на колесо в плоскости контакта шины с дорогой сил любого направления:

$$J = CF^m,$$

где C – коэффициент интенсивности износа. Исследование влияния боковой силы на износ шин проводилось в НАМИ [16] на одноосном прицепе, колеса которого были установлены со сходимением.

Аналогичные результаты были получены и для шин другого размера, в том числе и для шин типа P .

Выводы.

1. Предложена методика, алгоритм и программа для ЭВМ «Износ шин», которая позволяет определить расчетным путем количественную характеристику интенсивности износа шин в зависимости от параметров поворота автобуса, исходя из критерия, основанного на концепции усталостного износа шин.

2. Установлено, что среднеквадратическая ошибка рулевой трапеции также является критерием износа шин.

3. Уменьшение ошибки рулевой трапеции соответствует уменьшению износа шин управляемых колес (и, наоборот) по любому из двух критериев.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гурвич Ю.А. Практические, научные и методические предпосылки введения многокритериального синтеза и других прогрессивных технологий обучения в статику, кинематику и динамику. Теоретическая и прикладная механика: сб. науч. трудов. Мн.: УП «Технопринт», 2003.-252с.
2. Гурвич Ю.А. Новые прикладные критерии колебательной и апериодической устойчивости движения колес транспортных средств. Актуальные проблемы в динамике и прочности в теоретической и прикладной механике: Сб. науч. тр. – Мн.: 2001. с.148-162.
3. Сборник официальных документов по медицине труда и производственной санитарии Республики Беларусь. Мн.: 2003. с. 3-24.
4. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972.- 392с.
5. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. М.: Транспорт, 1967. -164 с.
6. Успенский И. Н., Мельников А. А. Проектирование подвески автомобиля. М.: Машиностроение, 1976. -168 с.
7. Литвинов А.С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989.- 240 с.
8. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория. Мн.: Высшая школа., 1986.- 208 с.
9. ГОСТ 12.1.012 – 90 Вибрационная безопасность. Общие требования.
10. Международный стандарт ISO 2631 «Вибрация, передаваемая человеческому телу».
11. Разработать алгоритм и программу расчета рулевой трапеции автобусов в зависимости от величины колесной базы. Руководитель Ю. А. Гурвич.- № ГР 20012549,20012550/07.07.2001 Бел ИСА; инв. № ГНТП Р-05808729.12-2002 ГП МАЗ.
12. Исследование автоколебаний и стабилизации управляемых колес рулевого привода автобусов и автомобилей. Руководитель Ю. А. Гурвич.- № ГР 20012549,20012550/07.07.2001 Бел ИСА ; инв. № ГНТП И-5808729.95-2002 ГП МАЗ.

13. Андреев А.Ф. Исследование движения колесной машины с большими углами поворота управляемых колес// Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Мн., 1991. Вып.6, с. 60-66.
14. Андреев А.Ф., Лефаров А. Х. Статическая поворотливость полноприводных колесных машин с дифференциальным межосевым приводом// Автотракторостроение: расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. – Мн.: Высшая школа 1978, с 71 – 73.
15. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
16. Кнороз В. И., Кленников Е. В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
17. Гурвич Ю.А. Экспериментально-аналитический метод определения динамических характеристик шин в эксплуатационных режимах движения транспортных средств. Теоретическая прикладная механика. - Мн.: 2006, с.72-76.
18. Провести исследование рулевого привода базовых моделей автобусов и автомобилей, исходя из совокупности характеристик машин (автоколебания и стабилизация управляемых колес, устойчивость и безопасность движения, плавность хода, усилие на рулевом колесе, износ шин и др.) на основе разработанной теории получения динамических характеристик шин. Руководитель Ю. А. Гурвич.- № ГР 20012549,20012550/07.07.2001 Бел ИСА; инв. № ГНТП НИР 05808729.12-2005 ГП МАЗ.
19. Гурвич Ю.А., Сырокваш Ю.Д. Прикладные критерии устойчивости движения управляемых колес транспортных средств. Автомобильная промышленность. М.: 2005, -с.23-27.