

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРОИНЖЕНЕРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени В.П. Горячкина»**

А.В. Рославцев, А.В. Ноздрин

**Теория движения
тягово-транспортных средств
с комбинированной энергоустановкой**

Пособие для практических занятий

Москва
УМЦ Триада
2007

УДК 629.33.017.621.31
ББК 39.3
Р – 753

Рецензент:

*Доктор технических наук, профессор кафедры
«Тракторы и автомобили» МГАУ им. В.П. Горячкина
Есеновский - Лашков Ю.К.*

Р 753 Рославцев А.В., Ноздрин А.В.
Теория движения тягово-транспортных средств с комбинированной
энергоустановкой
Пособие для практических занятий – М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2007 –
44 с.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 150200 «Автомобили и автомобильное хозяйство». Оно имеет цель закрепить теоретические знания по теории движения тягово-транспортных средств с комбинированной энергоустановкой, оценить влияние конструкции и условий эксплуатации средства на эффективность его работы.

УДК 629.33.017.621.31
ББК 39.3

© А.В. Рославцев, А.В. Ноздрин
© УМЦ «Триада», 2007

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее пособие должно обеспечить расширение знаний студентов по тягово-транспортным средствам (ТТС) с комбинированными энергоустановками (КЭУ) или, как их называют иначе гибридные машины. Это прежде всего требует углубленного понимания физической сути процессов, связанной с работой таких машин. Поэтому предлагаемое пособие начинается с рассмотрения кинематических схем энергосредств.

Представленные оценки отдельных свойств ТТС с КЭУ дают первоначальные представления об особенностях таких средств, что заметно отличает их от традиционных машин, главным образом от автомобилей и тракторов.

Расчеты, содержащиеся в предлагаемом пособии, сделаны для конкретных автомобилей.

ЗАНЯТИЕ 1

Основные конструкторские схемы машин, оснащенных комбинированной энергоустановкой.

Задачи занятия:

- изучение конструктивных схем машин с КЭУ;
- оценка этих машин: целесообразность их применения на сельхозмашинах.

Анализируя возможные пути повышения топливной эффективности, специалисты по тягово-транспортным средствам обнаружили, что существенную экономию топлива может дать использование в автомобиле современного электропривода, часто в сочетании с механическим.

При этом электропривод может использоваться в качестве мотор-генератора, устанавливаемого непосредственно на коленчатом валу ДВС и позволяющего выключать ДВС при любой остановке транспортного средства, а при последующем быстром пуске ДВС, по команде водителя, начать движение. Для управления мотор-генератором используется инвертор (полупроводниковый силовой преобразователь), обеспечивающий работу мотор-генератора как в режиме ДВС, так и в генераторном режиме. Одновременно мотор-генератор может обеспечивать энергией бортовое устройство, ротор которого заменяет маховик коленчатого вала. Таким образом, традиционные стартер, генератор и иногда даже маховик исключаются.

Выяснилось, что мотор-генератор целесообразно использовать не только для быстрого пуска ДВС, но и для создания тяги в начальный период трогания автомобиля с места. ДВС имеет высокую топливную эффективность и малый уровень выбросов в ограниченном диапазоне частот вращения, поэтому целесообразно отбирать от него мощность только после того, как автомобиль наберет некоторую минимальную скорость движения, тем самым, обеспечивая двигателю оптимальные условия работы. Мощность электродвигателя может быть несколько увеличена по сравнению с мощностью мотор-генератора, но все же остается относительно небольшой

по сравнению с мощностью ДВС, который является основным источником тягового усилия.

Существенным положительным фактором является возможность с помощью мотор-генератора «сглаживать» пульсации момента, развиваемого ДВС, что благоприятно сказывается на снижении ударов и вибраций, увеличивает ресурс работы подшипниковых узлов, сцепления и коробки передач, способствует улучшению тягово-сцепных качеств тягового средства.

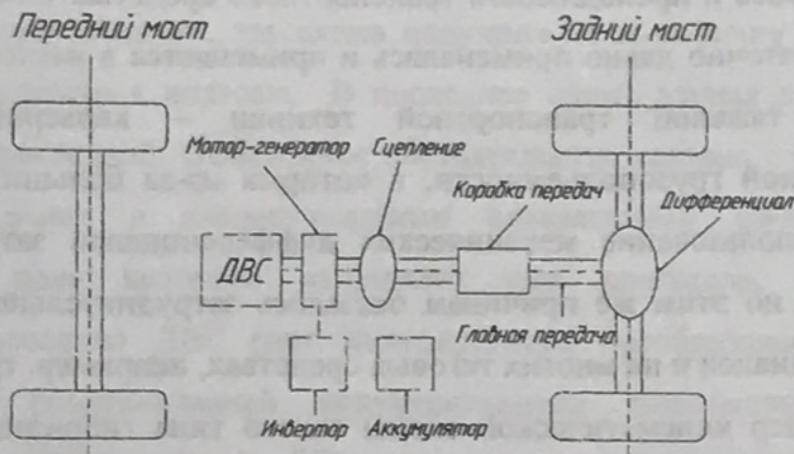


Рис. 1.1. Кинематическая схема тягово-транспортного средства с мотор-генератором.

На сегодняшний день ТТС, имеющие в своем составе электропривод и ДВС, согласно возможной систематизации вариантов комбинированных энергоустановок (КЭУ), образуют разные кинематические (конструкторские) схемы.

Последовательная схема

В этом варианте работают одновременно, в паре, ДВС и электрогенератор. Тепловая энергия топлива (ДВС) преобразуется в электрическую. Через систему управления она поступает для питания тягового электродвигателя, который преобразует её, в свою очередь, в механическую для привода ведущих колес транспортного средства. Энергия буферного источника тока (ИТ) через ту же систему управления

компенсирует недостаток её при работе тягового электропривода в наиболее тяжелых режимах движения: разгон, преодоление подъемов или препятствий и т.д. При торможении транспортного средства, например при движении на спуске, накопленный запас механической энергии машины рекуперируется через систему управления в буферный источник, своего рода аккумулятор.

Вообще, последовательная схема открывает простор для новых конструкторских решений, новых компоновок. В последовательной схеме существует возможность исключения «последней» механической передачи – дифференциала, который ухудшает, в частности устойчивость движения, управляемость и проходимость транспортного средства. Отметим, что такая схема достаточно давно применялась и применяется в настоящее время при создании тяжелой транспортной техники – карьерных самосвалов сверхбольшой грузоподъемности, в которых из-за больших передаваемых усилий использование механических дифференциалов затруднительно. В частности, по этим же причинам оказалось затруднительно использование дифференциалов и на многих тяговых средствах, например, тракторах.

Пример кинематической схемы такого типа гибридных автомобилей представлены на рис. 1.2.

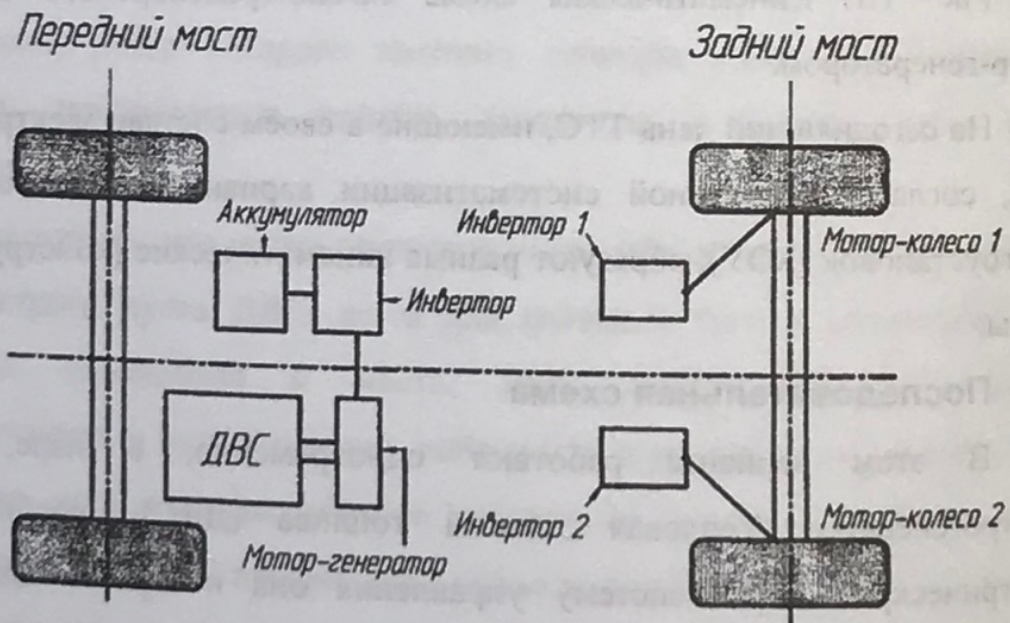


Рис. 1.2. Последовательная кинематическая схема гибридного автомобиля с мотор-колесами

Главными недостатками последовательной схемы являются значительные массогабаритные показатели тягового электропривода (поскольку вся требуемая механическая энергия генерируется только электроприводом), пониженный КПД (0,45 – 0,5) из-за двойного преобразования энергии и более высокая стоимость.

Параллельная схема

В параллельной схеме применяется тяговый электродвигатель, вал которого взаимосвязан с валом ДВС, при этом и ДВС, и тяговый электропривод передают механическое движение на ведущие колеса. Название «параллельная», эта схема получила из-за наличия двух потоков передачи мощности к колесам. В последнее время данная схема является наиболее эффективной. Отмеченное обстоятельство связано с улучшенными массогабаритными и энергетическими показателями из-за отсутствия генератора, роль которого выполняет сам двигатель, повышенного энергоиспользования ДВС (нет многократного преобразования энергии), упрощенной реорганизацией рекуперативного торможения, а также возможность использования ДВС для заряда аккумуляторной батареи. Сравнительные исследования параллельного и последовательного приводов показали, что последний вариант не целесообразен, поскольку:

- ✓ возникает бросок тока при переходе к питанию от АКБ после емкостного накопителя;

- ✓ в связи с этим появляется необходимость определения момента переключения, когда всплеск тока минимален, а это существенно осложняет систему автоматического регулирования и управления, снижает его надежность и повышает стоимость.

Параллельное питание позволяет плавно и без искусственной коррекции автоматически перераспределять нагрузку между АКБ и емкостным накопителем наиболее простым, надежным и экономичным способом. Параллельная схема ЭМ с КЭУ представляет большие возможности согласования и управления режимами работы ДВС и АБ при

движении, характеризуется при этом относительно небольшими массогабаритными параметрами и более высоким КПД.

Примером такой схемы является автомобиль Tipo компании Nissan, который в процессе движения может использовать только электропривод, или только ДВС, а также оба привода вместе в зависимости от условий движения. Один из видов общей блок-схемы АТС с КЭУ, выполненного по параллельной схеме представлен на рис. 1.3.

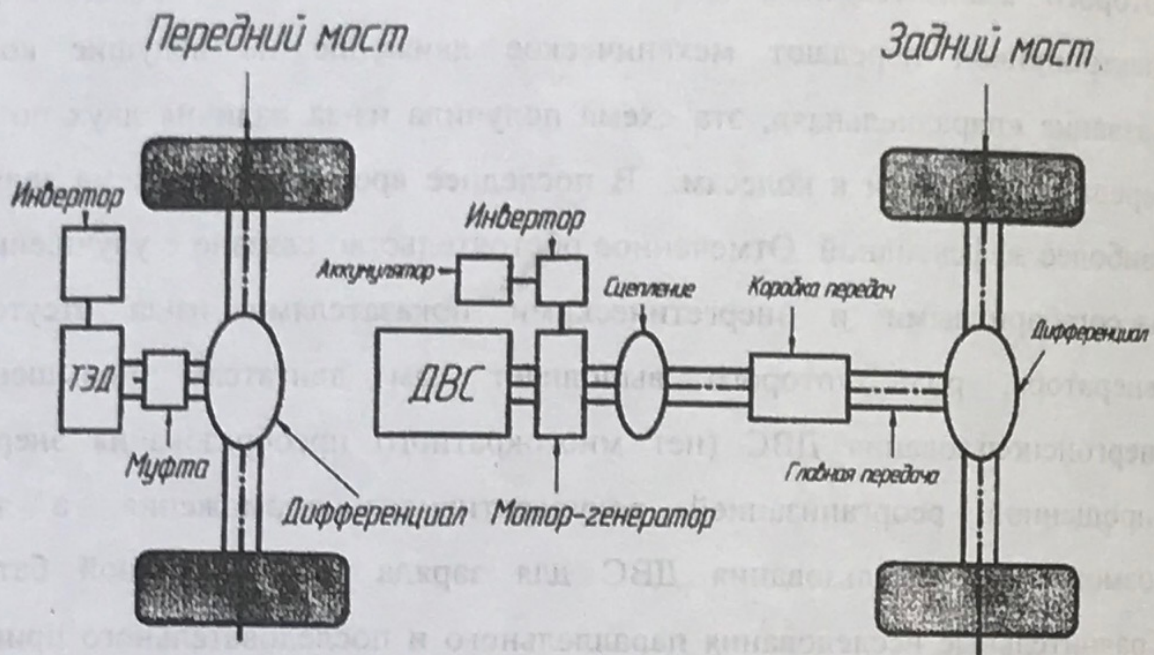


Рис. 1.3. Кинематическая схема автомобиля с мотор-генератором и тяговым электроприводом, выполненного по параллельной схеме.

Смешанная (параллельно – последовательная) или расщепленная схема Сплит

В данной схеме валы ДВС и тягового электродвигателя взаимно связаны, но не жесткой конструкцией, а через несимметричный планетарный дифференциал (Сплит) (см. рис.1.4). Достоинством смешанной схемы является возможность обеспечения практически постоянного, экономичного режима ДВС, а также возможность перераспределения мощности между ДВС, электродвигателем и ведущими колесами при минимальных потерях. Повышенная эффективность смешанной схемы обуславливается

взаимосогласованностью параметров машин, а также алгоритмов систем управления ими.

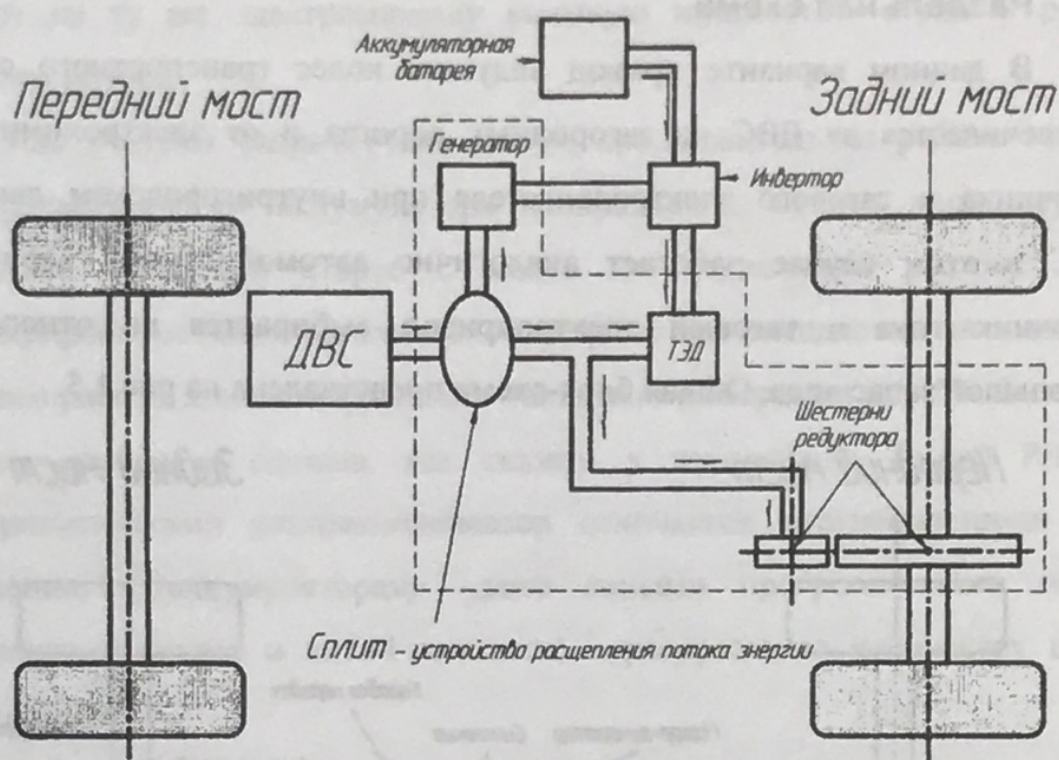


Рис. 1.4. Кинематическая схема автомобиля выполненного по смешанной схеме.

Ярким примером автомобилей, в которых реализована силовая установка по схеме «Сплит», является первая в мире гибридная модель премиум-класса Lexus RX400h, а также родоначальник гибридов Toyota Prius.

Гибридная силовая установка в автомобиле Lexus RX400h не только не ухудшила, но даже улучшила мощностные и динамические параметры машины. В сравнении с обычным бензиновым автомобилем здесь появился своего рода электрический ускоритель. И получается, что при разгоне или тогда, когда требуется максимальная мощность, одновременно включаются двигатель внутреннего сгорания и электромоторы. Такое сочетание обеспечивает дополнительный крутящий момент, и возникает ощущение, что автомобиль мощнее, чем на самом деле. Что касается автомобиля Toyota Prius, то здесь используются сложные кинематические передачи,

позволяющие использовать ДВС либо в качестве привода колес, либо в качестве привода электрогенератора.

Раздельная схема

В данном варианте привод ведущих колес транспортного средства обеспечивается от ДВС на загородных дорогах и от электрохимического источника и тягового электродвигателя при внутригородском движении. ДВС в этом случае работает аналогично автомобильному варианту, а источник тока и тяговый электропривод выбирается на относительно небольшой запас хода. Общая блок-схема представлена на рис.1.5.

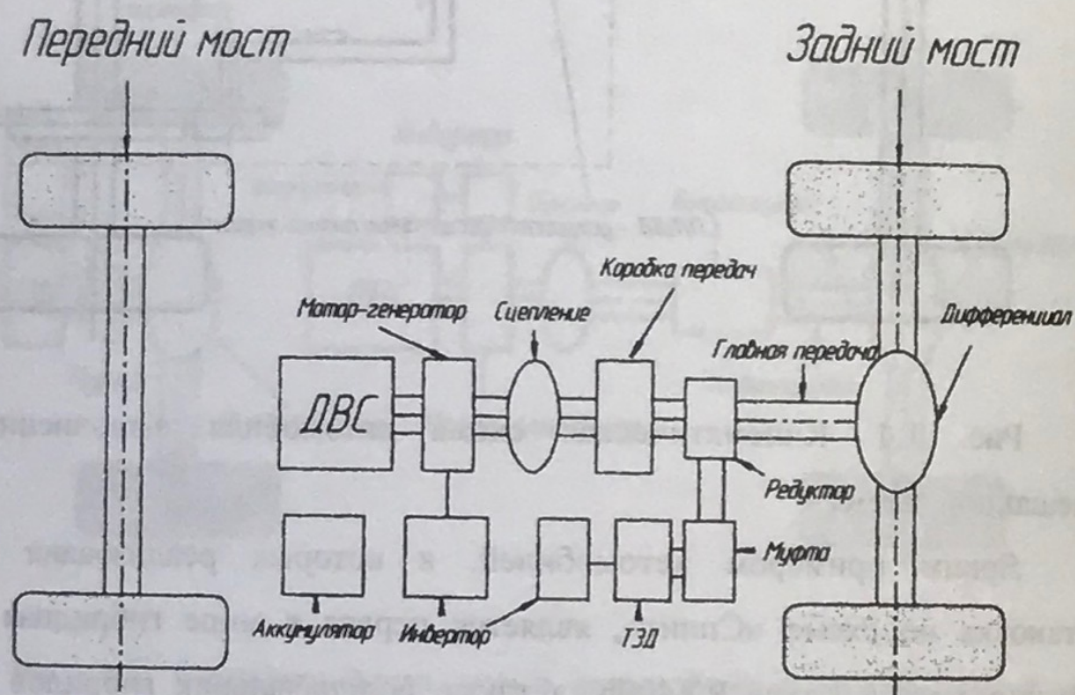
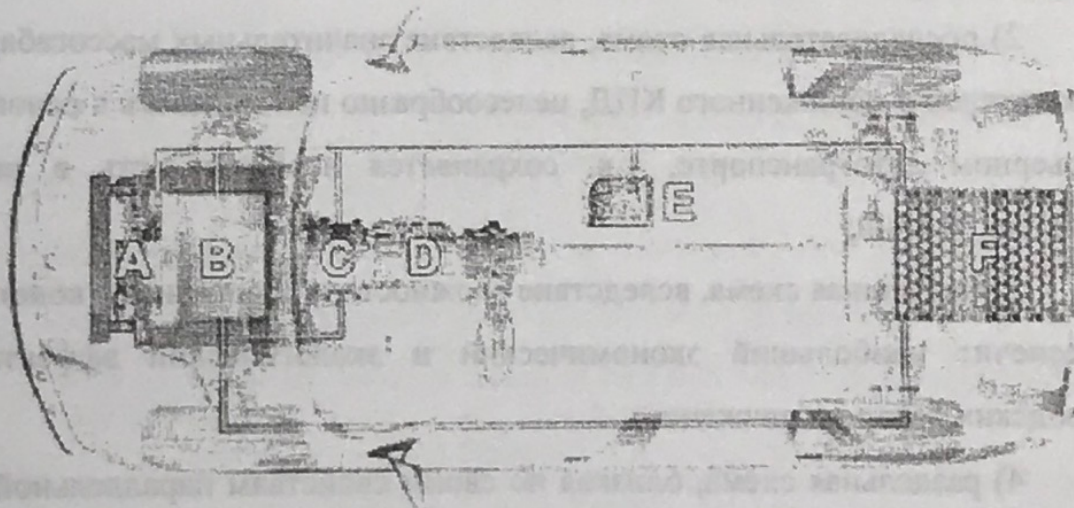


Рис. 1.5. Кинематическая схема автомобиля, выполненного по раздельной схеме

Проект ED (Efficient Dynamics - эффективная динамика), представленный от группы BMW на Vienna Motor Symposium - Венском симпозиуме моторостроителей в 2005 году, реализуется в виде экспериментального «вседорожника» X5 (см. рис. 1.6), который может послужить примером автомобиля, выполненного по раздельной схеме. 4,4-литровый ДВС дооснащается соосным тяговым электромотором. Особенность этого автомобиля в том, что силовой агрегат обходится без тяжелого и дорогого тягового аккумулятора. Вместо него - пакет так

называемых ультраконденсаторов, которые накапливают мощный заряд от электромашин, работающей в режиме альтернатора, и при необходимости отдают на ту же электромашину высокую мощность — уже в режиме тягового мотора.

Как считают разработчики BMW, продолжительная работа тягового электродвигателя от аккумулятора неоправдана; нужны лишь короткие импульсы тяги при старте с места и интенсивном разгоне. Плюс рекуперирование части кинетической энергии при замедлении автомобиля — и режим работы д.в.с. «старт-стоп». Такая схема экономит до 15% бензина, и она не настолько сложна, как скажем у автомобиля Toyota Prius. А электролитический ультраконденсатор отличается неограниченным — по сравнению с аккумуляторами (даже самыми прогрессивными никель-металлогидридными и литий-ионными) — ресурсом по количеству циклов заряд-разряд.



- | | |
|--------------------------------|---------------------------|
| A = бензиновый мотор | E = управляющий процессор |
| B = преобразователь напряжения | F = ультраконденсатор |
| C = электромотор | — электросеть |
| D = коробка передач | |

Рис.1.6. Схема экспериментального «вседорожника» X5, имеющего гибридную силовую установку

Мощный тяговый электромотор выдает наибольший крутящий момент (около 650 Нм) в диапазоне от 0 до 1 200 мин⁻¹ — как раз там, где д.в.с. характеризуется низкоэффективной характеристикой. Суммарный крутящий момент комбинированной силовой установки, достигаемый при малых оборотах, составляет 1 000 Нм. Правда, на такую отдачу ультраконденсатор способен лишь на протяжении 10-20 сек.: разгон с места до 100 км/ч — и тут же быстрая перезарядка.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проводя анализ преимуществ и недостатков, представленных схем, с целью выявления наиболее эффективной конструктивной схемы для сельскохозяйственных машин, можно заключить:

1) параллельная схема наиболее пригодна, вследствие обеспечения требуемых режимов движения, обладая при этом простотой и дешевизной конструкции;

2) последовательная схема, вследствие значительных массогабаритных показателей и пониженного КПД, целесообразно использовать в основном на карьерном автотранспорте, т.к. сохраняется необходимость в передаче больших усилий;

3) смешанная схема, вследствие сложности и дороговизны конструкции обеспечит наибольший экономический и экологический эффекты, при городских режимах движения;

4) отдельная схема, близкая по своим свойствам параллельной, имеет одно отличие - относительно небольшой запас хода от тягового электропривода. Исключив данный недостаток данные транспортные средства будут также эффективны в сельском хозяйстве, но при этом фактически получаем ту же параллельную схему, о которой было сказано выше.

Имея, такое разнообразие конструкторских схем ТТС с КЭУ следует иметь ввиду, что какой бы ни была схема, главное, что нужно для её

эффективного функционирования, это рациональное управление потоками энергии: именно от него зависят общий КПД, т.е. экономичность автомобиля с КЭУ, и количество вредных выбросов, т.е. его экологичность.

Контрольные вопросы и задания.

1. Представить в отчете кинематические схемы рассмотренных вариантов ТТС с КЭУ. Указать (назвать) составные части, присущие этим приведенным схемам.

2. Отметить достоинства и недостатки машин, имеющих разные схемы. Какие схемы ТТС с КЭУ целесообразнее применять на машинах для сельского хозяйства и почему?

ЗАНЯТИЕ 2

Определение плавности хода автомобилей.

I

Задачи занятия:

- изучение методов расчета и построения амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), отражающих зависимости амплитуд перемещений, виброскоростей и виброускорений от частоты возмущающего воздействия;
- анализ качества подвески и плавности хода АТС на основе полученных АЧХ.

Объект для расчетов: двухосный автомобиль в груженом и негруженом состояниях.

Теоретическая часть работы

Для расчета принимается идеализированная дорога, микропрофиль которой представлен синусоидальными волнами. Полагаем, что колебания передней и задней подвесок независимы. Поэтому поддрессоренную массу можно считать состоящей из двух независимых частей: одна опирается на переднюю подвеску, другая - на заднюю.

Для расчета АЧХ можно использовать следующие формулы:

- относительная величина перемещения

$$Z_a / q_0 = 1 + z_u \sin(u t + \varphi_u), \quad (1)$$

где u – частота возмущающего воздействия; Z_a – амплитуда колебаний поддрессоренной массы, q_0 – амплитуда изменения неровности дороги.

Относительная амплитуда колебаний поддрессоренной массы

$$z_u = \omega_0 \sqrt{\frac{4\psi_0^2 u^2 + \omega_0^2}{(\omega_0^2 - u^2)^2 + 4\psi_0^2 \omega_0^2 u^2}}. \quad (2)$$

Более точные значения относительных амплитуд поддрессоренных масс можно найти, умножая значение z_u , полученные по формуле (2) на

$$\omega_k^2 / \sqrt{(\omega_k^2 - u^2)^2 + 4\psi_k^2 \omega_k^2 u^2},$$

где ω_0 – парциальная частота поддрессоренной массы – частота поддрессоренной массы при закрепленной неподдрессоренной;

ω_k - парциальная частота неподрессоренной массы - частота неподрессоренной массы при закреплённой поддрессоренной.

$$\omega_o = \sqrt{c_{np} / m_{no}}, \quad \omega_k = \sqrt{c_{np} / m_{m}}, \quad (3)$$

где $c_{np} = c_p c_{ш} / (c_p + c_{ш})$ - приведённая жёсткость подвески; c_p и $c_{ш}$ - соответственно жёсткости упругого элемента подвески и шины; $m_{нд}$ и $m_{нп}$ - соответственно поддрессоренные и неподрессоренные массы; $\Psi_o = h_o / (2 \omega_o)$, $\Psi_k = h_k / (2 \omega_k)$ - относительные коэффициенты затухания колебаний соответственно поддрессоренной и неподрессоренной масс; $h_o = k / m_{нд}$.

$h_k / m_{нп}$ - парциальные коэффициенты сопротивления подвески; k - коэффициент неупругого сопротивления подвески;

- фазовый угол

$$\varphi_u = \arctg \left(\frac{\omega_o (\omega_o^2 - u^2 + 4 \Psi_o u^2)}{2 \Psi_o u^3} \right) \quad (4)$$

Так как $t = 2 \pi / u$, то выражение (1) можно записать в виде

$$Z_a / q_o = 1 + z_u \sin(2 \pi + \varphi_u). \quad (5)$$

Путем дифференцирования выражения (1) можно найти виброскорости и виброускорения:

$$(z_a / q_o)' = z_u u \cos(2 \pi + \varphi_u). \quad (6)$$

$$(z_a / q_o)'' = -z_u u^2 \sin(2 \pi + \varphi_u). \quad (7)$$

Последовательность расчета

Для выбранного автомобиля необходимо узнать $m_{нд}$, $m_{нп}$, c_p , $c_{ш}$, k .

Определить c_{np} , h_o , h_k , ω_o , ω_k , Ψ_o , Ψ_k .

Принимая u в пределах от $\omega_o = 1,5 \dots 2$ до $\omega_k = 2 \dots 3$ с интервалом $0,5 \dots 0,6$, вычислить φ_u и z_u .

1. По формулам (5), (6), (7) рассчитать зависимости $z_a / q_o = f(u)$,

$$(z_a / q_o)' = f(u), (z_a / q_o)'' = f(u).$$

2. Взяв по модулю полученные значения величин, указанных в п. 1, построить графики, примерный вид которых представлен на рис. 2.1 и 2.2.

3. Осуществить анализ расчетов.

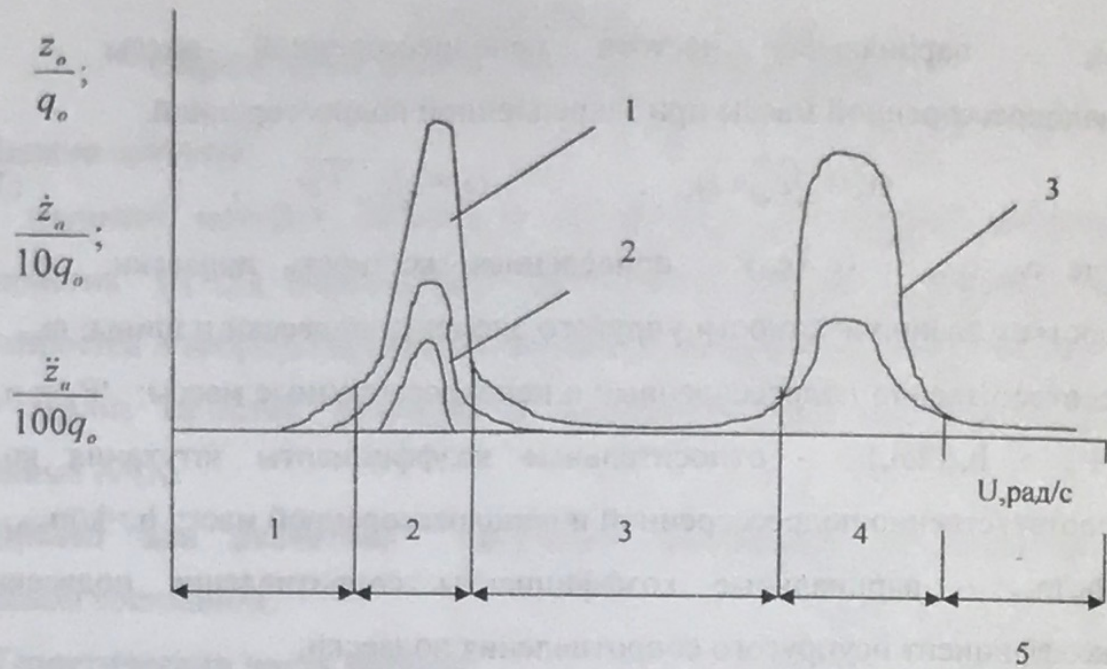


Рис.2.1. АЧХ груженого автомобиля: 1- z_a/q_0 , 2- $\dot{z}_a/10q_0$, 3- $\ddot{z}_a/100q_0$

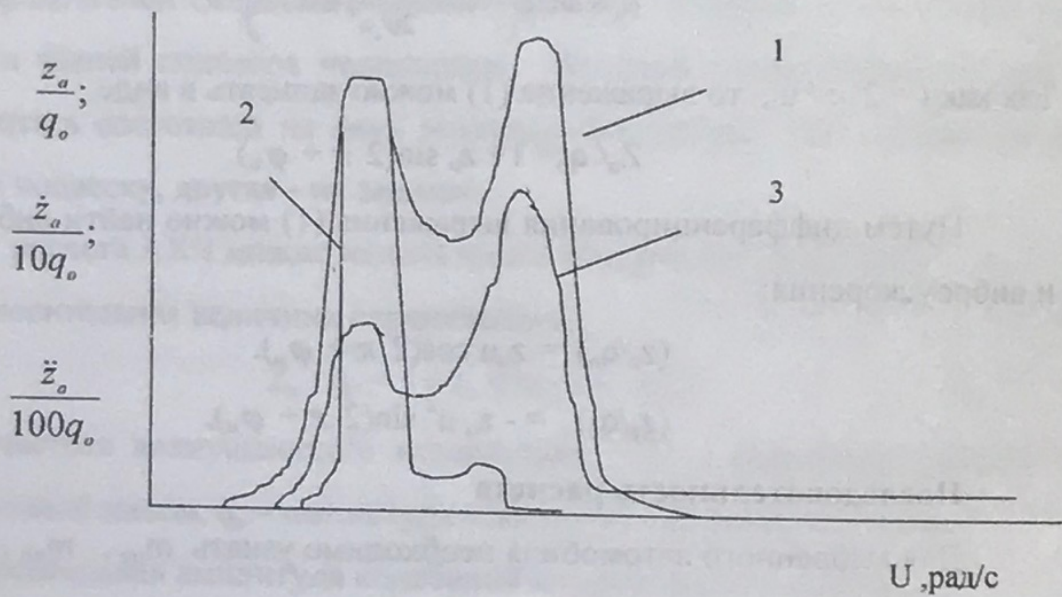


Рис.2.2. АЧХ негруженого автомобиля: 1- z_a/q_0 , 2- $\dot{z}_a/10q_0$, 3- $\ddot{z}_a/100q_0$

II

Для выбранного автомобиля производим расчеты.

Исходные данные

В качестве объекта расчета принимается конкретный двухосный автомобиль и рассматриваются колебания его задней оси в груженом и негруженом состояниях.

Необходимые данные:

жесткость упругого элемента подвески c_p , Н/м:

негруженный –

груженный –

жесткость шины $c_{ш}$, Н/м:

негруженный и груженный –

подрессоренная масса $m_{нд}$, кг:

негруженный –

груженный –

неподрессоренная масса $m_{нп}$, кг:

негруженный и груженный –

коэффициент неупругого сопротивления подвески K , Нс/м:

негруженный и груженный –

Результаты расчета сводим в табл.2.1.

Таблица 2.1

Результаты расчета

Показатели	Груженный автомобиль	Негруженный автомобиль
$C_{пр}$, Н/м		
h_o , 1/с		
h_k , 1/с		
ω_o , 1/с		
ω_k , 1/с		
ψ_o		
ψ_k		

Принимаем: для груженого автомобиля $u = 3,5...18$ 1/с, а для негруженого автомобиля $u = 4...12$ с⁻¹.

Определяем φ_u , z_u , относительное перемещение, виброскорости и виброускорения. По найденным абсолютным значениям строим АЧХ для груженого и негруженого состояния автомобиля. Примерные графики АЧХ показаны на рис. 2.1. и 2.2.

ЗАНЯТИЕ 3 и 4

Определение параметров кругового поворота автомобиля.

I

Задачи занятия:

- расчет кинематических параметров кругового поворота (радиуса поворота, смещения полюса поворота, угловой скорости поворота, чувствительности к управлению) и определение зависимости этих параметров от технических и эксплуатационных свойств автомобиля;
- оценка свойства поворачиваемости и влияние на него различных конструктивных и эксплуатационных факторов;
- оценка статической траекторной управляемости автомобиля;

Объект для расчетов: конкретный двухосный легковой или грузовой автомобиль в двух состояниях – груженом и негруженом.

Теоретическая часть работы

Круговой поворот автомобиля является частным случаем криволинейного движения: он не учитывает вход и поворот, и выход из него. Изучение кругового поворота обеспечивает достаточную информативность и в значительной мере позволяет оценить некоторые свойства управляемости автомобиля.

Расчет кругового поворота. Основным выражением при определении кинематических параметров кругового поворота являются (рис.3.1):

- радиус поворота

$$R = [L - V^2(m_{a2}/k_{y2} - m_{a1}/k_{y1})] / \Theta, \quad (1)$$

где L – база автомобиля, $L = a + b$, a и b – расстояния от центра масс автомобиля до его передней и задней осей; $m_{a1} = m_a b / L$, $m_{a2} = m_a a / L$, m_{a1} и m_{a2} – массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси автомобиля, $m_{a1} + m_{a2} = m_a$ – масса автомобиля; k_{y1} и k_{y2} – коэффициенты сопротивления уводу передней и задней осей автомобиля; V – скорость движения автомобиля при круговом повороте; $\Theta = 0,5(\Theta_m + \Theta_n)$, Θ_m и Θ_n – углы поворота внутреннего и наружного управляемых колес автомобиля, Θ – угол между

продольной осью симметрии автомобиля и направлением движения центра оси управляемых колес;

- смещение полюса поворота

$$C = m_{a2} V^2 / k_{y2}, \quad (2)$$

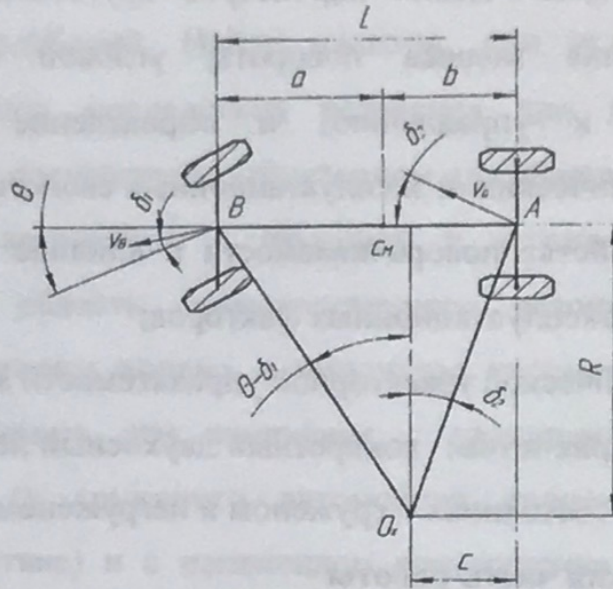


Рис.3.1 Схема поворота двухосного автомобиля.

- угловая скорость поворота автомобиля

$$\omega_a = \frac{V\Theta}{L + V^2(m_{a2}/k_{y2} - m_{a1}/k_{y1})}, \quad (3)$$

- чувствительность к управлению

$$K_{yup} = \omega_a / \Theta. \quad (4)$$

Для построения характеристики траекторной управляемости (кривизны поворота) к характеристике поворачиваемости необходимо определить радиус R установившегося поворота автомобиля при определенной скорости V и углах поворота рулевого колеса $\sigma_p = \Theta i_p$, обеспечивающих круговое движение автомобиля:

$$k = \omega_a / u = 1/R = f(\alpha_p), \quad (5)$$

где i_p – передаточное число рулевого механизма.

Расчетная зависимость (5) сравнивается с прямой $k=f(\sigma_p)$, соответствующей движению без увода (нейтральная поворачиваемость):

$$k = \Theta / L = \sigma_p / (i_p L). \quad (6)$$

Все параметры поворота ($R, k, C, \omega_a, k_{yпр}$) рассчитываются для двух состояний автомобиля (груженого и негруженого) при характерных скоростях: 80 км/ч, для категорий M_1, M_2, N_1, O_1, O_2 , или 60 км/ч – для категорий автомобилей M_3, N_2, N_3, O_3, O_4 , как минимум для 4-х значений угла поворота $\Theta(\sigma_p)$, обеспечивающих круговое движение автомобиля с боковым ускорением, изменяющимся в диапазоне 1...4,5 м/с².

В расчетах предлагается ограничиться учетом влияния на коэффициенты k_{y1} и k_{y2} и, следовательно, на показатели поворота только внутреннего давления воздуха в шинах ($q_{ш}$) и нормальных нагрузок (q_z), т.е.

$$k_y = k_{y \max} q_{ш} q_z.$$

Известна зависимость k_y от внутреннего давления воздуха в шине

$$k_{y \max} = 1000 \left(\frac{n_{cl}}{n_{cl} + 10} \right) D B^2 \sqrt{B/H + 6.2/d^3 (n_{cl} + 8) \left\{ \frac{DHB}{(D^2 - d^2)d} \right\}^2 p_m}, \quad (7)$$

где n_{cl} - число слоев корда, D - наружный диаметр шины, м; B - ширина профиля шины, м; d - посадочный диаметр обода, м; p_m - давление воздуха в шине, кПа; H - высота профиля шины, м.

Приведенная формула автоматически учитывает коррекцию увода вследствие изменения давления воздуха в шине ($p_{ш}$).

Коэффициент коррекции от нормальной нагрузки q_z подсчитывается по формуле

$$q_z = 2.4 a_z - 1.8 a_z^2 + 0.4 a_z^3, \quad (8)$$

где $a_z = P_z / P_{zном}$, P_z - нормальная нагрузка, $P_{zном}$ - нагрузка, при которой k_y имеет максимальное значение. $P_{zном}$

$$P_{zном} = \left\{ P_{zном} - 0,0726 \left[\frac{DH}{B} (D^2 - d^2) \right]^2 \left(\frac{d}{B} \right)^5 \left(\frac{n_{cl} + 8}{n_{cl}} \right) H \left[3,75 P_{zном} + 15 - \right. \right. \\ \left. \left. - 1000 \left(\frac{n_{cl}}{n_{cl} + 10} \right) \right] D B^2 \sqrt{B/H + \frac{0,45H}{n_{cl}B} \left(\frac{DH}{B} \right)^4 p_m} \right\} \sqrt{B/H}, \quad (9)$$

где $P_{zном}$ - номинальная нормальная нагрузка (при соответствующем p_m), кН.

Последовательность расчета

1. Выбор объекта расчета и определение исходных данных.
2. Определение параметров увода шин.
3. Расчет параметров кругового поворота автомобиля.
4. Построение характеристик статической траекторной управляемости и чувствительности к управлению.
5. Анализ полученных данных расчета.

II.

Расчеты целесообразно провести для двухосного автомобиля с известными экспериментальными характеристиками бокового увода шин при соответствующих нагрузках и внутреннем давлении воздуха в шине для двух состояний автомобиля – груженого и негруженого.

Исходные данные:

- полная масса автомобиля $m_a =$ кг,
- снаряженная масса автомобиля $m_c =$ кг,
- масса, приходящаяся на оси груженого автомобиля:
переднюю $m_{a1} =$ кг, заднюю $m_{a2} =$ кг;
- масса, приходящаяся на оси негруженого автомобиля:
переднюю $m_{c1} =$ кг, заднюю $m_{c2} =$ кг;
- шины -
- колеса передней оси – односкатные, внутреннее давление воздуха в шинах $p_{в1} =$ кПа;
- колеса второй оси – двухскатные (или односкатные)
 $p_{в2} =$ кПа;
- колесная база $L =$ м,
- передаточное число рулевого механизма $i_p =$

Определение параметров увода шин

- Определение $k_{y\max}$:

для колеса первой оси

$$k_{y\max 1} = 41,7 + 0,07 p_{в1} = \text{кН/рад}$$

для колеса второй оси

$$k_{y\max k2} = 41,7 + 0,07p_{в2} = \quad \text{кН/рад};$$

- Определение P_{zopt}

для колеса первой оси

$$P_{zopt1} = 0,042p_{в1} = \quad \text{кН},$$

для колеса второй оси

$$P_{zopt2} = 0,042p_{в2} = \quad \text{кН},$$

- Определение q_{z1} и q_{z2} :

нагрузки на колесо груженого автомобиля:

$$\text{первой оси} \quad P_{zкг1} = m_{a1} g/2 = \quad \text{кН}, \quad (g = 9,81 \text{ м/с}^2),$$

$$\text{второй оси} \quad P_{zкг2} = m_{a2} g/4 = \quad \text{кН},$$

нагрузка на колесо негруженого автомобиля:

$$\text{первой оси} \quad P_{zкн1} = m_{c1} g/2 = \quad \text{кН},$$

$$\text{второй оси} \quad P_{zкн2} = m_{c2} g/4 = \quad \text{кН}.$$

Коэффициенты коррекции колес груженого автомобиля:

$$\text{первой оси} \quad q_{zv1} = 2,4 \frac{P_{zкк1}}{P_{zoonm1}} - 1,8 \left(\frac{P_{zкк1}}{P_{zoonm1}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{P_{zкк1}}{P_{zoonm1}} \right)^3 =$$

$$\text{второй оси} \quad q_{zv2} =$$

негруженого автомобиля:

$$\text{первой оси} \quad q_{zнтк1} =$$

$$\text{второй оси} \quad q_{zнтк2} =$$

Коэффициенты сопротивления уводу груженого автомобиля:

$$\text{колеса первой оси} \quad K_{y01 гк} = K_{y\max k1} q_{zгк1} = \quad \text{кН/рад},$$

$$\text{первой оси} \quad K_{y01 го} = K_{y01 гк2} = \quad \text{кН/рад},$$

$$\text{колеса второй оси} \quad K_{y02 гк} = \quad \text{кН/рад},$$

$$\text{второй оси} \quad K_{y02 го} = K_{y02 гк4} = \quad \text{кН/рад},$$

негруженого автомобиля:

$$\text{колеса первой оси} \quad K_{y01 нк} = \quad \text{кН/рад},$$

$$\text{первой оси} \quad K_{y01 н го} = \quad \text{кН/рад},$$

$$\text{колеса второй оси} \quad K_{y02 н гк} = \quad \text{кН/рад},$$

второй оси

 $K_{y02н го} =$

кН/рад

Расчет параметров кругового поворота груженого автомобиля

Характеристика статической траекторной управляемости (5) строится для указанного ранее диапазона боковых ускорений j_y автомобиля, принимая их последовательно равными 1, 2, 3, 4, 4.5 м/с², и для заданной скорости $V = 60$ км/ч. Расчет производим для нескольких радиусов поворота, определяемых по формуле

$$R = V^2 / j_y \quad (10)$$

Для принятых условий поворота рассчитываем Θ

$$\Theta = \frac{L - V^2 (m_{o2} / k_{v2} - m_{o1} / k_{v1})}{R} \quad (11)$$

Далее определяем $\sigma_p = \Theta i_p$ и k по формуле (5), а также остальные параметры: $\omega_a, K_{упр}$. Полученные значения сводим в табл. 1.

Таблица 1

Параметры кругового поворота груженого автомобиля

$j_y, \text{ м/с}^2$	1	2	3	4	4,5
R, м					
k, 1/м					
$\omega_a, 1/с$					
$\Theta, \text{ рад}$					
$\sigma_p, \text{ рад/град}$					
$K_{упр}, 1/с$					

Расчет параметров кругового поворота негруженого автомобиля

Расчет проводится аналогично расчету для предыдущего случая. Значения R, k, и ω_a совпадают, для этих двух случаев. Другие величины ($K_{упр}, \sigma_p$ и Θ) определяем по формулам (4) и (11), как для негруженого автомобиля. Полученные результаты, сводим в табл. 2.

Параметры кругового поворота негруженого автомобиля

$j_y, \text{ м/с}^2$	1	2	3	4	4,5
$\Theta, \text{ рад}$					
$\sigma_p, \text{ рад/град}$					
$K_{упр}, 1/\text{с}$					

Построение характеристик статической траекторной управляемости (характеристики поворачиваемости)

Характеристики строятся в зависимости от σ_p (град) по данным табл. 1 и 2. На график наносится также прямая $k = 1$, соответствующая нейтральной поворачиваемости, формула (6). Примерный вид графиков приведен на рис.3.2 и 3.3.

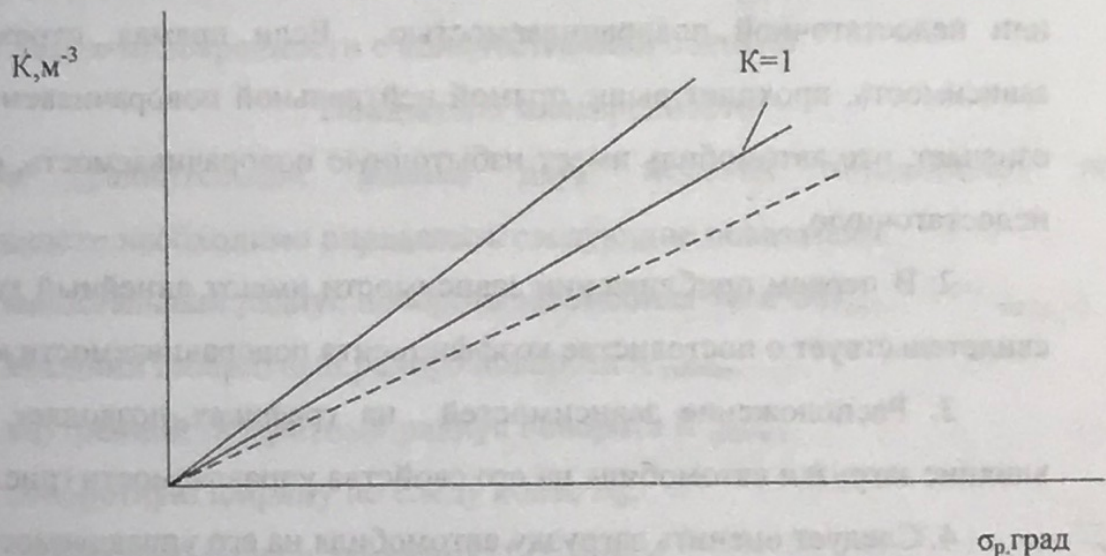


Рис.3.2. Характеристики траекторной управляемости автомобиля
(————— груженого, - - - - - негруженого).

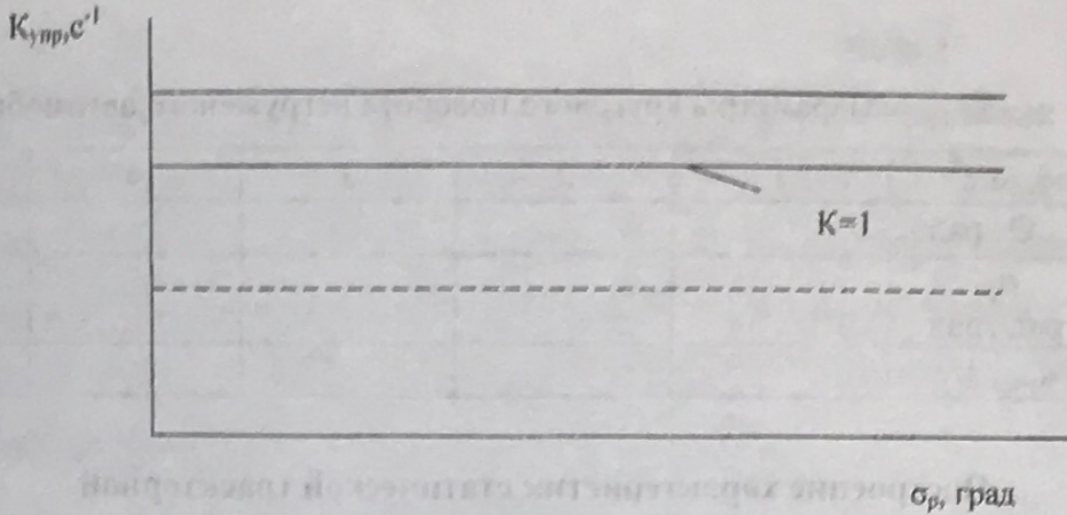


Рис.3.3. Характеристики чувствительности к управляющему воздействию автомобиля (————— груженого, -----негруженого)

Анализ управляемости автомобиля

1. Сравнивая положение зависимостей $k = f(\sigma_p)$ на построенных графиках (рис.3.2), следует определить обладает ли автомобиль избыточной или недостаточной поворачиваемостью. Если прямая, отражающая эту зависимость, проходит выше прямой нейтральной поворачиваемости, то это означает, что автомобиль имеет избыточную поворачиваемость, если ниже — недостаточную.

2. В первом приближении зависимости имеют линейный характер, что свидетельствует о постоянстве коэффициента поворачиваемости k .

3. Расположение зависимостей на графиках позволяет определить влияние загрузки автомобиля на его свойства управляемости (рис.3.3).

4. Следует оценить загрузку автомобиля на его управляемость.

ЗАНЯТИЕ 5 и 6

Сравнительная оценка автомобилей по маневренности

При оценке автомобиля показатели маневренности могут рассматриваться как ограничительные. Явные преимущества одного автомобиля перед другим, например в грузоподъемности, могут не проявиться в местах погрузки-разгрузки из-за затруднений по маневренности. Такими же ограничительными факторами могут оказаться несколько поворотов с большими кривизнами и курсовыми углами траектории движения на маршрутах. Поэтому при сопоставлении показателей маневренности сравниваемых автомобилей необходимо выбрать лучший маршрут, чтобы обеспечить наибольшую приспособленность автомобиля к дорожным условиям.

Предлагается сравнить две однотипные модели грузовых автомобилей по показателям маневренности с количественной оценкой.

Показатели маневренности

Для сравнительной оценки двух моделей автомобилей по маневренности необходимо определить следующие показатели:

- 1) минимальный радиус поворота автомобиля-тягача R_{\min} ;
- 2) внешний габаритный радиус поворота $R_{\text{габmax}}$;
- 3) внутренний габаритный радиус поворота $R_{\text{габmin}}$;
- 4) поворотную ширину по следу колес B_n ;
- 5) габаритную полосу движения (ГПД) $B_{\text{габ}}$;
- 6) удельную тяговую силу при повороте Φ_n ;
- 7) коэффициент использования сцепной силы колес при повороте k_{ϕ} .

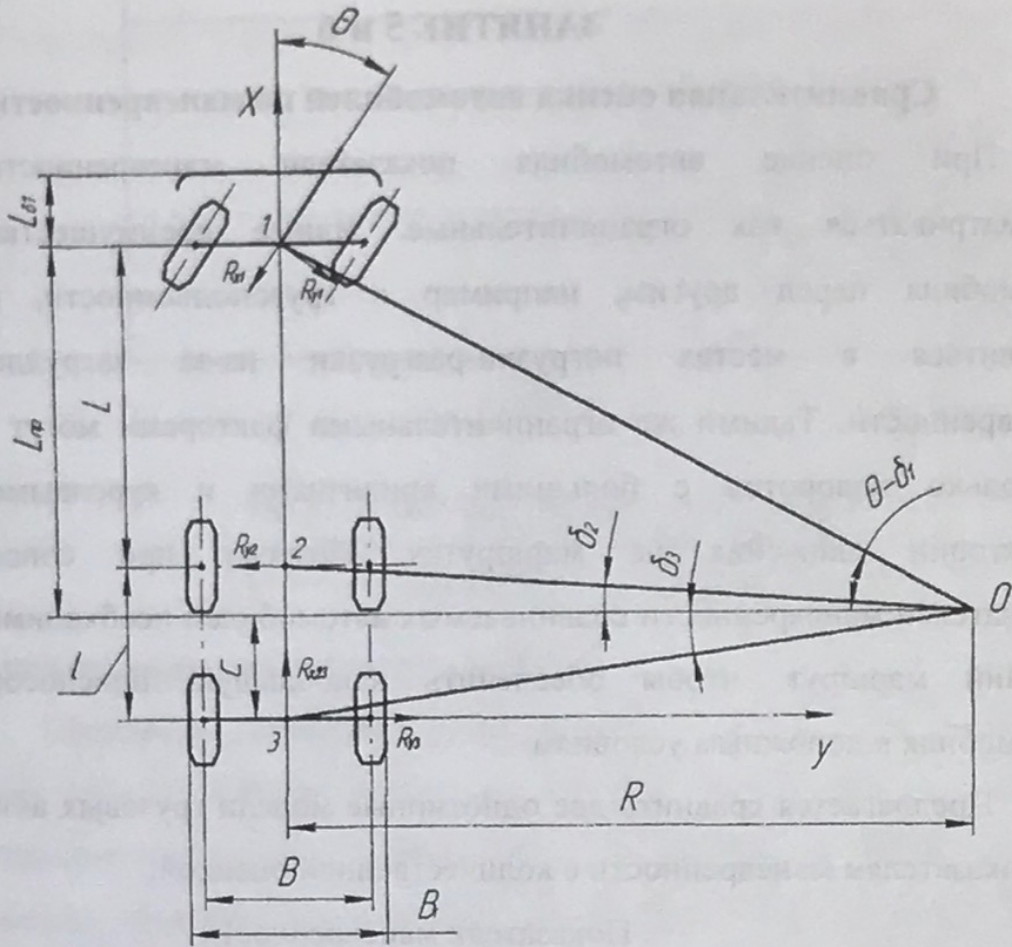


Рис. 5.1. Расчетная схема трехосного автомобиля

Для трехосного автомобиля с передними управляемыми колесами (см. рис.5.1) эти показатели определяются:

$$1. R_{\min} = (L + l - C) / \sin \Theta_{n \max} = L_{np} / \sin \Theta_{n \max};$$

$$2. R_{\text{воб max}} = \sqrt{(R + 0.5B_n)^2 + (L_{np} + L_6)^2};$$

$$3. R_{\text{воб min}} = R - 0.5B_n;$$

$$4. B_n = R_{\min} - \sqrt{(R - 0.5B)^2 + C^2};$$

$$5. B_{\text{воб}} = R_{\text{воб max}} - R_{\text{воб min}};$$

$$6. \Phi_n = (R_{x23} + fG_{a23}) / G_a;$$

$$7. k_{\varphi 1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} / (G_{a1} \varphi);$$

$$k_{\varphi 1} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} / (G_{a2} \varphi);$$

$$k_{\varphi 1} = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} / (G_{a3} \varphi).$$

Входящие в эти формулы параметры определяются, исходя из рассмотрения процесса равномерного поворота трехосного автомобиля с передними управляемыми колесами.

Определение приведенной базы (для трехосного автомобиля)

$$L_{np} = L + l - L \cdot l / (2L + l).$$

Расчет угла поворота переднего наружного колеса $\sin \Theta_{\max} = L_{np} / R_{\min}$.

Определение кинематического радиуса R , смещения полюса поворота

C :

$$R = \sqrt{(R_{\min}^2 - L_{np}^2)} - 0.5B; \quad C = l \cdot L / (2L + l).$$

Расчет среднего угла поворота управляемых колес $\text{tg} \Theta_{\max} = L_{np} / R$.

Касательная реакция на колесах передней оси $R_{x1} = fG_{a1}$.

Суммарная касательная реакция на ведущих колесах тележки

$$R_{x23} = R_{x1} \cos \Theta + R_{y1} \sin \Theta.$$

Боковая реакция на колесах первой оси $R_{y1} = k_{y1} (\text{tg} \Theta - (L + l + C)) / R$.

Боковая реакция на колесах второй оси $R_{y2} = k_{y2} (l - C) / R$.

Боковая реакция на колесах третьей оси $R_{y3} = k_{y3} C / R$.

Последовательность расчета

1. Выбор моделей автомобилей для расчета и установление исходных данных.
2. Определение кинематических (R , C) и динамических (R_{x1} , R_{x2} , R_{x3} , R_{y1} , R_{y2} , R_{y3}) параметров расчетных моделей при установившемся повороте ($\Theta_{\max} = \text{const}$; $v=0$).
3. Определение показателей маневренности.
4. Установление уровня маневренности и анализ показателей маневренности сравниваемых автомобилей. Уровень маневренности устанавливается по соответствию расчетных показателей требуемым ($R_{\min} \leq 12M$; $R_{\text{св max}} \leq 12,5M$; $B_{\text{св}} \leq 7,2M$; $R_{\text{св min}} \leq 5,3M$; $B_n \leq 5,5M$).

Пример выполнения практического занятия

Для расчета целесообразно принимать два однотипных автомобиля с различными конструктивными параметрами, но одинаковыми по эксплуатационным параметрам, например по грузоподъемности. Автомобили желательно выбирать трехосными. Объектами расчета могут быть, например, автомобили КамАЗ – 53212 и ЗИЛ – 133ГЯ – имеющие грузоподъемность 10 т. При определении показателей маневренности двухосных автомобилей расчет намного упрощается.

При определении показателей необходимо знать максимальный угол поворота колес. При отсутствии прямых данных по Θ_{\max} и при наличии величины R_{\min} (из технической характеристики) можно определить недостающее.

Полагая известными показатели маневренности автомобиля ЗИЛ – 133ГЯ, сравним их с показателями автомобиля КамАЗ – 53212. Необходимые исходные данные приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1.

Исходные данные

Параметр	ЗИЛ – 133ГЯ	КамАЗ - 53212
Полная масса автомобиля m_a , кг	17835	
Масса, приходящаяся на:		
1-ю ось m_{a1} , кг	4460	
2-ю ось m_{a2} , кг	6687,5	
3-ю ось m_{a3} , кг	6687,5	
База автомобиля L , мм	4620	
База тележки l , мм	1402	
Приведенная база автомобиля $L_{пр}$, м	5,413	
Габаритная ширина автомобиля B_g , мм	2500	
Передний свес автомобиля $L_{б1}$, м	1055	
Колея колес:		
передних B_1 , мм	1848	
тележки B_2 , мм	1840	

Минимальный радиус поворота R_{\min} , м	11,6	
Коэффициент сопротивления качению f	0,01	
Коэффициент сцепления φ	0,8	
Максимальный угол поворота переднего наружного колеса (Θ_{\max}), град	31,85	
Максимальный средний угол поворота управляемых колес ($\Theta_{\text{ср}}$), град	30,105	
Кинематический радиус поворота R , м	9,34	

Определение показателей поворота

При определении показателей поворота, если неизвестны максимальные значения углов поворота управляемых колес, необходимо выбрать Θ_{\max} такими, чтобы после определения показателей маневренности значение R_{\min} соответствовало значению R_{\min} по технической характеристике. Точно это сделать довольно трудно, поэтому для расчетов рекомендуется принимать следующие значения углов поворота управляемых колес, которые подобраны с помощью ЭВМ: для автомобиля ЗИЛ – 133ГЯ - Θ_{\max} - 31,85, град. Воспользовавшись известными формулами, определяем в первом приближении C ; R ; R_{x1} , R_{x23} , R_{y1} , R_{y2} , R_{y3} .

Полученные результаты расчета приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2.

Результаты расчета показателей поворота (первое приближение)

Показатели поворота	ЗИЛ – 133ГЯ	КамАЗ - 53212
C , м	0,60865	
R_{x1} , Н	437,53	

Продолжение табл.5.2.

$R, \text{ м}$	9,34	
$R_{x23}, \text{ Н}$	4184,44	
$R_{y1}, \text{ Н}$	7229,13	
$R_{y2}, \text{ Н}$	253840,19	
$R_{y3}, \text{ Н}$	19474,42	

Оценочные показатели маневренности R_{\min} , $R_{\text{об max}}$, $R_{\text{об min}}$, B_n , $B_{\text{об}}$, Φ_n , k_{φ} , определяются по соответствующим формулам. В данном случае значение R_{\min} определялось по формуле $R_{\min} = \sqrt{(R + 0.5B_1)^2 + (L + l - C)^2}$.

Известные результаты расчета оценочных показателей маневренности автомобиля ЗИЛ – 133ГЯ сравним с полученными данными для автомобиля КамАЗ – 53212. Приведем их в табл.5.3.

Таблица 5.3.

Результаты расчета показателей маневренности

Показатели	ЗИЛ – 133ГЯ	КамАЗ - 53212
$R_{\min}, \text{ м}$	11,5965	
$R_{\text{об max}}, \text{ м}$	12,403	
$R_{\text{об min}}, \text{ м}$	8,0732	
$B_n, \text{ м}$	3,172	
$B_{\text{об}}, \text{ м}$	4,3298	
Φ_n	0,0231	
$k_{\varphi 1}$	0,192	
$k_{\varphi 2}$	0,449	
$k_{\varphi 3}$	0,345	

Сравнительный анализ показателей маневренности автомобилей

Из анализа полученных результатов расчета показателей маневренности автомобилей можно сделать следующие выводы:

1. Уровень маневренности обоих расчетных моделей автомобилей соответствует
2. По кинематическим показателям маневренности автомобиль КамАЗ – 53212 превосходит автомобиль ЗИЛ – 133ГЯ, так, например, R_{\min}

меньше на ...%, $R_{\text{об max}}$ меньше на ...%, B_n меньше на ...%, $B_{\text{об}}$ практически имеют одну и ту же величину.

3. Динамические показатели лучше у автомобиля ЗИЛ – 133ГЯ. Так, величина Φ_n у него меньше на ...%, чем у автомобиля КамАЗ – 53212; $k_{\varphi 1}$ меньше на ...%; $k_{\varphi 2}$ - на ...; $k_{\varphi 3}$ - на ..., что свидетельствует о том, что чем лучше кинематические показатели, тем хуже динамические, и наоборот. Поэтому при проектировании автомобилей следует находить компромисс между динамическими и кинематическими показателями маневренности.
4. Второе приближение, т.е. учет нелинейности бокового увода шин, незначительно уточняет кинематические показатели маневренности и для упрощения расчетов можно не корректировать коэффициент сопротивления боковому уводу по углу увода и тангенциальной реакции на колесе. Однако при определении динамических показателей ошибка может быть значительной (в данном случае до 13%).
5. У обоих автомобилей k_{φ} на 2-й и на 3-й осях имеет значительную величину, что свидетельствует о том, что шины осей тележки при маневрах с большой кривизной будут изнашиваться интенсивнее, чем шины передних колес.

ЗАНЯТИЕ 7 и 8

Оценка устойчивости и управляемости установившегося движения автомобиля.

Реальная траектория движения автомобиля всегда в той или иной степени является криволинейной. На первом этапе можно рассматривать движение автомобиля по кругу. Это движение можно рассматривать как установившегося с постоянным углом поворота колес при постоянстве внешних сил, действующих на автомобиль, достигаемых через промежуток времени, достаточно большой, когда все переходные процессы полностью заканчиваются.

В теории автомобиля *управляемость* оценивается множеством различных показателей. Наибольшее применение, в частности, нашли следующие:

Коэффициент недостаточной поворачиваемости:

$$k_{\text{нпн}} = \frac{G_1}{k_{\text{жк1}}} - \frac{G_2}{k_{\text{жк2}}} \quad (1)$$

где G_1 – полный вес автомобиля, приходящийся на переднюю ось;

G_2 – полный вес автомобиля, приходящийся на заднюю ось.

Эквивалентные коэффициенты сопротивления уводу для передней и задней осей определяются по выражениям:

$$k_{\text{жк1}} = \frac{G_a \cdot L_2}{g \cdot L} \cdot j_y \cdot \frac{1}{\delta_{\Sigma 1}}; \quad k_{\text{жк2}} = \frac{G_a \cdot L_1}{g \cdot L} \cdot j_y \cdot \frac{1}{\delta_{\Sigma 2}} \quad (2)$$

здесь: $G_a = G_1 + G_2$ – полный вес автомобиля; $L = L_1 + L_2$ – расстояние между передней (L_1) и задней (L_2) осями автомобиля; $\delta_{\Sigma 1}$, $\delta_{\Sigma 2}$ – суммарные углы бокового увода передней и задней осей автомобиля; j_y – боковое ускорение автомобиля; $g = 9.81 \text{ м/с}^2$.

По ОСТ 37.001.051-86 “Управляемость и устойчивость автомобилей. Термины и определения” поворачиваемость автомобиля – свойство автомобиля увеличивать, сохранять или уменьшать кривизну траектории установившегося движения при увеличении бокового ускорения.

- Если $k_{ндп} = 0$, то автомобиль имеет *нейтральную поворачиваемость* – кривизна траектории установившегося движения не меняется с увеличением бокового ускорения;

- если $k_{ндп} < 0$, то автомобиль имеет *избыточную поворачиваемость* – кривизна траектории установившегося движения увеличивается с увеличением бокового ускорения;

- если $k_{ндп} > 0$, то автомобиль имеет *недостаточную поворачиваемость* – кривизна траектории установившегося движения уменьшается с увеличением бокового ускорения.

Недостатком этого коэффициента является его размерная величина (рад), поэтому он не может служить объективным критерием, позволяющим сравнивать характеристики различных по весовым и размерным параметрам автомобилей. Достоинством $k_{ндп}$ является то, что он в чистом виде входит в ряд формул, с помощью которых определяется ряд показателей, характеризующих поведение автомобиля при криволинейном движении.

С помощью $k_{ндп}$ можно определить *характерную ($V_{хар}$) и критическую ($V_{кр}$) по управляемости* скорости автомобиля. Характерная скорость автомобиля:

$$V_{хар} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{k_{ндп}}} \quad (3)$$

Характерная скорость присуща автомобилю с недостаточной поворачиваемостью. Это скорость, при которой для движения по кривой заданного радиуса нужно повернуть управляемые колеса на удвоенный угол.

Критическая по управляемости скорость автомобиля:

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{-k_{ндп}}} \quad (4)$$

Критическая скорость присуща автомобилю с избыточной поворачиваемостью. Это скорость, при которой управляемые колеса не повернуты, а автомобиль движется по кривой заданного радиуса.

В качестве основной характеристики, оценивающей управляемость автомобиля при криволинейном движении, можно использовать его реакцию по угловой скорости поворота его продольной оси, с помощью которой можно сравнивать результаты исследований различных автомобилей. Отношение выходного сигнала, характеризующего факт криволинейного движения, к входному называется статической чувствительностью к управляемости. Этот критерий оценки управляемости удобен при экспериментальном исследовании установившегося движения автомобиля по кривой постоянного радиуса. В качестве входного сигнала принимается средний угол поворота Θ управляемых колес, выходного – угловая скорость ω автомобиля.

Учитывая, что $\theta = \frac{L}{R} + k_{\text{нм}} \cdot \frac{j_y}{g}$, $j_y = \frac{V^2}{R}$ статическая чувствительность к управляемости равна:

$$W = \frac{\omega}{\theta} = \frac{V}{R \cdot \theta} = \frac{V}{L + k_{\text{нм}} \cdot \frac{V^2}{g}} \quad (5)$$

Устойчивость автомобиля против заноса одной из осей оценивается критической скоростью по заносу одной из осей при движении по кривой постоянного радиуса, коэффициентами сопротивления боковой нагрузке, коэффициентом сопротивления заносу задней оси.

Расчеты можно проводить для движения автомобиля с постоянной скоростью ($v = \text{const}$) по кривой различных радиусов ($R = \text{var}$) или для движения автомобиля с разными скоростями ($v = \text{var}$) по кривой постоянного радиуса ($R = \text{const}$). Для проведения испытаний наиболее простым является режим движения при постоянном радиусе. Необходимыми измеряемыми при этом параметрами являются угол поворота управляемых колес и скорость движения, поскольку установившееся боковое ускорение можно определить по скорости движения автомобиля и радиусу поворота.

Для наиболее полной картины поведения автомобиля целесообразно проводить расчеты для нескольких значений радиусов поворота. Радиусы траекторий выбирались, исходя из движения автомобиля по реальным

дорогам. Даже наиболее современные дороги не являются прямыми и состоят обычно из ряда прямолинейных участков различного направления и переходных кривых. Чем ниже категория дороги, тем чаще изменение направления ее прямолинейных участков.

При испытаниях для выполнения маневра «поворот» по ГОСТ 52302 – 2004 задаются радиусы поворота 125 м или 35 м.

Полученные расчетные данные сведем в таблицы (5.1, 5.2) и изобразим их на графиках (рис. 5.1 – 5.4), посредством которых строим графики, характеризующие зависимости: $k_{ндп} = f(v)$; $k_{з\gamma} = f(v)$; $k_{\gamma} = f(v)$; $w = f(v)$ для каждого типа привода, и проанализировав которые, получаем результаты.

Расчеты произведем для автомобилей ВАЗ – 21213.

Исходные данные: $L = 2200$ мм, $R = 125$ м.

Формулы для расчета (3), (4), (5).

Результаты и выводы по установившемуся движению автомобиля.

Анализируя установившееся движение, автомобиля оборудованного комбинированной энергоустановкой, с помощью выше представленных компоновочных схем, характеризующихся движением, выполняемым от заднего или переднего привода, а также установившееся движение автомобиля, имеющего традиционную энергоустановку, осуществляющего движение от полного привода, в комплексе со статическими характеристиками устойчивости и управляемости при радиусах поворота 125 м, получаем результаты, позволяющие оценить движение автомобиля.

Передний привод – ДВС (автомобиль – гибрид).

Таблица 7.1.

Радиус поворота 125 м					
№ п/п	Скорость автомобиля км/ч	Коэффициент недостаточной поворачиваемости	Коэффициент запаса по управляемости	Коэффициент сопротивления заносу задней оси	Статическая чувствительность к управляемости
	v , км/ч	$K_{\text{под}}$	$K_{\text{з}}$	$K_{\text{з}}$	w , с ⁻¹
1	13,620	0,049	0,148	0,932	1,666
2	15,350	0,035	0,107	0,617	1,882
3	17,305	0,025	0,076	0,426	2,128
4	19,881	0,016	0,050	0,286	2,454
5	23,023	0,010	0,032	0,194	2,852
6	27,052	0,006	0,018	0,133	3,365
7	32,046	0,003	0,009	0,094	4,005
8	39,084	0,001	0,002	0,069	4,920
9	49,353	-0,001	-0,004	0,057	6,296
10	50,652	-0,001	-0,004	0,058	6,474
11	51,951	-0,001	-0,004	0,058	6,652
12	53,249	-0,002	-0,005	0,058	6,834
13	54,548	-0,002	-0,005	0,059	7,017
14	55,847	-0,002	-0,006	0,060	7,203
15	57,146	-0,002	-0,006	0,061	7,392
16	58,444	-0,002	-0,007	0,062	7,585
17	59,743	-0,002	-0,007	0,063	7,782
18	61,042	-0,003	-0,008	0,064	7,983
19	62,341	-0,003	-0,008	0,065	8,189
20	63,639	-0,003	-0,009	0,067	8,402
21	64,938	-0,003	-0,010	0,068	8,621
22	66,237	-0,003	-0,010	0,070	8,848
23	67,536	-0,004	-0,011	0,072	9,085
24	68,835	-0,004	-0,012	0,074	9,332
25	70,133	-0,004	-0,013	0,077	9,591

Задний привод – ТЭД (автомобиль – гибрид).

Таблица 7.2.

Радиус поворота 125 м					
№ п/п	Скорость автомобиля, км/ч	Коэффициент недостаточной поворачиваемости	Коэффициент запаса по управляемости	Коэффициент сопротивления заносу задней оси	Статическая чувствительность к управляемости
	v , км/ч	$K_{\text{под}}$	$K_{\text{зу}}$	$K_{\text{у}}$	w , с ⁻¹
1	3,169	0,213	0,641	8,525	0,397
2	6,338	0,082	0,251	2,248	0,791
3	9,507	0,016	0,049	0,281	1,194
4	12,676	0,016	0,049	0,284	1,586
5	15,845	0,003	0,008	0,089	1,996
6	19,014	0,004	0,014	0,116	2,387
7	22,183	0,005	0,015	0,123	2,778
8	25,352	0,001	0,003	0,068	3,195
9	28,521	0,001	0,004	0,076	3,588
10	31,690	-0,001	-0,002	0,047	4,012
11	34,859	0	-0,001	0,055	4,409
12	38,028	0	-0,001	0,059	4,812
13	41,197	-0,001	-0,004	0,046	5,245
14	44,366	-0,001	-0,004	0,050	5,657
15	47,535	-0,002	-0,005	0,052	6,081
16	50,704	-0,002	-0,007	0,046	6,532
17	53,873	-0,002	-0,007	0,050	6,975
18	57,042	-0,003	-0,008	0,052	7,441
19	60,211	-0,003	-0,010	0,055	7,936
20	63,380	-0,004	-0,011	0,057	8,469
21	66,549	-0,005	-0,013	0,060	9,050
22	69,718	-0,005	-0,015	0,064	9,695
23	72,887	-0,006	-0,018	0,069	10,431
24	76,056	-0,007	-0,020	0,077	11,284
25	79,225	-0,009	-0,024	0,083	12,465

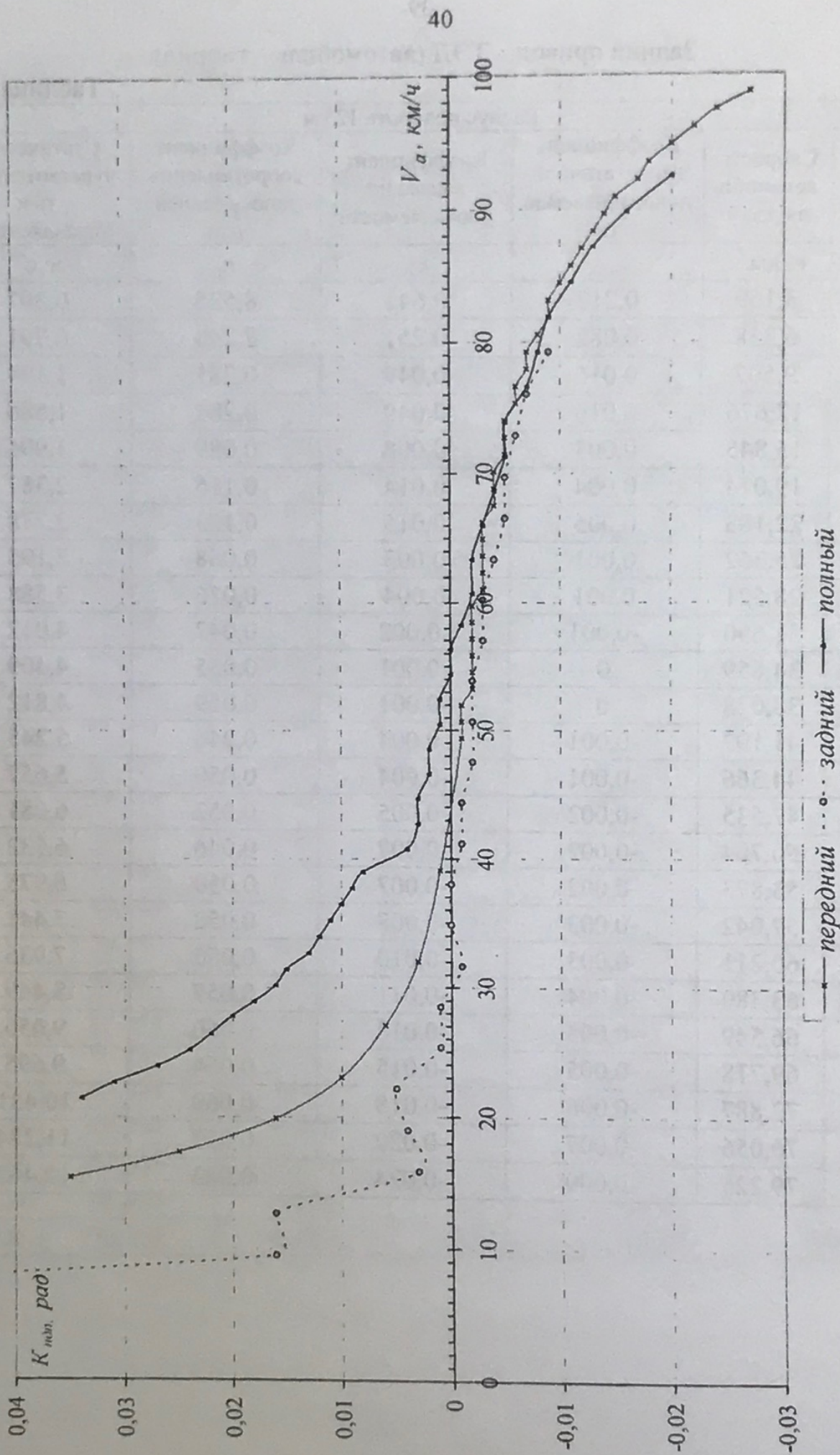


Рис. 5.1. Коэффициент недостаточной поворачиваемости при $R = 125$ м

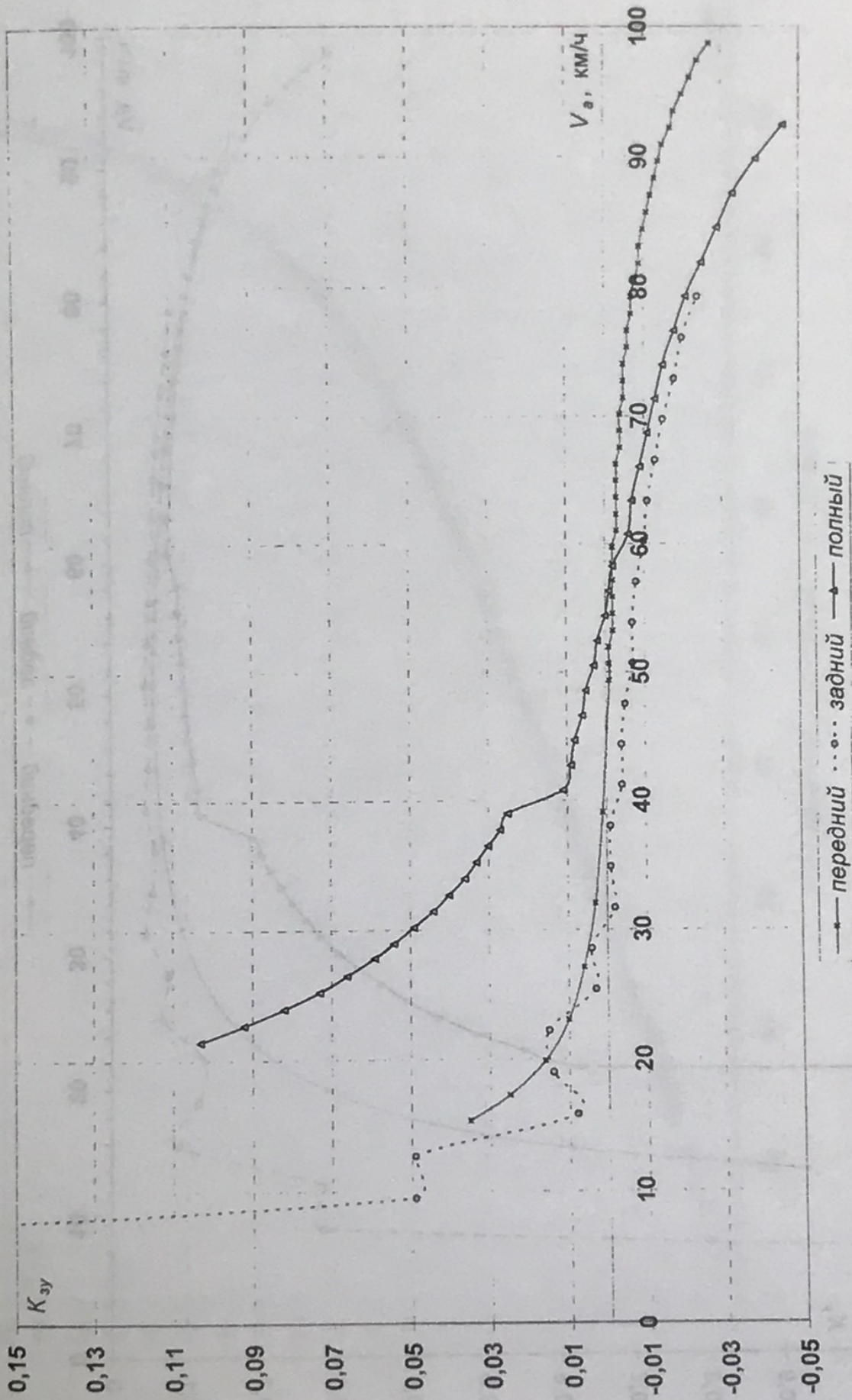


Рис. 5.2. Коэффициент запаса по управляемости $R = 125$ м

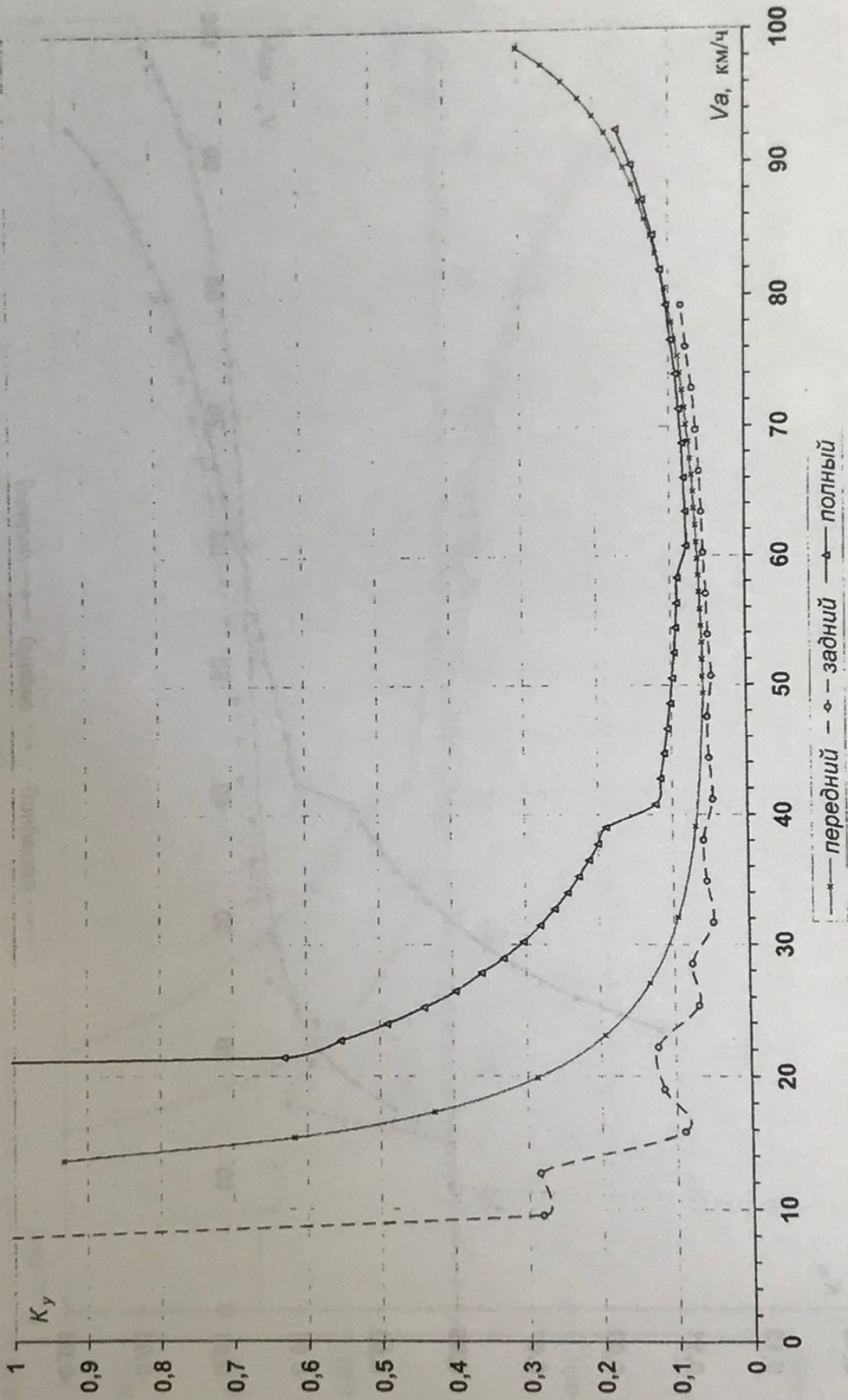


Рис. 5.3. Коэффициент сопротивления заносу задней оси (коэффициент запаса) $R = 125$ м

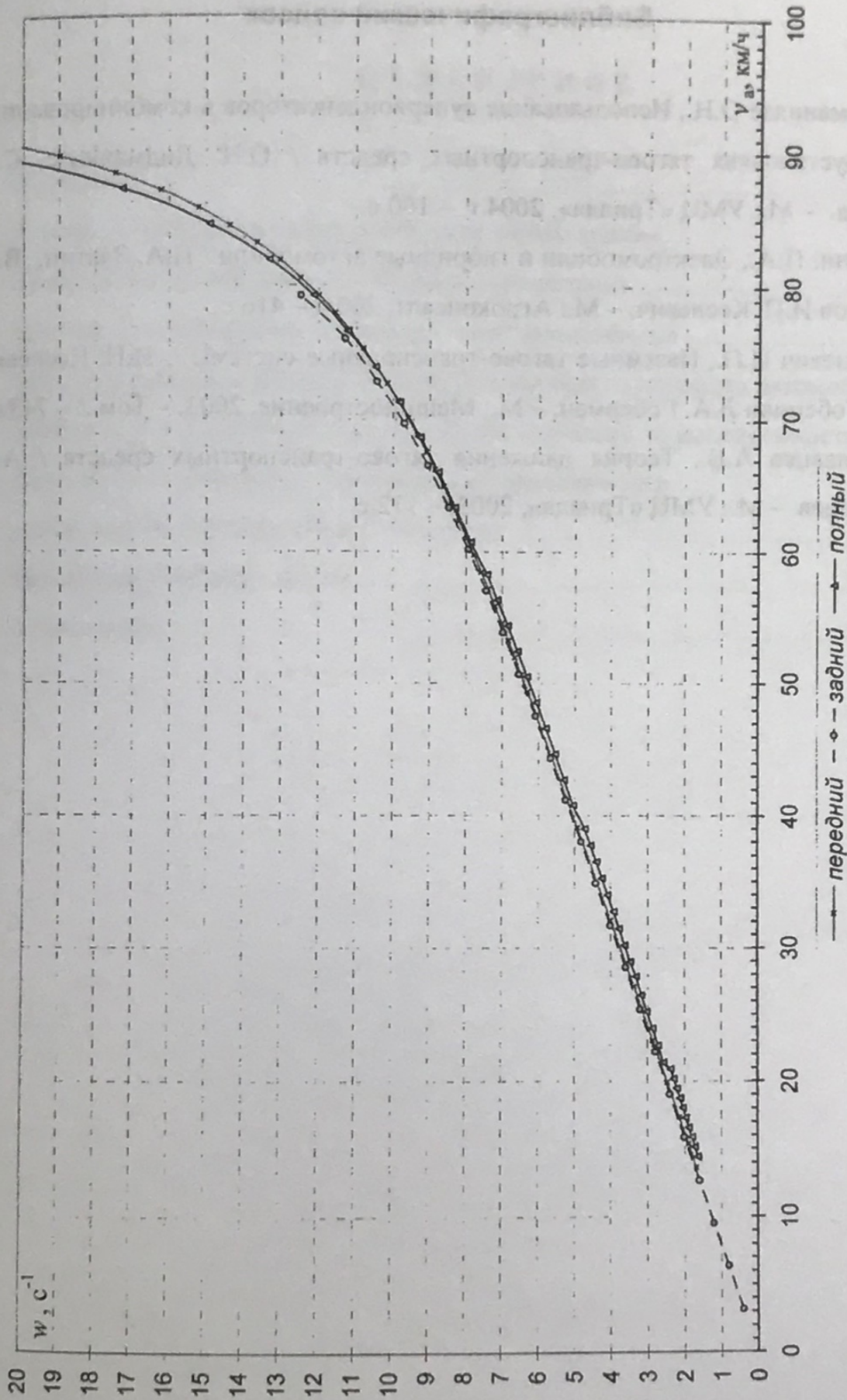


Рис. 5.4. Статическая чувствительность к управляемости при установившемся движении по кривой постоянного радиуса 125 м

Библиографический список

1. Дидманидзе О.Н., Использование суперконденсаторов в комбинированных энергоустановках тягово-транспортных средств / О.Н. Дидманидзе, С.А. Иванов. – М.: УМЦ «Триада», 2004 г. – 160 с.
2. Златин П.А., Электромобили и гибридные автомобили / П.А. Златин, В.А. Кеменов И.П. Ксенович. – М.: Агроконсалт, 2004. – 416 с.
3. Ксенович И.П., Наземные тягово-транспортные системы / И.П. Ксенович, В.А. Гоберман Л.А. Гоберман. – М.: Машиностроение, 2003. – Том 2 – 743 с.
4. Рославцев А.В., Теория движения тягово-транспортных средств / А.В. Рославцев. – М.: УМЦ «Триада», 2003. – 172 с.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение	2
Занятие 1. Основные конструкторские схемы машин, оснащённых комбинированной энергоустановкой	3
Занятие 2. Определение плавности хода автомобилей	13
Занятие 3 и 4. Определение параметров кругового поворота автомобиля ...	18
Занятие 5 и 6. Сравнительная оценка автомобилей по маневренности	26
Занятие 7 и 8. Оценка устойчивости и управляемости установившегося движения автомобиля	33
Библиографический список	43
Оглавление	44