

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»
(наименование)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства
(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы
(направленность (профиль)/специализация)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)

На тему: Определение коэффициентов полезного действия ведущего колеса автомобилей.

Студент: В.В. Чечевицын (И.О. Фамилия) (личная подпись)

Руководитель: канд.тех.наук, доцент Л.А. Черепанов
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Консультанты: канд. техн. наук, доцент А.Н. Москалюк
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. экон. наук О.М. Сярдова
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

АННОТАЦИЯ

Название дипломного проекта - « Определение коэффициентов полезного действия ведущего колеса автомобилей».

Данная работа содержит 87 страниц пояснительной записки, включая введение, заключение, списка 30 источника, включая 5 источников на иностранном языке, 18 листов приложения, чертежей на 8 листах А1.

В основной части проекта внимание уделяется расчету коэффициента полезного действия (КПД) ведущего колеса автомобилей и построение графиков зависимости этого КПД от различных параметров для нескольких моделей автомобиля.

В отдельной части дипломной работы рассказывается об общих понятиях коэффициента полезного действия ведущего колеса автомобиля, его балансе и динамике, а также об разных режимах качения колеса.

Исследование заключается в сравнении КПД ведущих колес автомобилей ГАЗ-3307, Формула Студент и Лада Гранта в зависимости от их массы, скорости движения и радиусов качения.

Для этого произведены тяговые расчеты указанных автомобилей, проведен расчетный анализ КПД ведущего колеса 3-х автомобилей и построены графики зависимости КПД от массы, скорости движения и радиусов качения для данных автомобилей.

В данной ВКР затронут вопрос об экологической безопасности объекта исследования. В частности об опасности использованных шин как химических отходов и проблемах их утилизации.

Также был произведен расчет экономической эффективности проекта. Затраты на проведение данной работы составили 15715 рублей.

ABSTRACT

The title of the graduation project is - « Determination of the efficiency for the driving wheel of cars».

The graduation work consists of an explanatory note on 87 pages, introduction, conclusion, the list of 30 references, including 5 foreign sources, 18 appendices, and the graphic part on 8 A1 sheets.

The issues of calculation of the efficiency of the driving wheel of cars and the construction of graphs for the dependence of this efficiency on various parameters for several car models are highlighted in the project's general part.

The special part of the project gives details the general concepts the efficiency a driving wheel a car, its balance and dynamics, as well as different modes of wheel rolling.

This study includes the comparison of the efficiency of driving wheels of cars GAZ-3307, Formula Student and Lada Granta, depending on their mass, speed and rolling radii.

For this, the traction calculations of these vehicles were made, the calculated analysis of the efficiency of the driving wheel of 3 cars was carried out, and the graphs of the dependence of the efficiency on the mass, speed and rolling radii for these cars were built.

This scientific paper touches upon the issue of the environmental safety of the research object. In particular the dangers of using tires as chemical waste and the problems of their disposal are described.

The economic efficiency of the project is determined. The cost of this work is amounted to 15715 rubles.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
1. Состояние вопроса.....	7
1.1. КПД определение и общие понятия.....	7
1.2. КПД ведущего колеса, определение и общие понятия.....	11
1.3. Баланс мощности и КПД ведущего колеса	13
1.4. Динамика и КПД ведущего колеса	20
1.5. Режимы качения колес автомобиля	24
1.6. Ведомый режим качения колеса	26
1.7. Ведущий режим качения колеса	27
1.8. Условия работы колеса в ведущем режиме	27
1.9. Свободный режим качения колеса	28
1.10. Нейтральный режим качения колеса	29
1.11. Тормозной режим	31
1.12. Мощностной баланс колеса.....	31
2. Исследовательская часть.....	34
2.1. Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при снаряженной массе.....	34
2.2. Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при полной массе.....	36
2.3. Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при 50 % от массы	39
2.4. Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наименьшем радиусе качения...	41
2.5. Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наибольшем радиусе качения...	44
2.6. Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наименьшей скорости.....	46

2.7. Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наименьшей скорости.....	48
3. Безопасность и экологичность технического объекта.....	51
3.1. Обеспечение безопасности шин	51
3.2. Экологическая безопасность шин	51
3.3. Проблема утилизации шин	53
3.4. Способы утилизации покрышек	54
4. Экономическое обоснование и эффективность проведения НИР.....	57
Заключение.....	66
Список используемых источников	67
Приложение А Тяговый Расчет ГАЗ-3307.....	70
Приложение Б Тяговый Расчет Формула Студент.....	76
Приложение В Тяговый Расчет Лада Гранта.....	82

ВВЕДЕНИЕ

В данной ВКР рассматриваются расчет и определение КПД ведущего колеса различных типов автомобилей.

Развитие автомобильной промышленности обусловило широкое применение автомобилей во всех отраслях народного хозяйства.

В современных условиях приобретает большое значение вопросы теории, связанные с практическими задачами совершенствования и эффективной эксплуатации автомобилей.

Повышение технического уровня автотранспортных средств (АТС) и связанный с этим рост их скоростей движения обусловило дальнейшее развитие вопросов устойчивости, динамики и экономичности автомобилей.

Ведущее колесо – элемент машины, передающий энергию от двигателя для использования ее для движения автомобиля. Комплексным показателем, характеризующим степень его совершенства, является коэффициент полезного действия.

КПД ведущего колеса автомобиля – является одной из важнейших характеристик эффективности движения колеса в отношении преобразования энергии.

Целью данного проекта является определение и исследование КПД ведущего колеса для 3-х автомобилей такие как:

-ГАЗ-3307,

-Формула Студент,

-Лада Гранта.

Также построение графиков зависимости КПД ведущего колеса от их параметров

-масс,

-скоростей движения,

радиусов качения.

1. Состояние вопроса

1.1. КПД определение и общие понятия

«Коэффициент полезного действия - характеристика эффективности системы (устройства, машины) в отношении преобразования или передачи энергии; определяется отношением полезно использованной энергии к суммарному количеству энергии, полученному системой; обозначается обычно η . КПД является безразмерной величиной и часто выражается в процентах». [1]

«Математически КПД определяется как

$$\eta = \frac{A}{Q} , \quad (1)$$

где A — полезная работа (энергия), а Q — затраченная энергия.

Если КПД выражается в процентах, эту формулу иногда записывают в виде» [24]

$$\eta = \frac{A}{Q} \times 100\% . \quad (2)$$

«Здесь умножение на 100% не несёт содержательного смысла, поскольку, в связи с этим второй вариант записи формулы менее предпочтителен (одна и та же физическая величина может быть выражена в различных единицах независимо от формул, где она участвует)». [11]

«В силу закона сохранения энергии и в результате неустранимых потерь энергии КПД реальных систем всегда меньше единицы, то есть

невозможно получить полезной работы больше или столько, сколько затрачено энергии». [2]

«Потери мощности в трансмиссии оценивают коэффициентом полезного действия трансмиссии (КПД трансмиссии)

$$\eta_{TP} = P_T / (P_e - P_a) = P_T / (P_{TP} + P_T), \quad (3)$$

где P_T – мощность, отводимая от трансмиссии к ведущим колесам; $P_e - P_a$ - мощность, подводимая от двигателя к трансмиссии». [9]

«Как видно из выражения (3), КПД трансмиссии зависит от мощности P_T , теряемой в трансмиссии. Эта мощность может быть рассчитана по выражению

$$P_{TP} = P_e(1 - \eta_H) + (F_{TP_0}V + k_{TP}V^2)/1000, \quad (4)$$

где η_H - коэффициент влияния нагрузки; F_{TP_0} - сила трения в трансмиссии при скорости, близкой к нулю; V – скорость автомобиля; k_{TP} - коэффициент, учитывающий влияние скорости на силу трения». [9]

«Как следует из уравнения (4), мощность, теряемая в трансмиссии, состоит из трех слагаемых. Первое из них характеризует потери, обусловленные наличием трения в узлах и агрегатах, передающих нагрузку (в зубчатых зацеплениях, карданных шарнирах, подшипниках); второе слагаемое, пропорциональное скорости V , характеризует трение в сальниках и подшипниках, имеющих предварительный натяг; третье слагаемое, пропорциональное V^2 , характеризует потери, вызванные разбрызгиванием масла, залитого в картеры механизмов трансмиссии (гидравлические потери)». [9]

«Момент сопротивления в трансмиссии, приведенный к ведущим колесам, может быть получен делением каждого члена уравнения (4) на угловую скорость колес ω_k . Имея в виду, что $\omega_e = \omega_k$ и $V = \omega_k r_k$ получают

$$T_{TP} = T_e u_{TP} (1 - \eta_H) + F_{TP_0} r_k + k_{TP} \omega_k r_k^2 \text{ »}. [9] \quad (5)$$

«При выбеге, когда рычаг коробки передач устанавливают в нейтральное положение и мощность на ведущих колесах $P_T = 0$, уравнение (3) теряет смысл, и потери в трансмиссии удобно определять силой сопротивления в трансмиссии F_{TP} , приведенной к ведущим колесам». [12]

$$F_{TP} = F_{TP_0} + k_{TP} V \text{ .} \quad (6)$$

Эту силу определяют методом выбега при вывешенных колесах автомобиля.

«Коэффициент влияния нагрузки η_H подсчитывают по выражению

$$\eta_H = 0,98^k 0,97^l 0,995^m \text{ ,} \quad (7)$$

где 0,98 – КПД цилиндрической зубчатой пары; 0,97 – КПД конической зубчатой пары; 0,995 – КПД карданного шарнира; k, l и m – число цилиндрических и конических зубчатых пар, карданных шарниров в механизмах трансмиссии соответственно». [9]

«В частном случае, когда $P_a = 0$,

$$\eta_{TP} = P_T / P_e = (P_e - P_{TP}) / P_e = 1 - P_{TP} / P_e \text{ .} \quad (8)$$

Поставив в формулу (8) выражение P_{TP} из (4), получают

$$\eta_{TP} = \eta_H - (F_{TP_0} V + k_{TP} V^2) / (1000 P_e). \quad (9)$$

Силу F_{TP_0} и коэффициент k_{TP} определяют экспериментально, коэффициент η_H рассчитывают по формуле (7) ». [13]

«Потери на трение зависят от величины передаваемого через трансмиссию момента, гидравлические потери определяются скоростью вращения валов, вязкостью и объемом масла в картерах. При увеличении передаваемого через трансмиссию момента КПД возрастает, а при увеличении частоты вращения валов – уменьшается. КПД редукторов трансмиссии возрастает при уменьшении вязкости и уровня масла в картере и повышении его температуры до пределов, при которых оно не теряет своих смазочных свойств. Наибольшие КПД характерны для редукторов с сухим картером и принудительной подачей масла к рабочим поверхностям». [9]

«Для проектных расчетов рекомендуют следующие значения КПД отдельных механизмов трансмиссии: коробки передач 0,96...0,98; раздаточной коробки 0,93-0,97; главной передачи 0,93... 0,97; колесного редуктора 0,96 ... 0,98; карданного шарнира 0,995. Полный КПД механической трансмиссии, равный произведению КПД агрегатов, составляет 0,8... 0,92. Меньшие значения относятся к многоосным автомобилям, большие – к легковым полноприводным». [9]

«Коэффициенты полезного действия гидродинамической, гидрообъемной и электрической трансмиссий изменяется в зависимости от передаточного отношения в широком диапазоне – от нуля до максимальной величины, которая несколько ниже, чем у механической трансмиссии». [9]

«В электрических двигателях КПД - отношение совершаемой (полезной) механической работы к электрической энергии, получаемой от

источника; в тепловых двигателях - отношение полезной механической работы к затрачиваемому количеству теплоты; в электрических трансформаторах - отношение электромагнитной энергии, получаемой во вторичной обмотке, к энергии, потребляемой первичной обмоткой. Для вычисления КПД разные виды энергии и механическая работа выражаются в одинаковых единицах на основе механического эквивалента теплоты и др. аналогичных соотношений. В силу своей общности понятие КПД позволяет сравнивать и оценивать с единой точки зрения такие различные системы, как атомные реакторы, электрические генераторы и двигатели, теплоэнергетические установки, полупроводниковые приборы, биологические объекты и т. д». [3]

«Из-за неизбежных потерь энергии на трение, на нагревание окружающих тел и т. п. КПД всегда меньше единицы. Соответственно этому КПД выражается в долях затрачиваемой энергии, т. е. в виде правильной дроби или в процентах, и является безразмерной величиной. КПД тепловых электростанций достигает 35—40%, двигателей внутреннего сгорания — 40—50%, динамомашин и генераторов большой мощности—95%, трансформаторов—98%. КПД процесса Фотосинтеза составляет обычно 6—8%, у хлореллы он достигает 20—25%. У тепловых двигателей в силу второго начала термодинамики КПД имеет верхний предел, определяемый особенностями термодинамического цикла (кругового процесса), который совершает рабочее вещество. Наибольшим КПД обладает Карно цикл». [25]

1.2 КПД ведущего колеса, определение и общие понятия

«КПД ведущего колеса η_k можно установить по величине сопротивления качению и величине буксования, если таковое присутствует». [15]

«В первом случае коэффициент полезного действия, учитывающий сопротивление качению f , определяется относительной долей потерянного момента, подведенного к колесу» .[4]

$$\eta_f = (M_k - M_f) / M_k \quad (10)$$

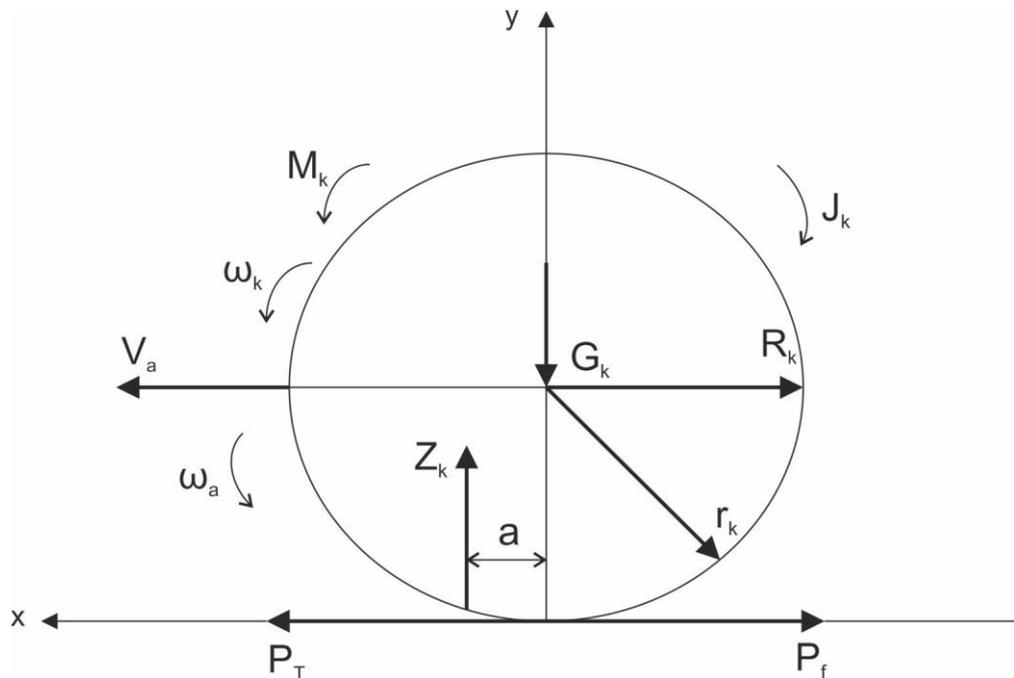


Рисунок 1 - Силы и моменты, действующие на ведущее колесо автомобиля.

«Второй коэффициент полезного действия η_δ учитывает эффект буксования ведущего колеса

$$\eta_\delta = (100 - \delta) : 100, \quad (11)$$

где δ – буксование, взятое в процентах».[28]

«Таким образом, мощность, полезно используемая ведущими колесами машины, равна

$$N_{к исп.} = N_{к} \eta_{к}, \quad (12)$$

где: $\eta_{к} = \eta_f \eta_{\delta}$ ».[5]

«Физически коэффициент полезного действия ведущего колеса представляет собой отношение работы, производимой этим колесом, к энергии, подводимой к колесу».[16]

«КПД ведущего колеса зависит от соотношения между тяговым усилием и нагрузкой на колесо. Например, для ведущего колеса автотягача с шиной 11,00 – 36 при внутреннем давлении в ней 0,085 МПа его коэффициент полезного действия достигает 80% при отношении тягового усилия к нагрузке на колесо, равном 0,4. С увеличением этого отношения до 0,7 КПД ведущего колеса снижается до 50%».[6]

1.3 Баланс мощности и КПД ведущего колеса

«Ведущее колесо автомобиля представляет собой механизм, преобразующий вращательное движение колеса в поступательное движение автомобиля. К ведущему колесу от двигателя автомобиля через трансмиссию подводится энергия. Часть этой энергии используется для выполнения полезной работы по перемещению автомобиля и обеспечению заданных параметров его движения, другая же часть затрачивается на компенсацию потерь, обусловленных сопротивлением качению и внешним скольжением, колеса».[14]

«Эффективность работы колеса по передаче и преобразованию энергии оценивается коэффициентом полезного действия (КПД). Основным параметром потока энергии при ее передаче через механизмы автомобиля является мощность — энергия в единицу времени».[17]

«Составим уравнение баланса мощности ведущего колеса при движении автомобиля по горизонтальной недеформируемой опорной поверхности ». [2]

«Мощность — скалярная алгебраическая величина, поэтому баланс мощности имеет следующую формулировку: алгебраическая сумма мощностей всех внешних сил и моментов, воздействующих на колесо как элемент системы».[18] «Автомобиль — внешняя среда, с учетом мощности потерь на внешнее скольжение, равна нулю:

$$P_{K.B} + P_x + P_{fB} + P_{fK} + P_B = 0 \quad (13)$$

где $P_{кв}$ - мощность, подводимая к ведущему колесу;

P_x - мощность, передаваемая от колеса к корпусу автомобиля;

P_{fB} - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению ведущего колеса;

P_{fK} - мощность, обусловленная неравномерностью вращения колеса;

P_B - мощность потерь на трение при скольжении колеса относительно опорной поверхности ». [18]

«Мощность, подводимая к колесу:

$$P_{K.B} = M_{K.B} \omega_k \cos(\bar{M}_{K.B}, \bar{\omega}_k) = M_{K.B} \omega_k \quad \text{»} . [14] \quad (14)$$

«Мощность, передаваемая от колеса к корпусу автомобиля, затрачивается на преодоление сопротивления движению корпуса и характеризует полезную работу ведущего колеса. Эта мощность вычисляется

по формуле

$$P_{K.B} = F_x v_k \cos(\bar{F}_x, \bar{v}_k) = -F_x v_k, \quad (15)$$

где F_x — сила сопротивления движению корпуса автомобиля, учитывающая воздействия внешней среды на корпус и сопротивление качению ведомых колес автомобиля». [14]

«Сила F_x , уравнивается силой тяги ведущих колес F_T . Согласно выражению $M_{K.B} = F_x r_{k0} + M_{fB} + M_{fK}$

$$F_x = \frac{M_{K.B} - M_{fB} - M_{fK}}{r_{k0}} \quad (16)$$

Скорость колеса при отсутствии внешнего скольжения

$$v_k = \omega_k r_k \quad (17)$$

а при качении с внешним скольжением

$$v_k = \omega_k r_{k0} (1 - \lambda_B) \quad (18)$$

где λ_B , - коэффициент скольжения ведущего колеса ». [19]

«Учитывая выражения (4)-(6), получаем следующие формулы для вычисления мощности P_x

- при отсутствии внешнего скольжения
-

$$P_x = -(M_{K.B} - M_{fB} - M_{fK}) \omega_k r_k / r_{k0} \quad (19)$$

□ при качении с внешним скольжением

□

$$P_x = -(M_{К.В} - M_{fB} - M_{fK})\omega_k(1 - \lambda_B) \quad (20)$$

Мощность потерь на качение ведущего колеса

$$P_{fB} = M_{fB}\omega_x \cos(\bar{M}_{fB}, \bar{\omega}_k) = -M_{fB}\omega_k \quad (21)$$

«Момент сопротивления качению M_{fB} при равномерном движении колеса вычисляется по формуле, а при неравномерном Из $M_{К.В}$ необходимо вычесть значение инерционного момента M_{fK} ». [14]

«Мощность, обусловленная неравномерностью вращения колеса, определяется по формуле» [14]

$$P_{fK} = M_{fK}\omega_k \cos(\bar{M}_{fK}, \bar{\omega}_k) \quad (22)$$

«Вектор инерционного момента M_{fK} определяется по формуле $\bar{M}_{fK} = -J_k \bar{\varepsilon}_k$. Очевидно, что знак мощности P_{fK} зависит от взаимного направления векторов угловой скорости ω_k и углового ускорения колеса $\bar{\varepsilon}_k$.

При ускоренном вращении колеса направления этих векторов совпадают и тогда значение P_{fK} отрицательно, так как на разгон колеса затрачивается энергия. При замедленном вращении колеса энергия, затраченная на его разгон, возвращается и может быть использована для преодоления сопротивления движению корпуса автомобиля. Значение P_{fK} вычисляется по формуле». [20]

$$P_{fK} = -J_k \omega_k \frac{d\omega_k}{dt} \quad (23)$$

«Мощность потерь, обусловленных внешним скольжением колеса:

$$P_B = R_x v_B \cos(\bar{R}_x, \bar{v}_B) = -R_x v_B \quad (24)$$

где v_B - скорость скольжения ведущего колеса относительно опорной поверхности». [14]

«Скорость скольжения v_B согласно выражению ;

$$v_B = v_{k0} \lambda_B = \omega_k r_{k0} \lambda_B \quad \text{»}. [14] \quad (25)$$

«Продольная реакция R_x по модулю равна силе F_x , что следует из условий равновесия сил, действующих на ведущее колесо. Подставив значение F_x и v_B в выражение (12), получим ». [14]

$$P_x = (M_{K.B} - M_{fB} - M_{fK}) \omega_k \lambda_B \quad (26)$$

«КПД ведущего колеса — скалярная положительная величина, вычисляемая по формуле » [14]

$$\eta_k = |P_x / P_{K.B}| \quad (27)$$

«КПД обычно определяют на установившемся режиме при постоянной угловой скорости ω_k . В этом случае $M_{fK} = 0$ ». [14]

«При качении колеса без внешнего скольжения на основе формулы (15)

получаем

$$\eta_k = \frac{(M_{K.B} - M_{fB})r_k}{M_{K.B}r_{k0}} \gg. [14] \quad (28)$$

«Введем обозначения:

$$\eta_f = (M_{K.B} - M_{fB}) / M_{K.B} \quad (29)$$

$$\eta_{By} = r_k / r_{k0} \quad (30)$$

где η_f - составляющая КПД, учитывающая потери, обусловленные сопротивлением качению колеса; η_{By} — составляющая КПД, учитывающая потери, обусловленные упругим скольжением». [14]

«С учетом (17)и (18) выражение (16) можно записать в виде

$$\eta_k = \eta_f \eta_{By} \gg. [14] \quad (31)$$

«При возникновении внешнего скольжения P_x вычисляется по формуле (8), тогда

$$\eta_k = \frac{(M_{K.B} - M_{fB})(1 - \lambda_B)}{M_{K.B}} = \eta_f \eta_B \quad (32)$$

где η_B , — составляющая КПД, учитывающая потери, обусловленные внешним и упругим скольжением колеса:

$$\eta_B = 1 - \lambda_B \gg. [14] \quad (33)$$

«Используем приведенные формулы для оценки КПД ведущего колеса с шиной 220-508 при движении по дороге с твердым покрытием. Примем $F_B = 12250 \text{ Н}$, $\phi_{x\max} = 0.8 \gg. [14]$

«На рис.2 , а показаны полученные графики зависимостей КПД η_k от вращающего момента $M_{к.в.}$. Характеристики 1 и 2 получены с учетом влияния упругого скольжения на коэффициент сопротивления качению, т.е. с учетом составляющей f_{By} формулы , а характеристика 3 — без учета. Пренебрежение f_{By} приводит к значительной погрешности определения η_k при больших значениях $M_{к.в.}$. Характеристика f получена при $c_{ш.о} = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Нм/м}$,

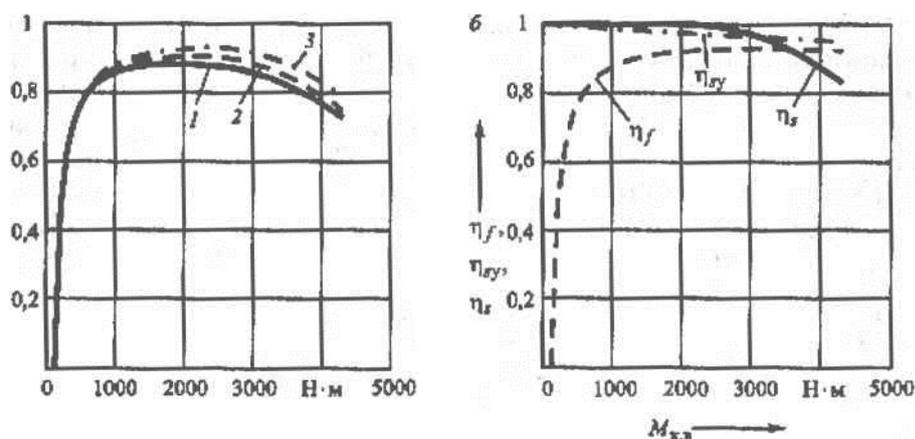


Рисунок 2 – Зависимости КПД ведущего колеса от вращающего момента.

а характеристика 2 — при $c_{ш.л} = 2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м/м}$. Снижение окружной жесткости шины понижает КПД ведущего колеса». [21]

«На рис.2 , б показаны составляющие η_f , η_{By} , η_B при $c_{ш.о} = 2 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м/м}$. При малых и средних значениях сопротивления движению колеса, определяющих величину момента $M_{к.в}$ наибольшее влияние на снижение КПД оказывает сопротивление качению. В тяжелых условиях движения автомобиля при больших значениях $M_{к.в}$ существенно снижается составляющая η_B , обу-

словленная внешним скольжением».[14]

«Графики на Рисунке 2 , а и б построены для работы колеса в доэкстремальной области при $\lambda_B < \lambda_B$. Дальнейшее увеличение коэффициента скольжения при $\lambda_B > \lambda_B$ приводит к неустойчивой работе колеса с резким уменьшением и может закончиться полным буксованием, при котором $\eta_k = 0$ » .[14]

1.4 Динамика и КПД ведущего колеса

«Сумма сил на оси:

$$\frac{M_k}{r_{\text{дин}}} = P_K \quad (34)$$

- - касательная сила тяги
- –разность касательной силы тяги и сопротивления качения= толкающая сила». [27]

«КПД ведущего колеса:

Используя схему динамики ведущего колеса, получим формулу КПД:

$$\eta = \frac{N_{\text{полезная}}}{N_{\text{подведенная}}} = \frac{R_K \cdot V_{\text{раб.}}}{M_k \cdot \omega_k} = \frac{(P_k - P_f) \cdot V_{\text{раб.}}}{P_k \cdot (r_k \cdot \omega_k)} = \left(1 - \frac{P_f}{P_k}\right) \cdot \frac{V_{\text{раб.}}}{V_{\text{теор.}}} = \eta_f \cdot \eta_\sigma \quad (35)$$

где, КПД, учитывающее потери на качение,

КПД, учитывающее потери на буксование». [7]

«Коэффициент потерь на качение:

$$K_f = \frac{P_f}{P_k} = \quad (36)$$

-коэффициент потерь на качение если нет буксования, то

Динамика колеса при неустановившемся движении». [27]

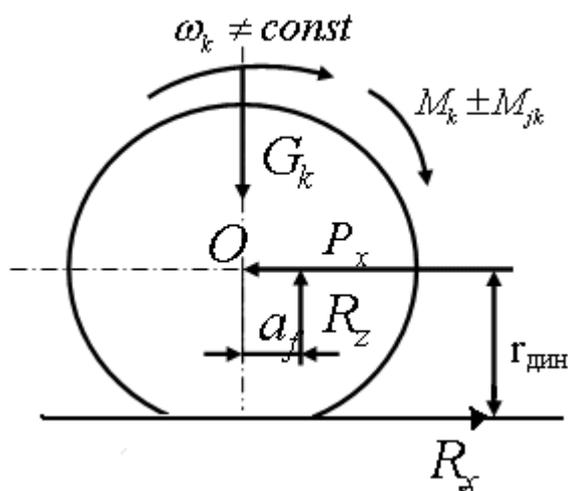


Рисунок 3 - Силы и моменты, действующие на колесо при неустановившемся движении.

«Для ведомых:

$$M_{jk} \approx I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} \quad (37)$$

где, момент инерции.

$$M_{jk} \approx j \cdot \frac{T_{\xi} \cdot U_{TP}^2 \cdot \eta_{TP}}{r_{\text{длн}}} + \frac{T_k}{r_{\text{длн}}} \quad (38)$$

-момент от сил инерции,

$$j = \frac{dV}{dt} \quad (39)$$

где, линейное ускорение автомобиля,

момент инерции (момент инерции маховика),

передаточное число трансмиссии,

КПД трансмиссии,

момент инерции колес». [8]

Сцепление колес с дорогой:

-касательная сила тяги сцепления

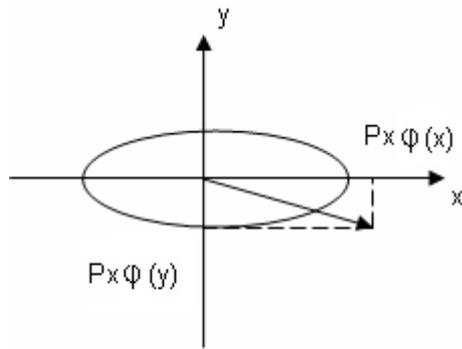


Рисунок 4 Сила сцепления колес с дорогой в продольном направлении

«Сила сцепления колес с дорогой в продольном направлении уменьшается на боковых уклонах, вероятность буксования больше(касательная сила тяги больше чем)

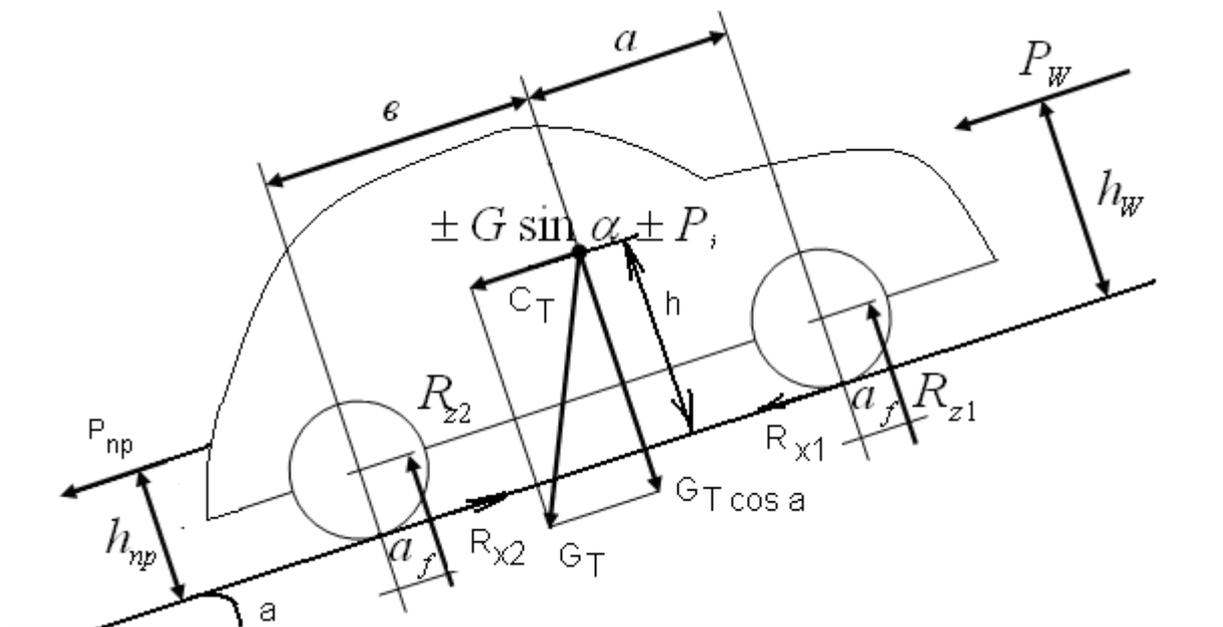


Рисунок 4 - Силы и моменты, действующие на автомобиль при боковом уклоне

С увеличением скорости движения колеса коэффициент сцепления уменьшается». [10]

1.5 Режимы качения колес автомобиля

Для изучения возможных режимов движения колес, рассмотрим качение колес по прямолинейному пути в плоскости ХУ параллельно оси Х. Из теоретической механики известно, что движение тела под действием плоской системы сил определяется следующими уравнениями:

$$\begin{aligned}\sum_{i=1}^n F_{ix} &= 0 \\ \sum_{i=1}^n F_{iy} &= 0 \\ \sum_{i=1}^n M_i &= 0\end{aligned}\tag{40}$$

где F_i - силы, приложенные к колесу

M_i – моменты, приложенные к колесу

Рассмотрим общий случай качения колеса, т.е под действием момента M_k и ускорением ω_k

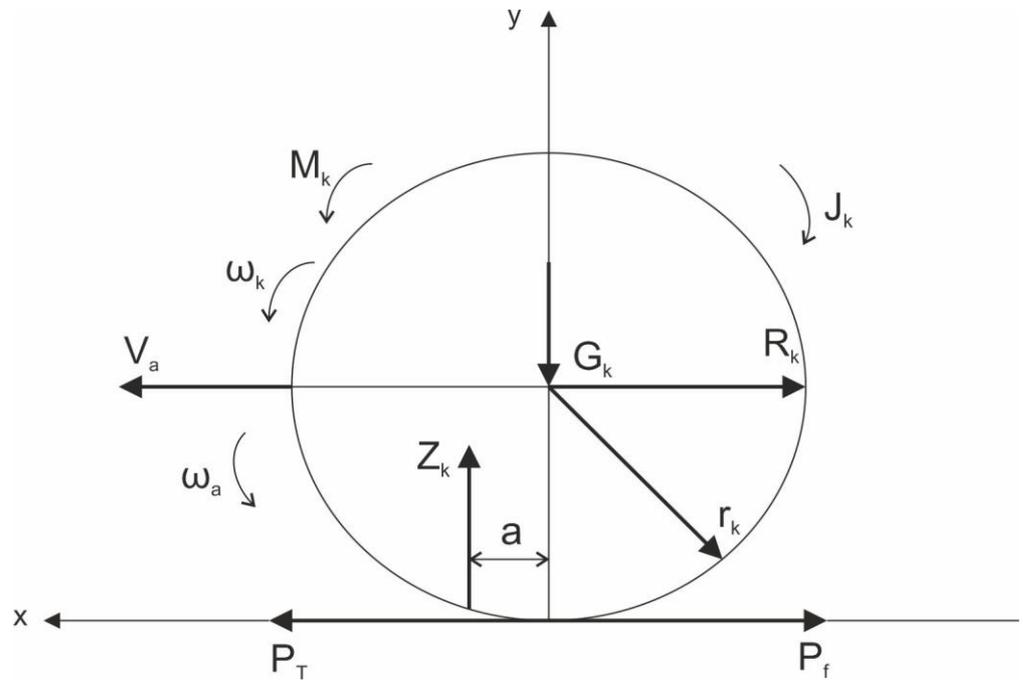


Рисунок 5 - Силы и моменты, действующие на ведущее колесо автомобиля.

ω_a - приведенная угловая скорость машины, зависящая от ее скорости

Уравнениями плоского движения являются:

$$\begin{aligned} \frac{G_k}{g} R_k \frac{d\omega_a}{dt} &= P_T + P - P_\sigma \\ G_k - Z_k &= 0 \\ R_k \frac{d\omega_k}{dt} &= M_k + P \cdot R_k \end{aligned} \quad (41)$$

Здесь R_k – момент инерции колес относительно его центра

$$V_a = \omega_a R_k \rightarrow \omega_a = \frac{V_a}{R_k} \quad (42)$$

При качении колеса $V_k = V_a$

При скольжении $\omega_a = \omega_k$

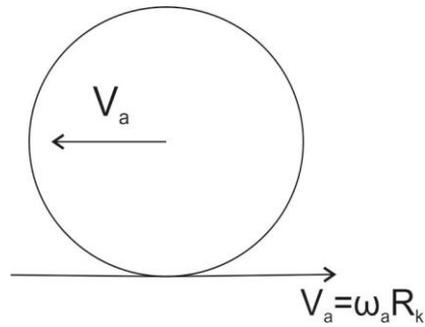


Рисунок 6 Силы и моменты, действующие на ведущее колесо автомобиля.

1.6 Ведомый режим качения колеса

Крутящий момент равен нулю. Колесо приводится во вращение продольной силой $P_{\text{тол}}$, приложенной к оси колеса.

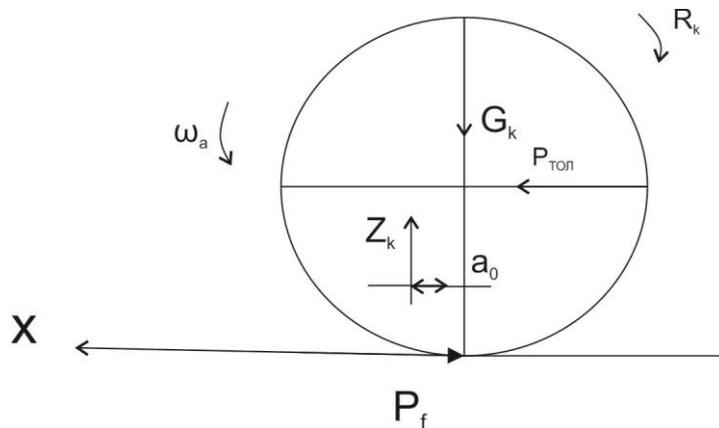


Рисунок 7 - Силы и моменты, действующие на колесо при ведомом режиме качения колеса.

Первое и третье уравнение системы будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \frac{G_k}{g} R_k \frac{d\omega_a}{dt} &= P_T - P_f \\ R_k \frac{d\omega_k}{dt} &= P_{\text{тол}} R_k - Z_k a_0 \end{aligned} \quad (43)$$

1.7 Ведущий режим качения колеса

Сначала введем понятия о коэффициенте буксования:

$$\delta = 1 - \frac{\omega_a}{\omega_k} \quad (44)$$

т.е диапазон изменения δ очень широк, при частом качении $\omega_a = \omega_k$ и $\delta=0$, при неподвижном автомобиле и буксующих колесах $\delta=1$.

Итак на колесо действует Момент M_k , совпадающий по направлению с ω_k . Колесо в этом случае называют ведущим.

1.8 Условия работы колеса в ведущем режиме

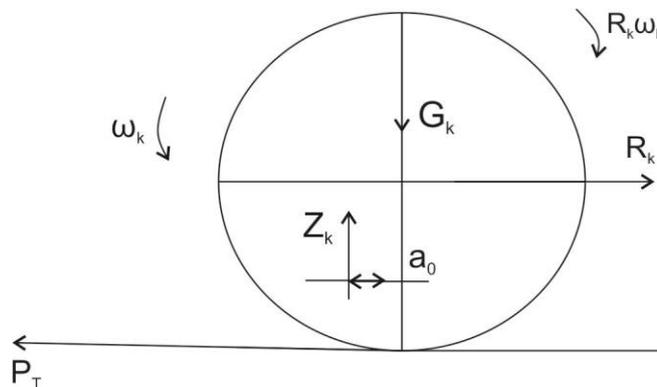


Рисунок 8 - Силы и моменты, действующие на колесо в ведущем режиме.

$$\frac{G_a}{g} R_k \frac{d\omega_k}{dt} = P_T - R_k, \quad (45)$$

$$M_k > -R_k \frac{d\omega_k}{dt} - Z_k a, \quad (46)$$

$$R_k \omega_k = P_T R_k + Z_k a - M_k \quad (47)$$

Если определить реакцию P_T , то получим $R_k \frac{d\omega_k}{dt} = P_T R_k + Z_k a - M_k$

$$P_T = M_k / R_k - Z_k \frac{a}{R_k} + R_k \frac{d\omega_k}{dt} / R_k \quad (48)$$

затем $M_k = -R_k \frac{d\omega_k}{dt} + Z_k a$

Последнее равенство показывает, что возможны также режимы качения колеса, при которых к нему подводится положительный момент, но оно не является ведущим, поскольку не выполняется неравенство (3).

1.9 Свободный режим качения колеса

Колесо приводится во вращение моментом, а продольная сила равна нулю.

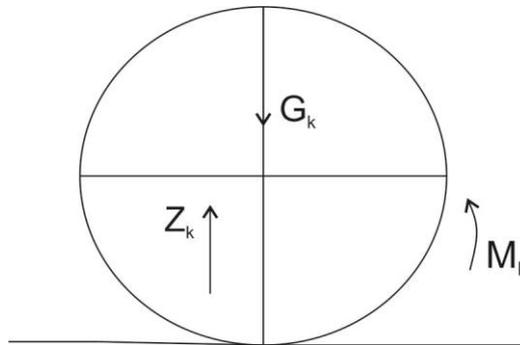


Рисунок 9 - Силы и моменты, действующие на колесо при свободном режиме качения колеса.

$$M_k = -Z_k f R_k - R_k \frac{d\omega_k}{dt} / R_k \quad (49)$$

Колесо почти оторвалось от земли

1.10 Нейтральный режим качения колеса

$$R_k \frac{d\omega_a}{dt} = P_T R_k - Z_k a - M_k - P_{NJK} / R_k \quad (50)$$

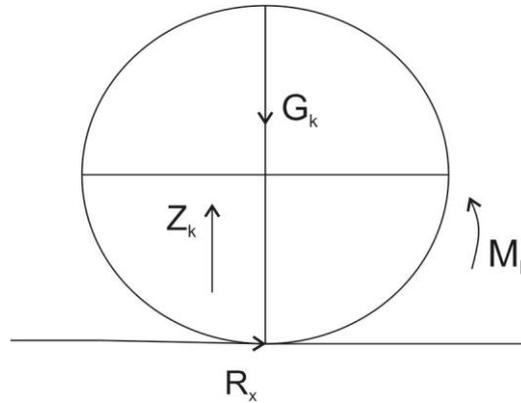


Рисунок 10 - Силы и моменты, действующие на колесо при нейтральном режиме качения колеса.

Нейтральный режим качения колеса – это режим при котором колесо приводится одновременно крутящим моментом и толкающей силой, т.е

$$0 < M < Z_k \frac{a}{R_k} + R_k \frac{d\omega_k}{dt} / R_k , a$$

$$F_T - P_T = P_{To} - P_f - R_k \frac{d\omega_k}{dt} R_k \quad (51)$$

Если $P_T > P_f$, то это ведущий режим, а если $P_T < P_f$ то это нейтральный режим, т.е режим в обратную сторону.

Если колесо нагружено тормозным моментом и толкающей силой, то рассматривают и тормозной режим качения колеса.

«Из перечисленных режимов наиболее распространенными являются ведущий, ведомый и тормозной. При установившемся движении свободный

и нейтральный режимы бывают у колес много приводных машин. Причем вероятность свободного режима очень мала».[9]

На дорогах с уклонами свободный и нейтральный режимы могут быть и у автомобилей с одной ведущей осью.

$$h_n = \frac{P_T V_a}{M_k \omega_k} = \frac{M_k U_{КП} U_{ГП} h_T \cdot \omega_k R_k}{R_k M_k \omega_k} \rightarrow P_T = \frac{M_k U_{КП} U_{ГП} h_T}{R_k} \quad (52)$$

$$V_a = \omega_k R_k \quad (53)$$

$$R_k = \frac{P_T \omega_k R_k}{P_n R_k \omega_k} = \frac{P_T}{P_n} \quad (54)$$

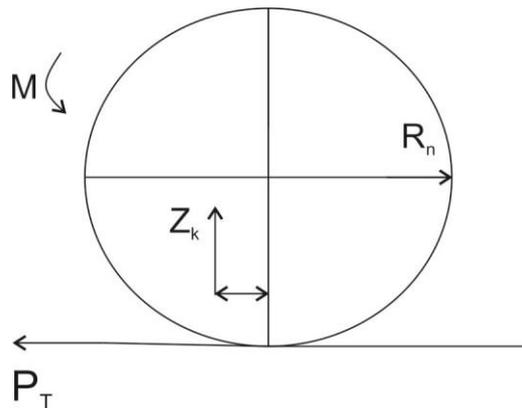


Рисунок 11 - Силы и моменты, действующие на колесо при нейтральном режиме качения колеса

$$R_k \frac{d\omega_k}{dt} = 0, \quad V_a = \text{const} \quad (55)$$

$$\begin{aligned} M &= Z_k a + P_T R_k \\ P_n &= P_f - P_T \rightarrow P_T = P_n - P_f \\ h_k &= \frac{P_T}{P_n} = \frac{P_n - P_f}{P_n} = 1 - \frac{P_f}{P_n} \\ P_T &= P_f + P_n + P_s + P_v \end{aligned} \quad (56)$$

от нагрузки
от дороги
от передачи
от скорости

1.11 Тормозной режим

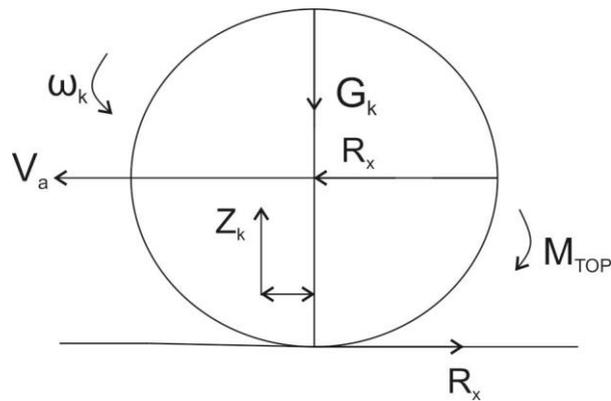


Рисунок 12 - Силы и моменты, действующие на колесо при тормозном режиме колеса.

1.12 Мощностной баланс колеса

«Колесо преобразует вращательные движения в поступательные, при этом происходит потеря мощности. Их можно найти, определив разность между мощностями, подводимой к колесу и передаваемой от колеса к автомобилю».[9]

«Итак, к ведущему колесу мощность подводится посредством крутящего момента M_k . Часть этой мощности затрачивается на сопротивление качения самого колеса, а другая – передается через ось корпусу машины, приведя его вместе с остальными частями машины силой P_T в поступательное движение со скоростью, равной скорости колеса V_k , поскольку в зоне контакта с опорной поверхностью происходит скольжение элементов шины, следует учесть расстояние при этом мощности

скольжения».[14], которая пропорциональна продольной силе P_T в контактной площадке и скорости скольжения V_S . Наконец, следует учесть и мощность затрагиваемую на разгон колеса.

Таким образом, мощностной баланс ведущего колеса можно описать следующим уравнением:

$$M_k \omega_k = M_f \omega_k + P_T V_k + P_T V_S + R_k \frac{d\omega_k}{dt} \omega_k \quad (57)$$

здесь $M_f = Z_k a$

Но изучите так. Умножают уравнение моментов на ω_k

$$M_k \omega_k = M_f \omega_k - P_T \omega_k R_k + \frac{R_k d\omega_k}{dt} \omega_k \quad (58)$$

Т.К $P_T = R_k$, то $P_T \omega_k R_k = R_k R_k \omega_a + P_T (\omega_k - \omega_a)$

и окончательно

$$M_k \omega_k = R_k R_k \omega_a + M_f \omega_k + P_T (\omega_k - \omega_a) R_k + \frac{R_k d\omega_k}{dt} \omega_k \quad (59)$$

где: $M_k \omega_k$ – мощность подводится к колесу

$R_k \omega_k R_k$ – мощность передаваемая корпусу автомобиля

$M_f \omega_k = Z_k a \omega_k$ - мощность затрагиваемая на качение колеса.

$P_T (\omega_k - \omega_a) R_k$ – мощность рассеивается при скольжении колеса

$\frac{R_k d\omega_k}{dt} \omega_k$ - мощность затрагиваемая на разгон колеса

Это уравнение отражает все режимы качения колеса.

Например, при свободном качении, отдающий первое и третье слагаемые уравнения, т.е к колесу подводится мощность, необходимая только для качения этого колеса.

При ведомом режиме $M_k = 0$

При нейтральном – мощность подводится не только через момент, но и силой $P_{\text{тол}}$

При тормозном режиме M_k и P_T – отрицательны.

КПД при установившемся движении колеса определяется:

$$\eta_k = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{позв}}} = \frac{R_k \omega_a R_k}{M_k \omega_k} = \frac{P_T V_a}{M_k \omega_k} \quad (60)$$

$$F_x = \frac{M}{R_k} = \frac{M_e U_{\text{кп}} U_{\text{гп}} \eta_T}{R_k} \quad (61)$$

$$V_a = \frac{\omega_e R_k}{U_{\text{гг}} U_{\text{гг}}}$$

Если $\omega_e = \omega_k$, то $\eta = \frac{P_T}{P_T}$, разница на силу P_f

$$V_a = \omega_a R_k \quad (62)$$

$$R_k = P_T^n$$

$$\eta_k = \frac{P_T \omega_a R_k}{M_k \omega_k} \quad \text{если заменить } M = P_T^n$$

$$\eta = \frac{P_T \omega_a R_k}{P_T^n \omega_k R_k} \rightarrow \eta = \frac{P_T}{P_T^n} \quad (63)$$

В результате проведенного анализа, выявлено, что КПД – является одной из важнейших характеристик в работе систем и агрегатов.

2 Исследовательская часть

Для определения КПД ведущего колеса автомобилей использовалась формула $\eta_k = \frac{P_T V_a}{M_k \omega_k}$. Для нахождения этих величин использовался тяговый расчет, P_T и V_a находились из графика Силового Баланса. Для нахождения момента на колесе M_k использовалась формула $M_k = M_e \cdot U_{ГП} \cdot U_{КП}$, M_e находилось из графика Внешней Скоростной Характеристики. Угловая скорость ω_k находилась по формуле $\omega_k = \frac{V_a}{r_k}$.

2.1 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при снаряженной массе

1) ГАЗ-3307

$$m = 3350 + 75 = 3425 \text{ – масса}$$

$$\omega_k = \frac{2}{0.483} = 4.135 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{32000 \cdot 2}{420 \cdot 6.17 \cdot 6.55 \cdot 4.135} = \frac{64000}{70186.12} = 0.91 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{16}{0.483} = 33.085 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{5000 \cdot 16}{420 \cdot 6.17 \cdot 1 \cdot 33.085} = \frac{80000}{85736.46} = 0.93 \text{ - высшая передача}$$

2) Гранта

$$m = 1075 + 75 = 1150 \text{ кг - масса}$$

$$\omega_k = \frac{7}{0.28} = 25 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{6300 \cdot 7}{145 \cdot 3.71 \cdot 3.63 \cdot 25} = \frac{44100}{48818.17} = 0.90 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{25}{0.28} = 89.28 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{1800 \cdot 25}{145 \cdot 3.71 \cdot 1 \cdot 89.28} = \frac{45500}{48028.17} = 0.93 \text{ - высшая передача}$$

3) Формула

$$m = 240 + 75 = 315 \text{ кг - масса}$$

$$\omega_k = \frac{23}{0.293} = 78.49 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{7000 \cdot 23}{410 \cdot 2.19 \cdot 2.5 \cdot 78.49} = \frac{161000}{176190.42} = 0.91 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{52}{0.293} = 177.47 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{3000 \cdot 52}{410 \cdot 2.19 \cdot 1.095 \cdot 177.47} = \frac{156000}{174488.59} = 0.90 \text{ - высшая передача}$$

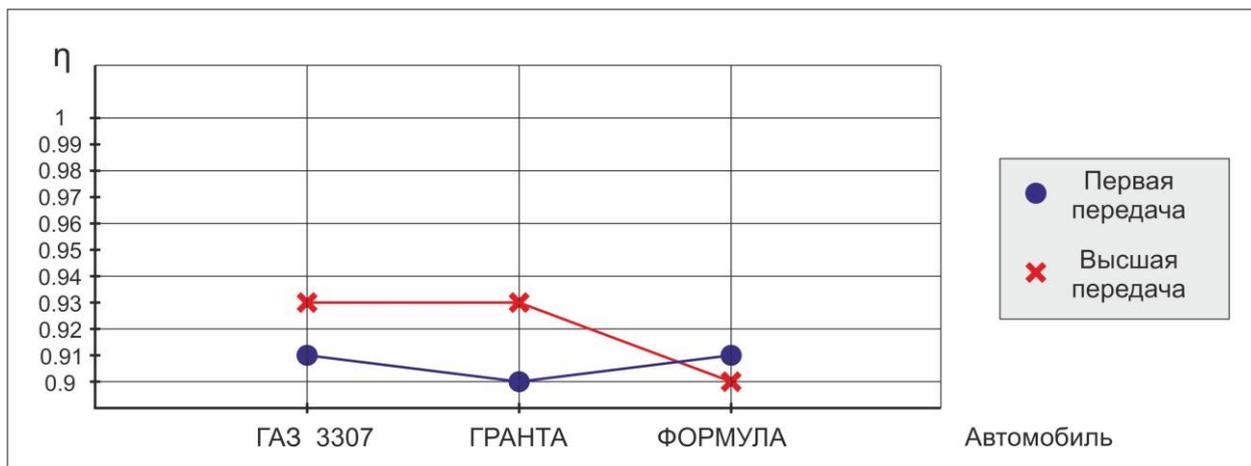


Рисунок 13 - Зависимость КПД от моделей автомобиля при снаряженной массе

Из графика (Рисунок 13) следует, что у ГАЗ-3307 КПД больше, чем у Гранты и Формулы. Так же при полученных значениях выявлено, что КПД на высшей передаче больше, чем на низшей передаче.

2.2 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при полной массе

1) ГАЗ-3307

$m = 7850 \text{ кг}$ – масса

$$\omega_k = \frac{2}{0.483} = 4.135 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{4300 \cdot 2}{550 \cdot 6.17 \cdot 6.55 \cdot 4.135} = \frac{86000}{91910.40} = 0.94 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{16}{0.483} = 33.085 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{7000 \cdot 16}{550 \cdot 6.17 \cdot 1 \cdot 33.085} = \frac{112000}{112273.94} = 0.99 \text{ - высшая передача}$$

2) Гранта

$m = 1450$ кг – масса

$$\omega_k = \frac{7}{0.28} = 25 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{6800 \cdot 7}{155 \cdot 3.71 \cdot 3.63 \cdot 25} = \frac{47600}{52185.78} = 0.91 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{25}{0.28} = 89.28 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{1900 \cdot 25}{155 \cdot 3.71 \cdot 1 \cdot 89.28} = \frac{47500}{51340.46} = 0.93 \text{ - высшая передача}$$

3) Формула

$m = 315$ кг – масса

$$\omega_k = \frac{23}{0.293} = 78.49 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{7000 \cdot 23}{410 \cdot 2.19 \cdot 2.5 \cdot 78.49} = \frac{161000}{176190.42} = 0.91 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{52}{0.293} = 177.47 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{3000 \cdot 52}{410 \cdot 2.19 \cdot 1.095 \cdot 177.47} = \frac{156000}{174488.59} = 0.90 \text{ - высшая передача}$$

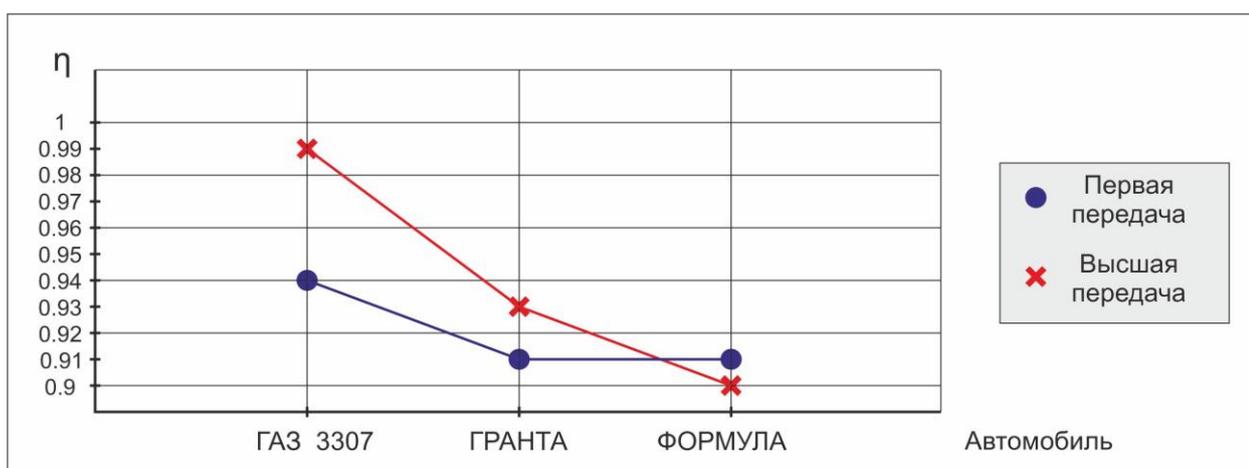


Рисунок 14 - Зависимость КПД от моделей автомобиля при полной массе

Из графика (Рисунок 14) следует, что у грузовых автомобилей КПД больше, чем у легковых. Так же при полученных значениях выявлено, что КПД на высшей передаче больше, чем на низшей передаче, а на первой передаче КПД гранты и формулы одинаковы.

2.3 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при 50 % от массы

1) ГАЗ-3307

$m = 3925$ кг – масса

$$\omega_k = \frac{2}{0.483} = 4.135 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{34000 \cdot 2}{430 \cdot 6.17 \cdot 6.55 \cdot 4.135} = \frac{68000}{71857.22} = 0.95 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{16}{0.483} = 33.085 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{5000 \cdot 16}{430 \cdot 6.17 \cdot 1 \cdot 33.085} = \frac{80000}{87777.81} = 0.91 \text{ - высшая передача}$$

2) Гранта

$m = 544$ кг – масса

$$\omega_k = \frac{7}{0.28} = 25 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{5500 \cdot 7}{125 \cdot 3.71 \cdot 3.63 \cdot 25} = \frac{38500}{42085.31} = 0.91$$

$$\omega_k = \frac{25}{0.28} = 89.28 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{1500 \cdot 25}{125 \cdot 3.71 \cdot 1 \cdot 89.28} = \frac{37500}{41403.6} = 0.90$$

3) Формула

$m = 123$ кг – масса

$$\omega_k = \frac{23}{0.293} = 78.49 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{6400 \cdot 23}{370 \cdot 2.19 \cdot 2.5 \cdot 78.49} = \frac{147200}{159001.11} = 0.93 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{52}{0.293} = 177.47 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{2800 \cdot 52}{370 \cdot 2.19 \cdot 1.095 \cdot 177.47} = \frac{145600}{157465.31} = 0.92 \text{ - высшая передача}$$

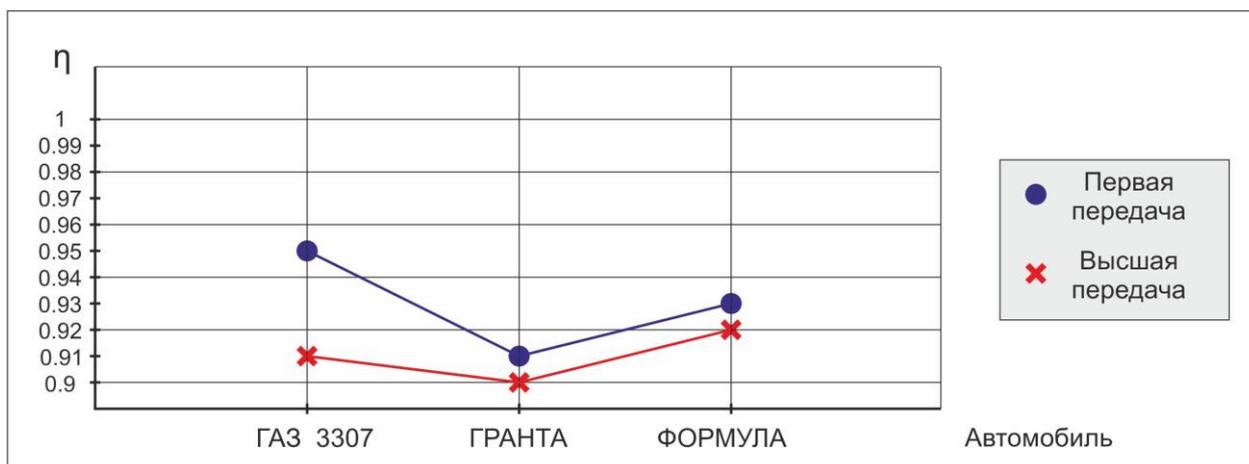


Рисунок 15 - Зависимость КПД от моделей автомобиля при 50% от массы

Из графика (Рисунок 15) следует, что у грузовых автомобилей КПД на первой передаче больше, чем у легковых, а на высшей передаче имеет промежуточное значение. Так же при полученных значениях выявлено, что КПД на низшей передаче больше, чем на высшей передаче.

2.4 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наименьшем радиусе качения

1) ГАЗ-3307

$r_k = 0.376$ – радиус качения

$$\omega_k = \frac{2}{0.376} = 5.319 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{3100 \cdot 2}{310 \cdot 6.17 \cdot 6.55 \cdot 5.319} = \frac{62000}{66637.41} = 0.93 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{12}{0.376} = 31.91 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{4900 \cdot 12}{310 \cdot 6.17 \cdot 1 \cdot 31.91} = \frac{58800}{61034.25} = 0.96 \text{ - высшая передача}$$

2) Гранта

$r_k = 0.266$ – радиус качения

$$\omega_k = \frac{6}{0.266} = 22.55 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{5700 \cdot 6}{120 \cdot 3.71 \cdot 3.63 \cdot 22.55} = \frac{34200}{36442.51} = 0.93 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{20}{0.266} = 75.18 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{1600 \cdot 2}{120 \cdot 3.71 \cdot 1 \cdot 75.18} = \frac{32000}{33470.13} = 0.96 \text{ - высшая передача}$$

3) Формула

$r_k = 0.249$ (-15%) – радиус качения

$$\omega_k = \frac{20}{0.249} = 80.32 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{5000 \cdot 20}{245 \cdot 2.19 \cdot 2.5 \cdot 80.32} = \frac{100000}{107739.24} = 0.92 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{45}{0.249} = 180.72 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{2200 \cdot 45}{245 \cdot 2.19 \cdot 1.095 \cdot 180.72} = \frac{99000}{106177.02} = 0.93 \text{ - высшая передача}$$

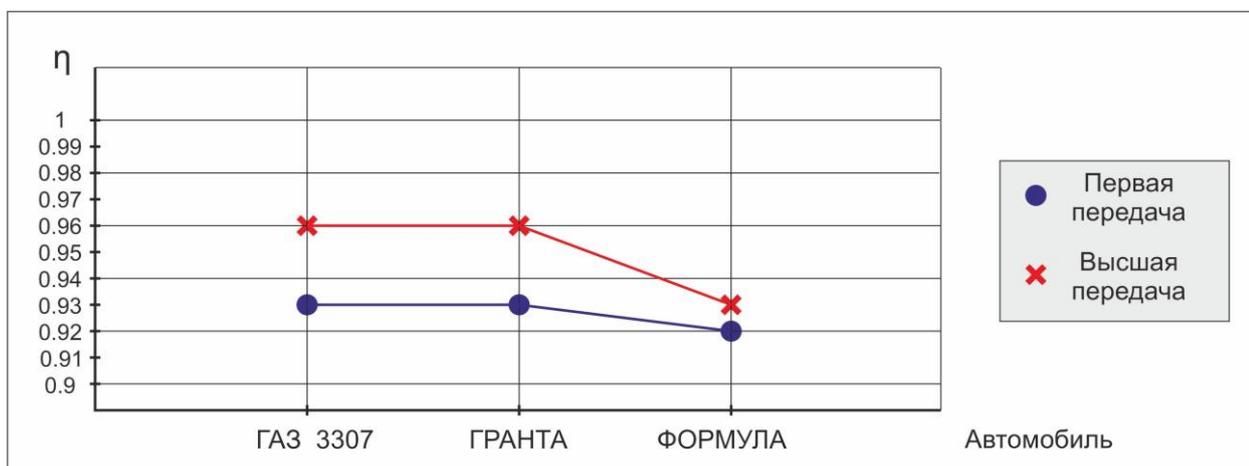


Рисунок 16 - Зависимость КПД от моделей автомобиля при
минимальном радиусе качения

Из графика (Рисунок 16) следует, что у ГАЗ-3307 и Гранты абсолютно одинаковые значения КПД, а у Формулы чуть меньше. Так же при полученных значениях выявлено, что КПД на высшей передаче больше, чем на низшей передаче.

2.5 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наибольшем радиусе качения

1) ГАЗ-3307

$r_k = 0.603$ – радиус качения

$$\omega_k = \frac{3}{0.603} = 4.975 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{60000 \cdot 3}{970 \cdot 6.17 \cdot 6.55 \cdot 4 \cdot 975} = \frac{180000}{195025.44} = 0.92 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{18}{0.603} = 29.85 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{9000 \cdot 18}{970 \cdot 6.17 \cdot 1 \cdot 29.85} = \frac{162000}{178649.26} = 0.90 \text{ - высшая передача}$$

2) Гранта

$r_k = 0.288$ – радиус качения

$$\omega_k = \frac{7}{0.288} = 24.30 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{6600 \cdot 7}{155 \cdot 3.71 \cdot 3.63 \cdot 24.30} = \frac{46200}{50724.58} = 0.91 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{25}{0.288} = 86.80 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{1800 \cdot 25}{155 \cdot 3.71 \cdot 1 \cdot 86.80} = \frac{45000}{49914.34} = 0.90 \text{ - высшая передача}$$

3) Формула

$r_k = 0.336 (+15\%)$ – радиус качения

$$\omega_k = \frac{26}{0.336} = 77.38 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{8950 \cdot 26}{600 \cdot 2.19 \cdot 2.5 \cdot 77.38} = \frac{232700}{254193.3} = 0.92 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{60}{0.336} = 178.57 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{3900 \cdot 60}{600 \cdot 2.19 \cdot 1.095 \cdot 178.57} = \frac{234000}{256931.87} = 0.91 \text{ - высшая передача}$$

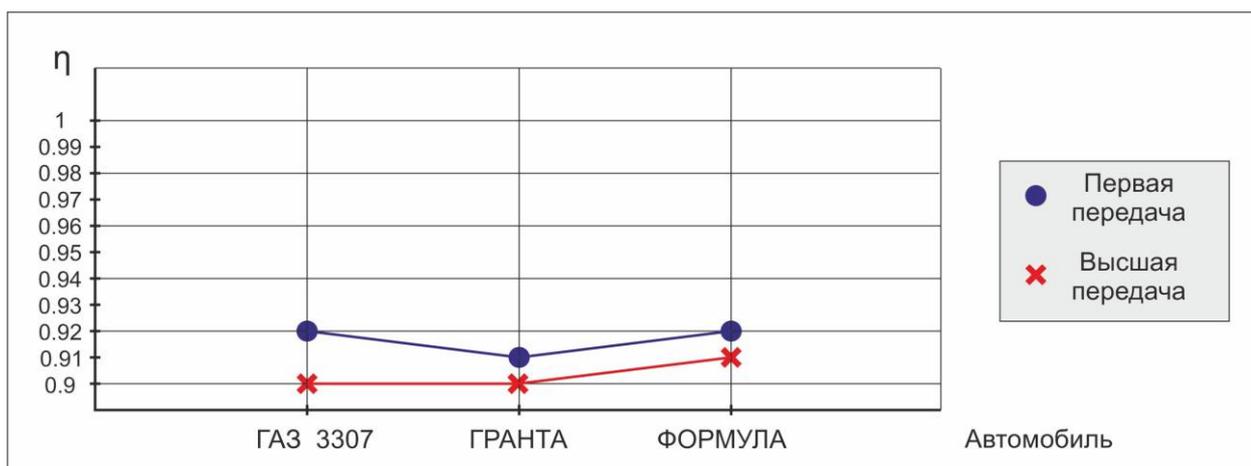


Рисунок 17 - Зависимость КПД от моделей автомобиля при максимальном радиусе качения

Из графика (Рисунок 17) следует, что на первой передаче у ГАЗ-3307 и Формулы одинаковое значение КПД, а у Гранты наименьшее, а на высшей передаче наоборот у ГАЗ-3307 и Гранты одинаковое значение, а у Формулы наибольшее. Так же при полученных значениях выявлено, что КПД на низшей передаче больше, чем на высшей передаче.

2.6 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наименьшей скорости

1) ГАЗ-3307

$$\omega_k = \frac{1}{0.483} = 2.07 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{30000 \cdot 1}{375 \cdot 6.17 \cdot 6.55 \cdot 2.07} = \frac{30000}{31370.97} = 0.95 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{4}{0.483} = 8.28 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{4500 \cdot 4}{375 \cdot 6.17 \cdot 1 \cdot 8.28} = \frac{18000}{19175.85} = 0.93 \text{ - высшая передача}$$

2) Гранта

$$\omega_k = \frac{2}{0.28} = 7.14 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{5800 \cdot 2}{130 \cdot 3.71 \cdot 3.63 \cdot 7.14} = \frac{11600}{12500.34} = 0.92 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{7}{0.28} = 25 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{1600 \cdot 7}{130 \cdot 3.71 \cdot 1 \cdot 25} = \frac{11200}{12057.5} = 0.93 \text{ - высшая передача}$$

3) Формула

$$\omega_k = \frac{22}{0.293} = 75.08 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{7000 \cdot 22}{410 \cdot 2.19 \cdot 2.5 \cdot 75.08} = \frac{154000}{168535.83} = 0.91 - \text{первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{52}{0.293} = 177.47 - \text{угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{3100 \cdot 52}{410 \cdot 2.19 \cdot 1.095 \cdot 177.47} = \frac{161200}{174488.59} = 0.92 - \text{высшая передача}$$

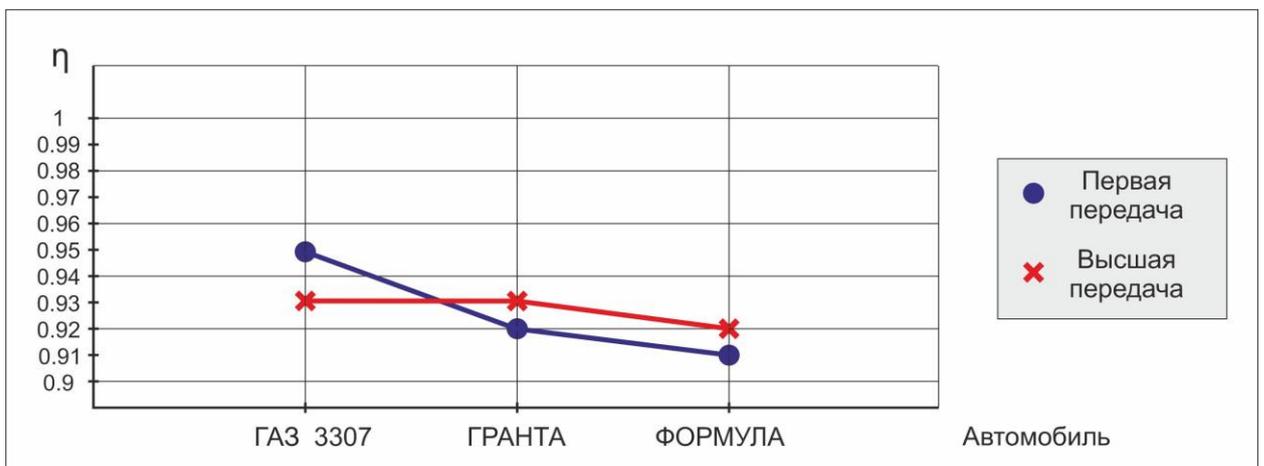


Рисунок 18 - Зависимость КПД от моделей автомобиля при минимальной скорости

Из графика (Рисунок 18) следует, что на первой передаче ГАЗ-3307 имеет максимальное значение, Гранта промежуточное, а Формула наименьшее, а на высшей передаче у ГАЗ-3307 и Гранты одинаковое значение, а у Формулы наименьшее.

2.7 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наибольшей скорости

1)ГАЗ-3307

$$\omega_k = \frac{5}{0.483} = 10.35 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{24000 \cdot 5}{305 \cdot 6.17 \cdot 6.55 \cdot 10.35} = \frac{120000}{127575.31} = 0.94 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{31}{0.483} = 64.18 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{3800 \cdot 31}{305 \cdot 6.17 \cdot 1 \cdot 64.18} = \frac{117800}{120777.13} = 0.97 \text{ - высшая передача}$$

2)Гранта

$$\omega_k = \frac{13}{0.28} = 46.42 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{4600 \cdot 13}{105 \cdot 3.71 \cdot 3.63 \cdot 46.42} = \frac{59800}{65640.96} = 0.91 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{45}{0.28} = 160.71 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{1300 \cdot 45}{105 \cdot 3.71 \cdot 1 \cdot 160.71} = \frac{58500}{62604.58} = 0.93 \text{ - высшая передача}$$

3)Формула

$$\omega_k = \frac{40}{0.293} = 136.51 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{5200 \cdot 40}{300 \cdot 2.19 \cdot 2.5 \cdot 136.51} = \frac{208000}{224217.67} = 0.93 \text{ - первая передача}$$

$$\omega_k = \frac{90}{0.293} = 307.16 \text{ - угловая скорость}$$

$$\eta = \frac{2200 \cdot 90}{300 \cdot 2.19 \cdot 1.095 \cdot 307.16} = \frac{198000}{220975.51} = 0.90 \text{ - высшая передача}$$

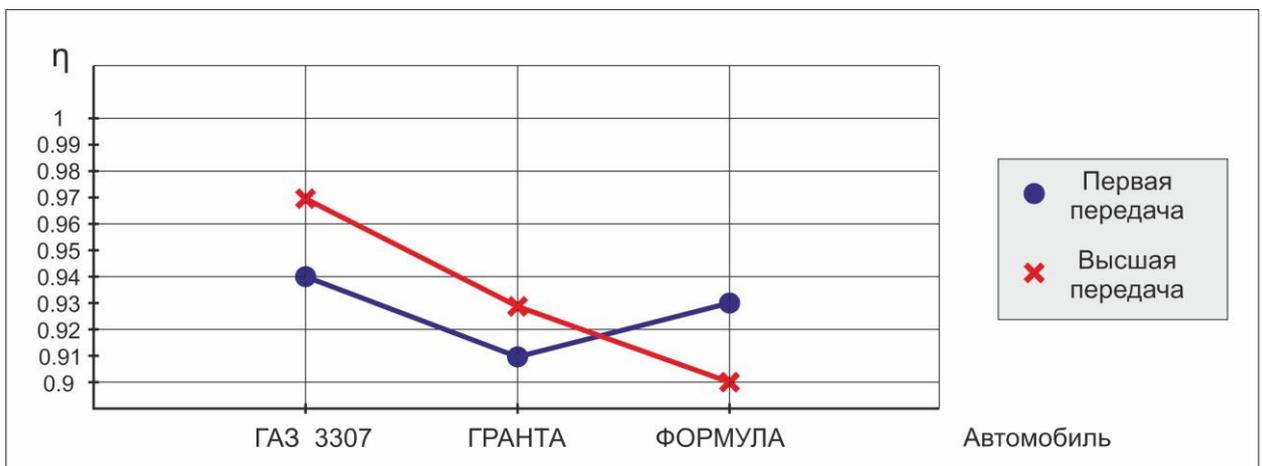


Рисунок 19 - Зависимость КПД от моделей автомобиля при максимальной скорости

Из графика (Рисунок 19) следует, что на первой и высшей передаче ГАЗ-3307 имеет максимальное значение, Гранта на первой передаче наименьшее, а на высшей передаче промежуточное, а

Формула единственный автомобиль у которого значение КПД на первой передаче больше, чем на высшей передаче.

Проведено исследование влияния различных параметров на величину КПД ведущего колеса различных автомобилей с помощью тягового расчета.

3 Безопасность и экологичность технического объекта

3.1 Обеспечение безопасности шин

Основным документом, регламентирующим безопасность шин в автомобилестроении является 30 Правило ЕЭК ООН.

В Российской Федерации выпущен Государственный стандарт Российской Федерации ГОСТ Р 41.30-99 (**Правила ЕЭК ООН N 30**) "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения шин для автомобилей и их прицепов" (принят и введен в действие постановлением Госстандарта РФ от 26 мая 1999 г. N 184), который полностью воспроизводит требования Правил ЕЭК ООН в отношении шин.

Указанные правила распространяются на новые пневматические шины, предназначенные преимущественно, но не исключительно, для транспортных средств категорий M₁, O₁ и O₂.

3.2 Экологическая безопасность шин

«Автомобильные шины несут серьезную угрозу здоровью людей при эксплуатации, ремонте и утилизации». [23]

«Автомобильная шина — один из наиболее важных элементов колеса, представляющая собой упругую резино-металло-тканевую оболочку, установленную на обод диска». [23]

«Основные риски сопряжены с химическим составом шин. Сырьевые материалы, используемые в производстве шин, оказывают неблагоприятное воздействие на окружающую среду и здоровье человека». [23]

«Резиновая шина состоит в основном из синтетического каучука, который производится из нефти, треть резиновой смеси из технического углерода, масла и смолы и пр. элементов. Мономеры и полимеры, которые производятся при производстве шин, являются очень токсичными». [23]

«В пыль, в процессе износа резины, превращается 20—25% всей массы автопокрышек. Эта пыль попадает в легкие, через опущенные стекла в салоны автомобилей, пассажирских автобусов, через открытые окна — в стоящие вдоль дорог здания. В шинной пыли присутствует твердый канцероген — бензпирен. Он обладает хорошими абсорбционными свойствами и легко может попасть вместе с пищей в желудок. Кроме того, в момент отрыва частиц шины от ее поверхности в результате трения дорогой происходит активное выделение и других канцерогенов - газообразных п-нитрозаминов». [23]

«Основным материалом, который применяется для строительства верхних слоёв дорожного покрытия, является асфальтобетон. При движении автомобилей происходит износ верхних слоёв дорожного покрытия. При качении колёс, а особенно их торможении происходит значительное стирание дорожного покрытия, при котором отрываются мелкие частицы асфальтобетона и тоже способствуют образованию в воздухе пыли». [23]

«Даже не находясь в эксплуатации, шины, лежа на солнце выделяют в почву и воздух до 15 наименований вредных веществ. В воздушную среду выделяется из шин бензапирен (вещество первого класса опасности), нитрозамины (канцерогены, мутагены — вызывают онкологические заболевания), фенолы (токсичные вещества) ». [23]

«Использованные шины относятся к химическим отходам, к классу горючие твердые вещества. Резина не подвергается биологическому разложению, огнеопасна, и в случае возгорания погасить её достаточно

сложно, а при долгом контакте с водой, дождем выделяет химические агенты, в почву, в воздух. Основные материалы, используемые в полимерном производстве резины, такие как бутадиен и стирол, и многие добавки к полимерам могут вызывать системные токсические эффекты. Токсины, которые освобождаются при разложении шин, намеренном сжигании или случайных пожарах загрязняют воду, воздух и почву. Даже несмотря на то, что в Российской Федерации действует порядок утилизации шин, незаконный сброс по-прежнему имеет место, нанося урон окружающей среде».[12]

3.3 Проблема утилизации шин

«Утилизация и переработка изношенных шин приобретает все большее экологическое и экономическое значение в России. Количество автомобилей растёт, а значит и увеличивается количество изношенных, требующих утилизации покрышек. Для автомобилей, шины это расходный материал, при их полном или частичном износе они меняются на новые. Изношенные покрышки, как и другие ТБО требует надлежащей утилизации и переработки, это самый объемный вид резиновых отходов на нашей планете. Изношенные покрышки должны утилизироваться только на специализированных предприятиях, так как по действующему законодательству такие отходы относятся к 4 классу опасности. Старые покрышки нельзя сжигать на мусоросжигательном заводе, шины нельзя сдать на общую свалку, захоронить в грунт или складировать полигоне. Однако на сегодняшний день, при наличии нормативной законодательной базы, проблема с утилизацией автомобильных покрышек не решена. Основной проблемой утилизации и рециклинга резиновых отходов и в частности шин является недостаточное внедрение эффективных технологий переработки данного вида вторсырья ».[26] «Важными элементами утилизации резиновых шин являются:

1. Экологичность утилизации и безопасность для работающего персонала. В окружающую среду не должно выбрасываться вредных выделений в недопустимых концентрациях. Технология утилизации покрышек должна решать проблему загрязнения .
2. Утилизация покрышек должна совмещаться с производством вторичного сырья. В результате переработки шин во вторсырье, экономятся природные ресурсы, в чем заинтересованно государство. Переработка покрышек путем сжигания в печах запрещена. Другими словами, отходы шин должны стать продуктом вторичной переработки.
3. Помимо вышеперечисленного фактора, технология переработки шин должна быть максимально эффективной в плане стоимости и качества получаемого вторсырья или готовой продукции. Утилизация шин должна оцениваться по принципу: чем выше рыночная стоимость вторсырья после переработки, тем эффективней технология.
4. Утилизация шин должна быть экологически эффективной. Здесь три стороны. Первая, это прибыль с платного приема на переработку изношенных шин и РТИ. Вторая — прибыль от реализации произведенного вторсырья (резиновой крошки). Третья это прибыль с пр-ва и реализации готовой продукции из резиновой крошки.
5. Технология утилизации шин должна быть доступной для малого и среднего бизнеса, не дорогостоящей, приносить адекватную прибыль вложенным средствам, быстро окупаться».[26]

3.4 Способы утилизации покрышек

«Утилизация автомобильных покрышек и других резиновых изделий – процесс, для осуществления которого наиболее рациональными на

сегодняшний день являются методы механической переработки в крошку и криогенной переработки.



Рисунок. 20 - Способы утилизации покрышек

В первом случае осуществляются:

1. Подготовка к дроблению: отделение металлокорда, разрезание изделия на части.
2. Дробление в крошку (обычно происходит в 2 этапа).
3. Сортировка фракций.

В процессе используется такое основное оборудование для утилизации шин, как гильотина, шредер или дробилка.



Рисунок.21 - Способы утилизации покрышек

Во втором методе первый этап такой же, как в методе механического измельчения в крошку. Далее следуют такие этапы:

1. Загрузка подготовленных резиновых материалов в криогенную камеру с жидким азотом.
2. Затвердевание материала (температура -110°C).
3. Измельчение застывшей резины пневматическим или паровоздушным молотом.
4. Сортировка измельченных металлических, текстильных и резиновых компонентов, дополнительное дробление резины на крошку.

Также при любом способе переработки в обязательном порядке осуществляется мойка шин перед утилизацией». [29]

В данном разделе были исследованы вопросы об обеспечении безопасности и экологичности шин, проблемы и способы утилизации шин.

4 Экономическое обоснование и эффективность проведения НИР

Для того чтобы верно провести научное исследование, необходимо организовать работу исполнителей, определить порядок проведения работ.

«Обоснование НИР определяется составлением плана работ, их последовательностью и трудоемкостью, а также в определении количества ответственных исполнителей и составлении графика выполнения работ». Для этого работы сформируем в этапы и стадии и составим таблицу 1.

Таблица 1 – Этапы проведения работ

№ стадии	Наименование стадии	№ этапа работ	Наименование этапа работ
1	2	3	4
1	Обоснование темы исследования	1.1	Сбор информации по теме исследования;
		1.2	Составление обзора состояния вопроса по теме исследования;
		1.3	Предварительное технико-экономическое обоснование целесообразности проведения исследования;
		1.4	Организационное обоснование НИР.

2	Теоретические исследования	2.1	Анализ исходных данных и источников информации;
		2.2	Составление частных методик для проведения исследования;

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4
		2.3	Теоретические исследования определения КПД ведущего колеса автомобилей.
3	Проведение исследования определения КПД ведущего колеса автомобилей.	3.1	Тягово-динамический расчет автомобилей ГАЗ-3307, Лада Гранта, Формула Студент;
		3.2	Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при снаряженной массе;
		3.3	Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при полной массе;
		3.4	Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при 50 % от массы ;
		3.5	Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наименьшем радиусе качения ;
		3.6	Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наибольшем радиусе качения;
		3.7	Анализ полученных данных;
		3.8	Оформление результатов.

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4
4	Экономическая оценка НИР и безопасности жизнедеятельности по результатам исследования	4.1	Расчет показателей экономической эффективности НИР;
		4.2	Определение безопасности и экологичности технического объекта;
		4.3	Согласование результатов работы с руководителем дипломного проектирования.

После того, как составлен перечень работ, определяется время на их выполнение, количество исполнителей, а также длительность всех циклов выполнения каждого этап и занесем результаты в таблицу 2.

Таблица 2

№ этапа работ	Трудоемкость, чел/дни	Количество исполнителей	Длительность работ, дни
1	2	3	4
1.1 Сбор информации по теме исследования	5	1	5
1.2 Составление обзора состояния вопроса по теме исследования	2	2	1
1.3 Предварительное технико-экономическое обоснование целесообразности проведения исследования	4	2	2

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
1.4 Организационное обоснование НИР	4	1	4
2.1 Анализ исходных данных и источников информации	2	2	1
2.2 Составление частных методик для проведения исследования	2	2	1
2.3 Теоретические исследования влияния определения КПД ведущего колеса автомобилей	3	1	3
3.1 Тягово-динамический расчет автомобилей ГАЗ-3307, Лада Гранта, Формула Студент;	2	1	2

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
3.2 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при снаряженной массе;	2	1	2
3.3 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при полной массе;	3	1	3
3.4 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при 50 % от массы;	3	1	3
3.5 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наименьшем радиусе качения ;	3	1	3
3.6 Расчет КПД ведущего колеса и построение графика зависимости КПД от модели автомобиля при наибольшем радиусе качения;	3	1	3

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
3.7 Анализ полученных данных	4	2	2
3.8 Оформление результатов	7	1	7
4.1 Расчет показателей экономической эффективности НИР	2	2	1
4.2 Определение безопасности и экологичности технического объекта	2	2	1
4.3 Согласование результатов работы с руководителем дипломного проектирования	2	2	1

Таблица 3 – Исходные данные для расчета затрат на проведение НИР

Наименование затрат	Единицы измерения	Величина
1. Директивное время на проведение НИР	месяц	3
2. Среднемесячные оклады $Z_{итр.i}$		
- научный руководитель	руб.	35000
- студент	руб.	9100
3. Страховые взносы в фонды $K_{страх.}$:		0,3
4. Стоимость 1 кВт/ч электроэнергии $C_{эл.}$	руб.	4,32

Затраты ВКР включают в себя текущие затраты на проведение

$$Z_{пред.НИР} = Z$$

исследования

$Z_{т.НИР}$ – текущие затраты на НИР;

К текущим затратам НИР относят:

- заработную плату исполнителей;
- страховые взносы в фонды;
- затраты на электроэнергию.

В выполнении НИР принимали участие студент и руководитель, заработная плата которых рассчитывается, исходя из месячного оклада и количества времени, затраченного на НИР, представленные в таблице 4.

Таблица 4 – Заработная плата исполнителей

№ п/п	Должность	Количество исполнителей, чел.	Оклад, руб	Час. ставка, руб.	Количество отработанных часов, ч.	Сумма ЗП, руб.
1	Научный руководитель		35000	200	40	8000
2	Студент		9100	64	52	3328
ИТОГО					92	11328

«Страховые взносы в фонды определяются в размере установленных процентов от общей суммы заработной платы руководителя» .

$$Z_{\text{страх.ф.}} = Z_{\text{зарпл.}} \cdot K_{\text{страх.}} = 11328 \cdot 0,3 = 3398 \text{ рублей}$$

Затраты на электроэнергию определяются произведением часовой тарифной ставки на количество отработанных часов.

$$Z_{\text{эл.}} = Ц_{\text{эл.}} \cdot n = 4,3 \cdot 230 = 989 \text{ рублей}$$

Согласно проведенным расчетам определяем суммарные затраты на выполнение НИР и результаты сводим в таблицу 5

Таблица 5 – Суммарные затраты НИР

№ п/п	Наименование затрат	Сумма, руб.
1	Заработная плата исполнителей	11328
2	Страховые взносы в фонды	3398
3	Электроэнергия	989
	Итого	15715

Таким образом затраты на проведение работы по исследованию определения коэффициентов полезного действия ведущего колеса автомобилей составили 15715 рублей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном дипломном проекте проведено исследование Коэффициента Полезного Действия (КПД) ведущего колеса различных автомобилей.

В ходе работы произведены расчет и анализ КПД ведущего колеса для 3-х разных автомобилей (ГАЗ-3307, Лада Гранта и Формула Студент) и построение графиков зависимости Коэффициента Полезного Действия (КПД) ведущего колеса от автомобиля при изменении массы, скорости и радиуса качения колеса.

Исследованы зависимости влияния массы, радиуса и скорости, передаточных чисел в коробке передач на величины коэффициента полезного действия (КПД) ведущего колеса.

Также в данной работе были рассмотрены вопросы в разделе безопасности и экологичности объекта. Такие как опасность использованных шин как химических отходов и проблемы их утилизации. Неблагоприятное воздействие на здоровье человека и окружающую среду в основном связано с химическим составом шин.

В разделе экономическое обоснование и проведение НИР были определены план работ, их трудоемкость и последовательность, количество ответственных исполнителей и составление графика выполнения. Было выявлено, что оптимальное время проведения – 33 дня, а затраты на выполнение проекта по исследованию определения коэффициентов полезного действия ведущего колеса автомобилей составили 15715 рублей.

По результатам проведенной работы подготовлены тезисы, для опубликования в сборнике «Дни студенческой науки ТГУ» под названием «Определение коэффициентов полезного действия ведущего колеса автомобилей». Автор: В.В. Чечевицын, научный руководитель Л.А. Черепанов.

Список используемой литературы

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора – машиностроителя / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1982. – 373 с.
2. Азовская, О.Н. Организация и управление производством: Учебно-методическое пособие / О.Н. Азовская, О.М. Сярдова. – Тольятти: ТГУ, 2008.- 42с.
3. Балабин, И.В. Испытания автомобилей / И.В. Балабин. – М. : Машиностроение, 1988.
4. Бесступенчатые трансмиссии [Электронный ресурс] – URL: http://k-a-t/ru/mdk.01.01_transmjssia/index.shtml (дата обращения: 15.03.2019)
5. Бесступенчатые коробки передач [Электронный ресурс] – URL: <http://www.autoopt.ru/articles/products/3076268/> (дата обращения: 01.02.2019)
6. Валхламов, В.К. Автомобили. Основы конструкции / В.К. Валхламов. – СПб. : Академия, 2008. – 529 с.
7. Гришкевич, А.И. Автомобили. Теория / А.И. Гришкевич. – М. : Высш. шк., 1986. – 208 с.
8. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Т3. / Б.В. Кисуленко, Ю.В. Дементьев, И.А. Венгеров – М.: Автополис-плюс, 2005. – 560 с.
9. Кравец, В.Н. Теория автомобиля: учеб. пособие./В.Н. Кравец; НГТУ.-Нижний Новгород, 2007.
10. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц. – 1984.
11. Метлюк, Н.Ф. Автоматика и автоматизация производственных процессов / Н.Ф. Метлюк. – Минск. : Высш. Школа, 1985. – 302 с.
12. Раймпель, Й. Шасси автомобиля / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1983. – 356 с.
13. Родионов, В.Ф. Легковые автомобили /В.Ф. Родионов, Б.А. Фиттерман. – М.: Машиностроение, 1973. – 490 с.

14. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов / В.П. Тарасик. – СПб. : БХВ – Петербург, 2006.
15. Трансмиссия автомобиля [Электронный ресурс] – URL: <http://systemsauto.ru/transmission/transmission.html> (дата обращения: 19.01.2019)
16. Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля / Л.А. Черепанов. – Тольятти. : ТолПИИ, 2001. – 40 с.
17. Automated Manual Transmission (AMT) [Электронный ресурс] – URL: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/drivetrain/transmissions/automated-manual-transmissions-amt/> (дата обращения: 22.05.2019)
18. Concepcion, M. Includes operating parameters, advantages and electronic components for all CVTs – 2nd edition / M. Concepcion. – Create Space Independent Publishing Platform, 2013. – 76 p.
19. Influence of friction characteristic on the performance of chain CVT drives [Электронный ресурс] – URL: https://www.researchgate.net/publication/228938062_Influence_of_friction_characteristic_on_the_performance_of_chain_CVT_drives (дата обращения: 12.05.2019)
20. Maten, J. Continuously Variable Transmission (CVT) / J. Maten, B Anderson. – SAE Internatioal, 2006. – 400 p.
21. What is a Continuously Variable Transmission (CVT) [Электронный ресурс] – URL: <http://www.edmunds.com/car-technology/cvt-enters-the-mainstream.html> (дата обращения: 24.04.2019)
22. <https://lektsia.com/4x6b9.html>
23. <https://moluch.ru/archive/124/34317/>
24. <https://ru.wikipedia.org/wiki/>
25. <https://slovaronline.com/browse/>
26. <http://www.stanki-ru.ru/poleznaya-informatsiya/ekologiya-i-utilizatsiya-shin.html>

27. <https://studfile.net/preview/2789387/page:8/>
28. https://studopedia.ru/14_6687_koeffitsient-poleznogo-deystviya-vedushchego-kolesa.html
29. <https://vtorothody.ru/pererabotka/avtomobilnyh-shin.html>
30. https://xstud.ru/192170/avtomobili/dinamika_veduschego_kolesa

Продолжение Приложения А

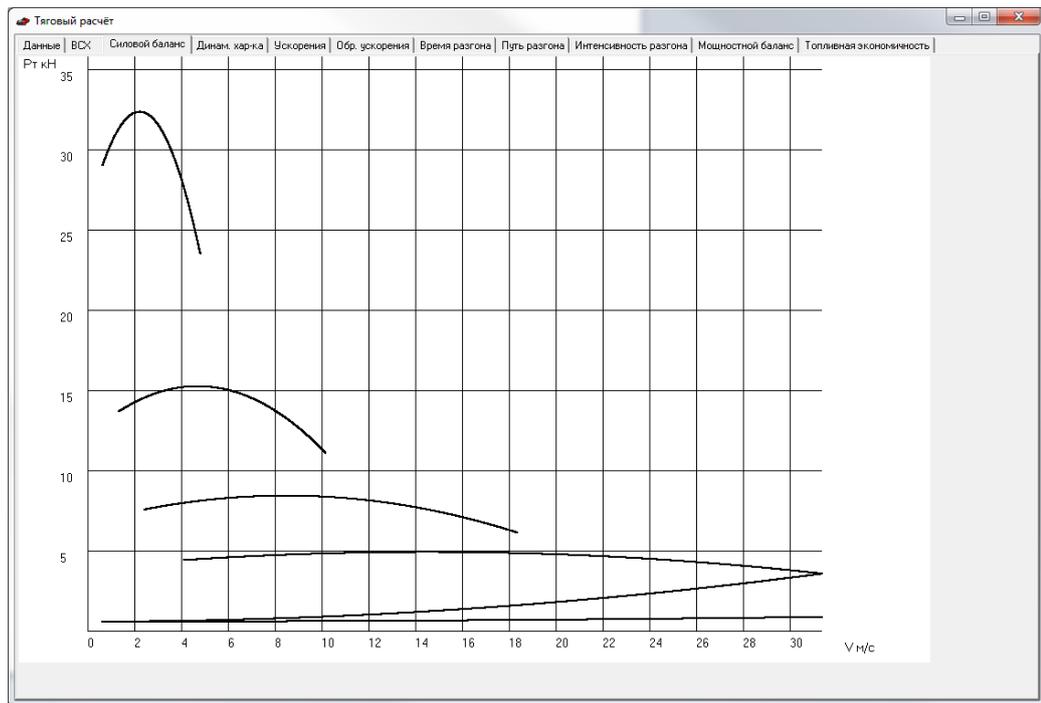


Рисунок А.2 - Силовой баланс



Рисунок А.3 - Динамическая характеристика

Продолжение Приложения А

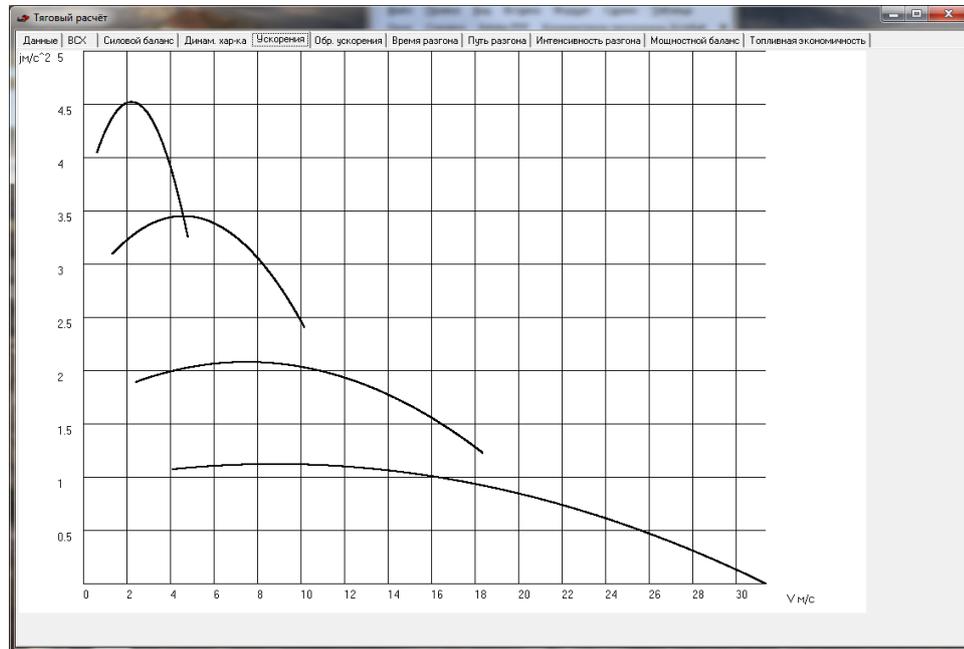


Рисунок А.4 – Ускорения

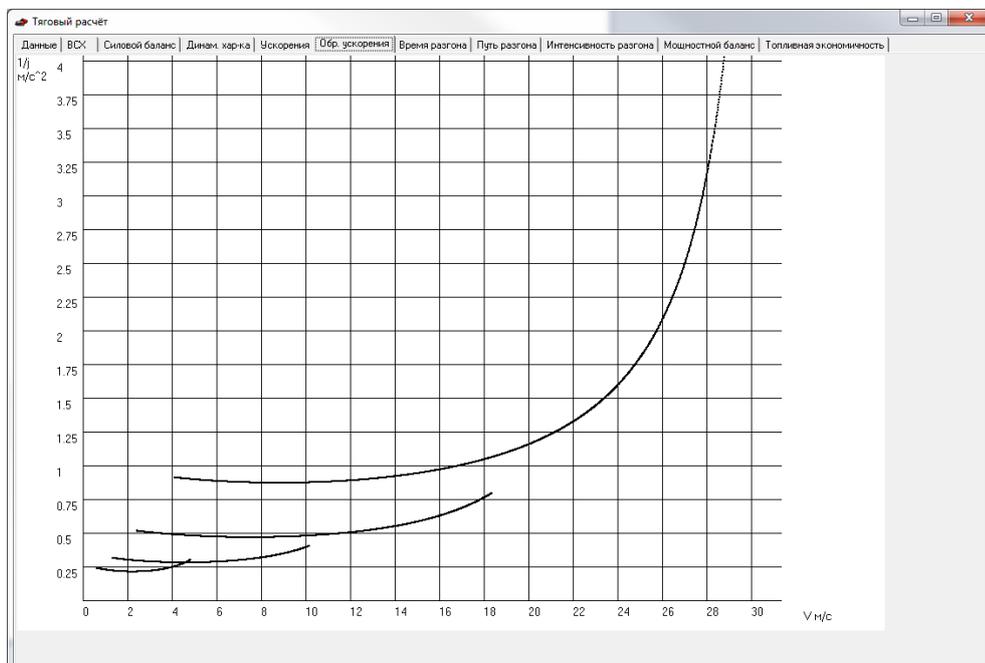


Рисунок А.5 - Обратные ускорения

Продолжение Приложения А

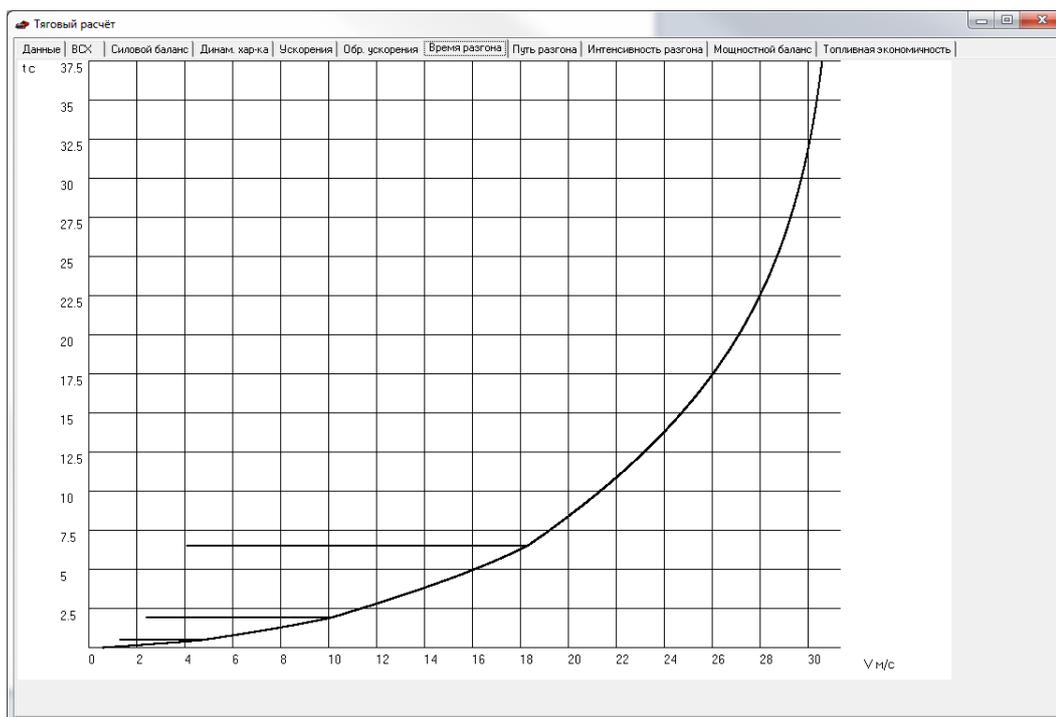


Рисунок А.6 - Время разгона

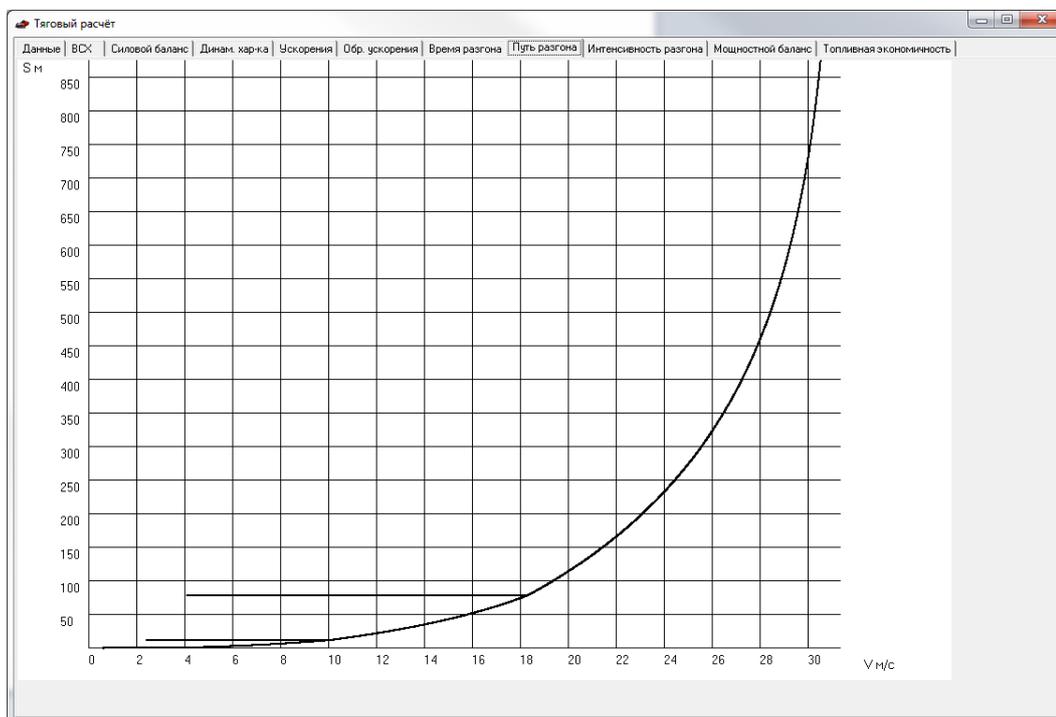


Рисунок А.7 - Путь разгона

Продолжение Приложения А

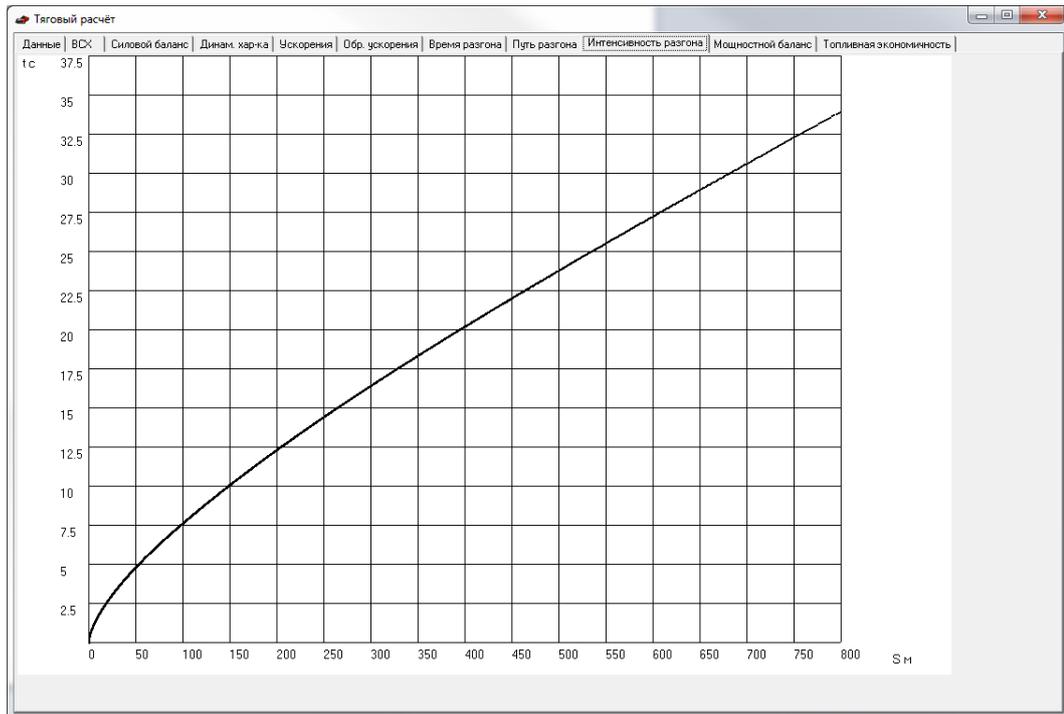


Рисунок А.8 - Интенсивность разгона

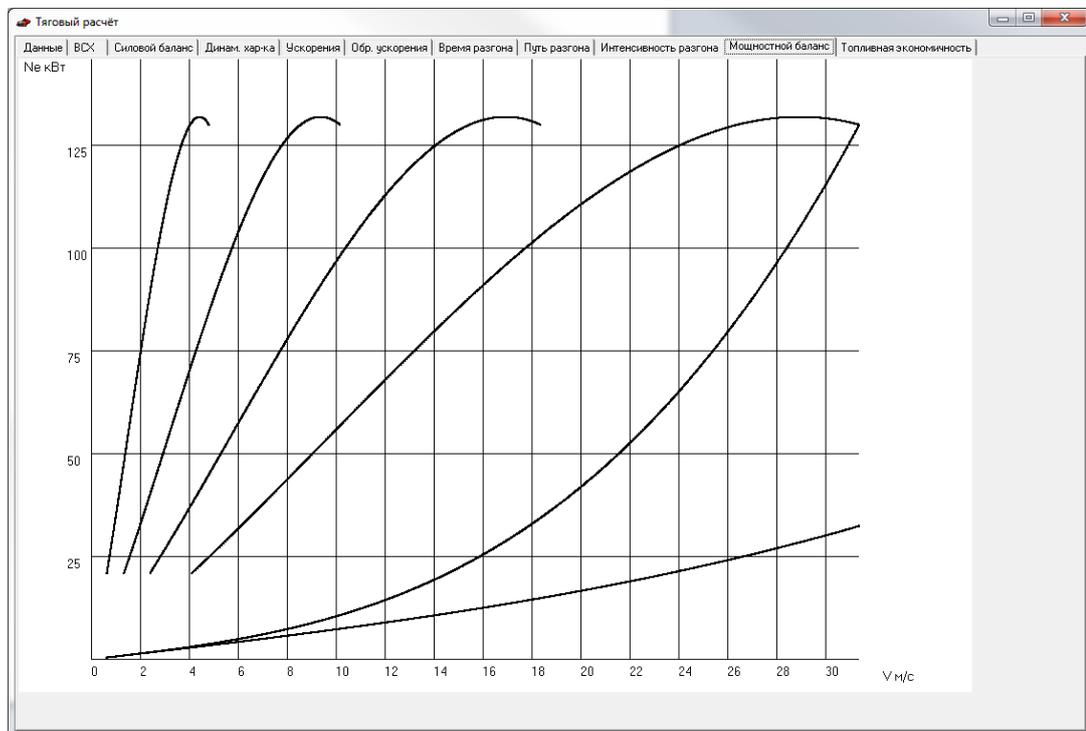


Рисунок. А.9 - Мощностной баланс

Продолжение Приложения А

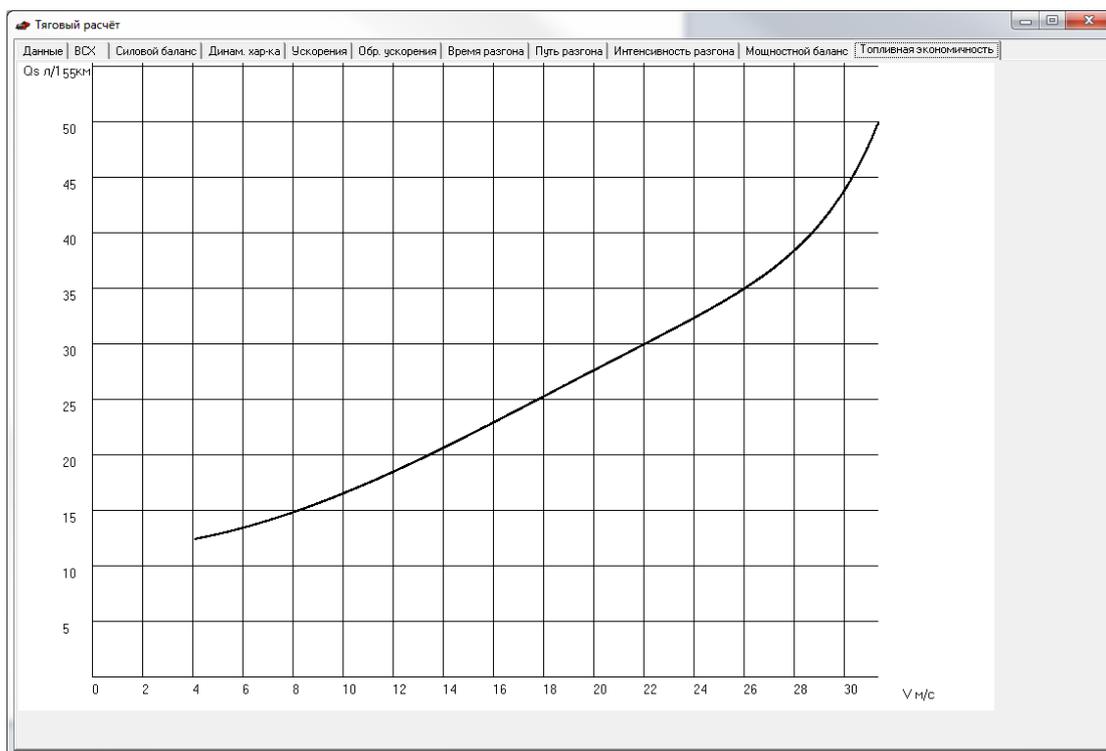


Рисунок А.10 - Топливная экономичность

Продолжение Приложения Б

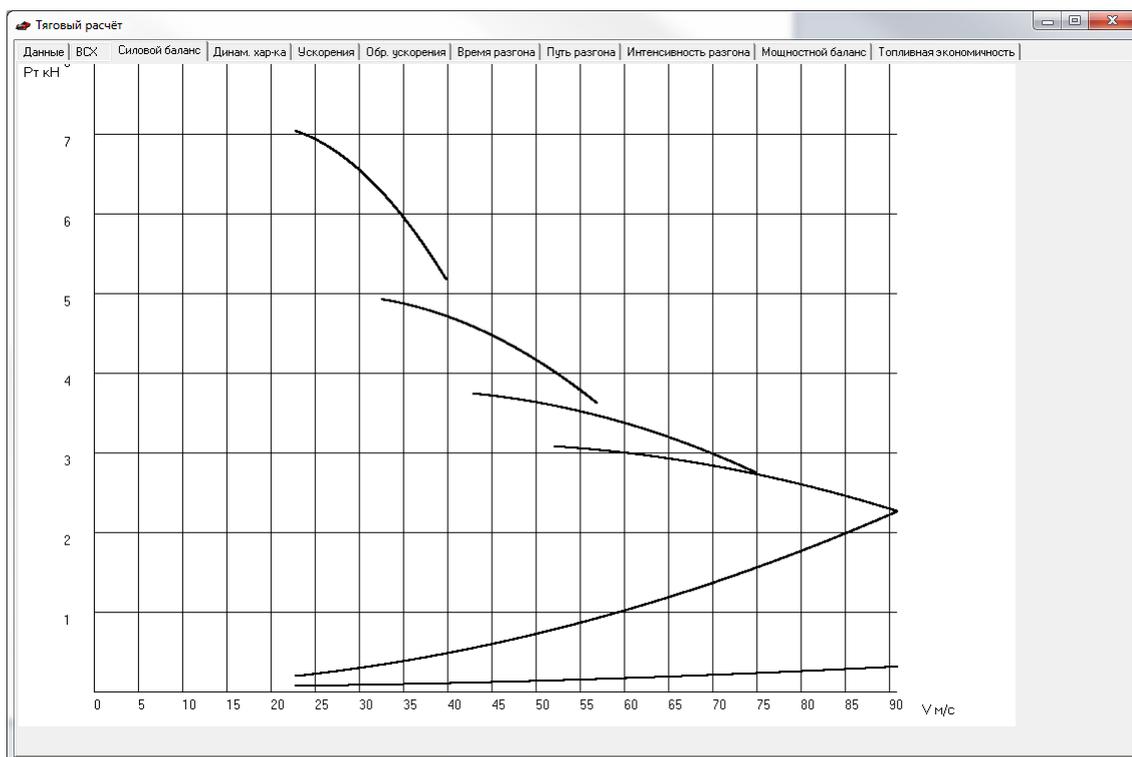


Рисунок Б.2 - Силовой баланс

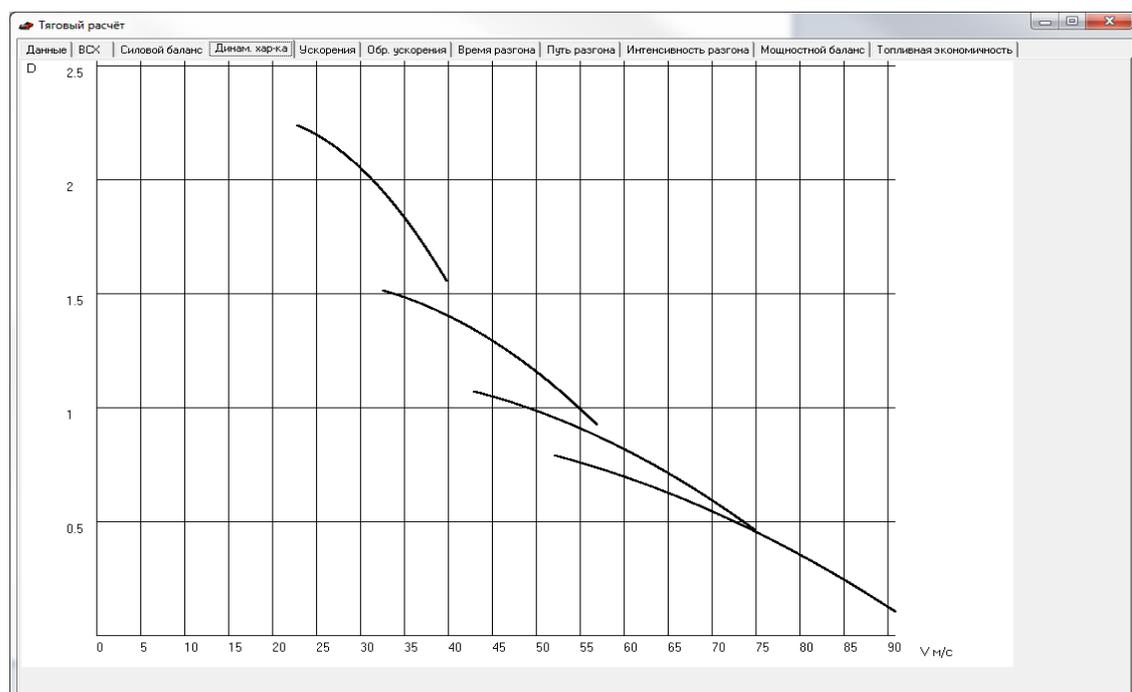


Рисунок Б.3 - Динамическая характеристика

Продолжение Приложения Б

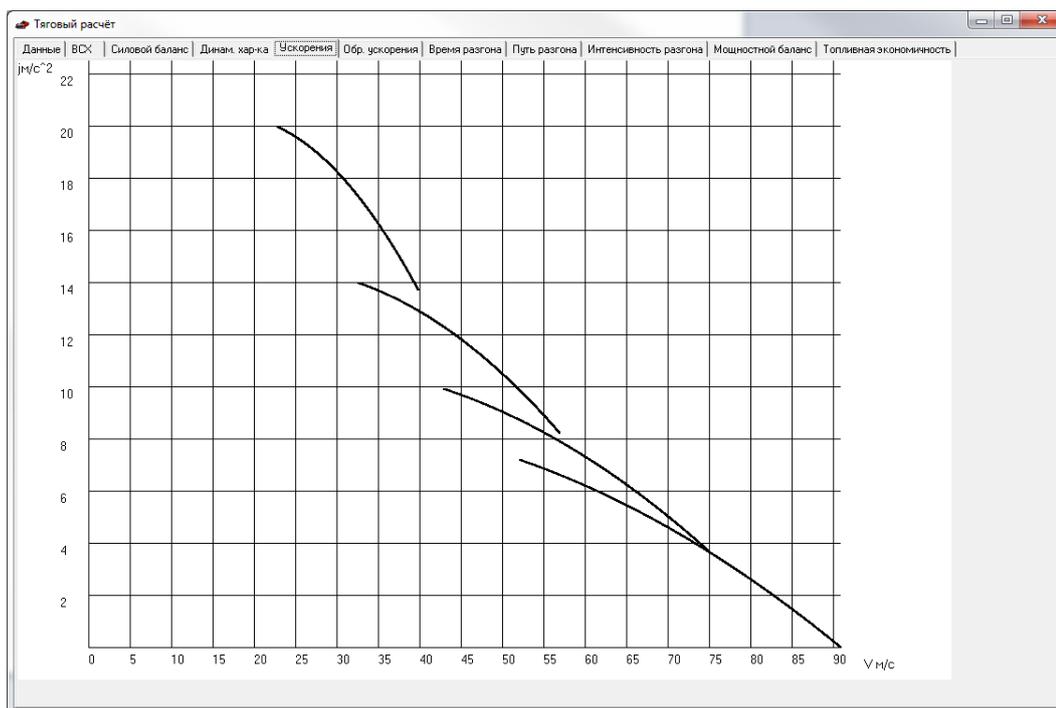


Рисунок Б.4 – Ускорения

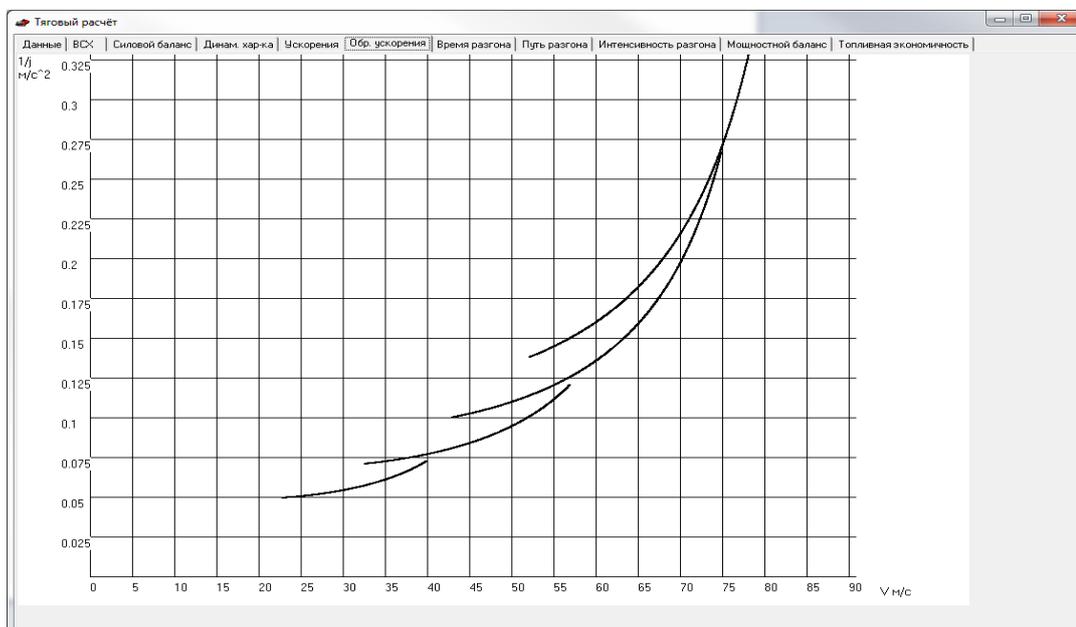


Рисунок Б.5 - Обратные ускорения

Продолжение Приложения Б

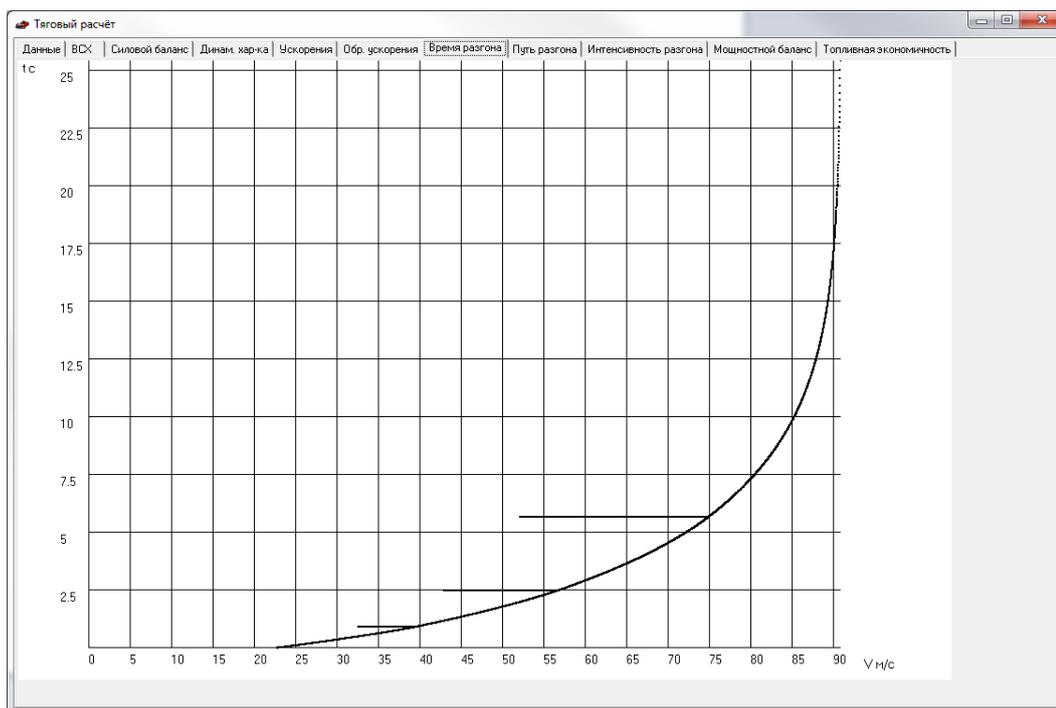


Рисунок Б.6 - Время разгона

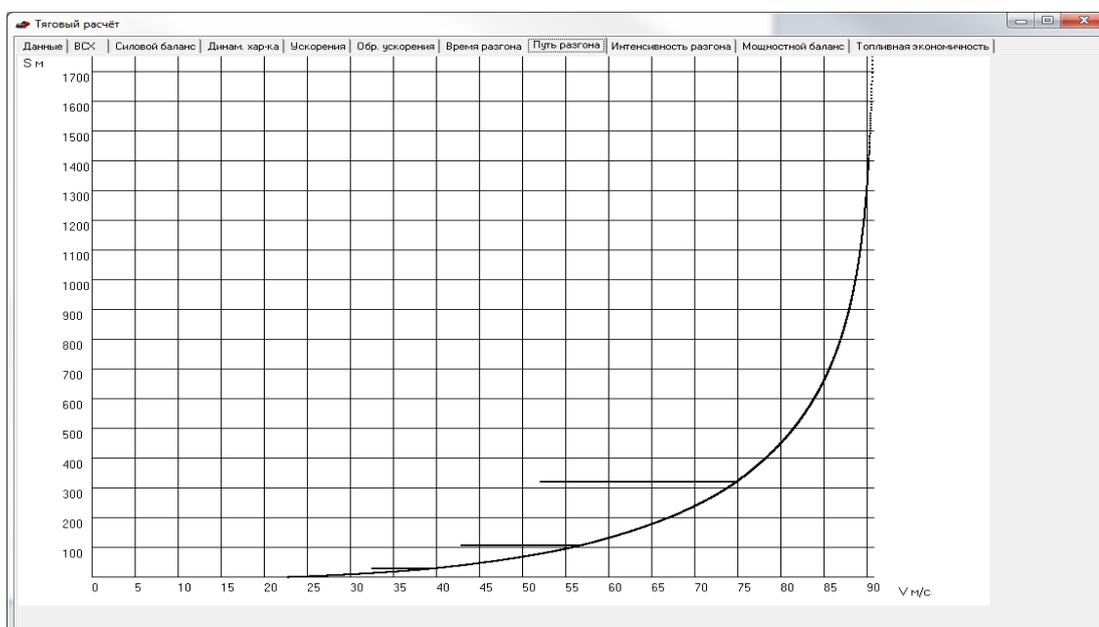


Рисунок Б.7 - Путь разгона

Продолжение Приложения Б

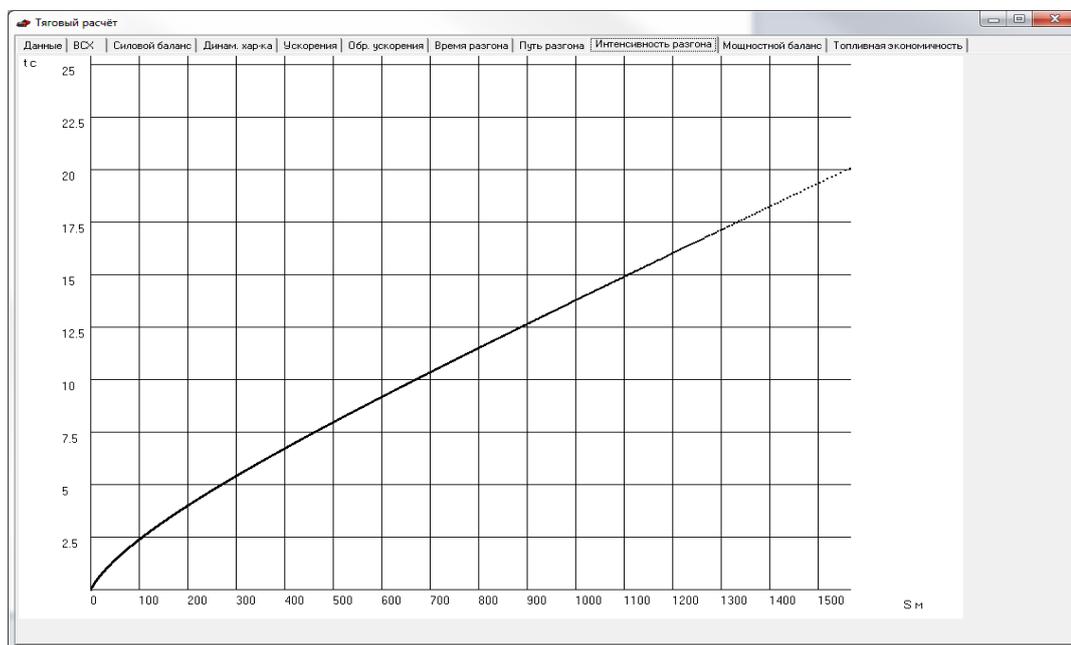


Рисунок Б.8 - Интенсивность разгона

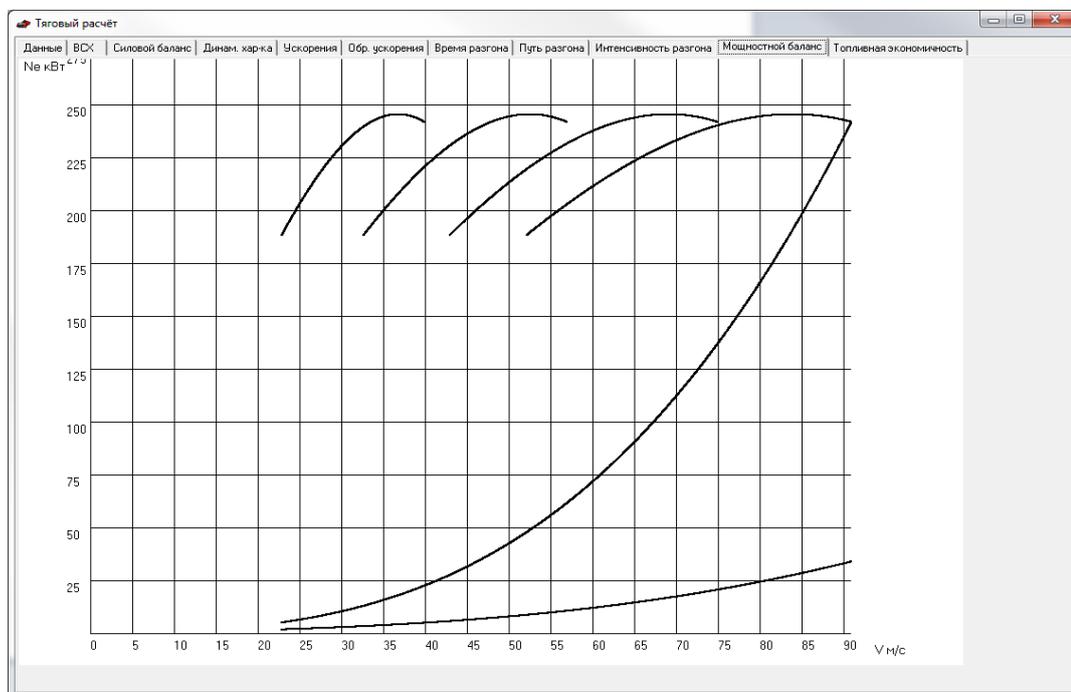


Рисунок Б.9 - Мощностной баланс

Продолжение Приложения Б

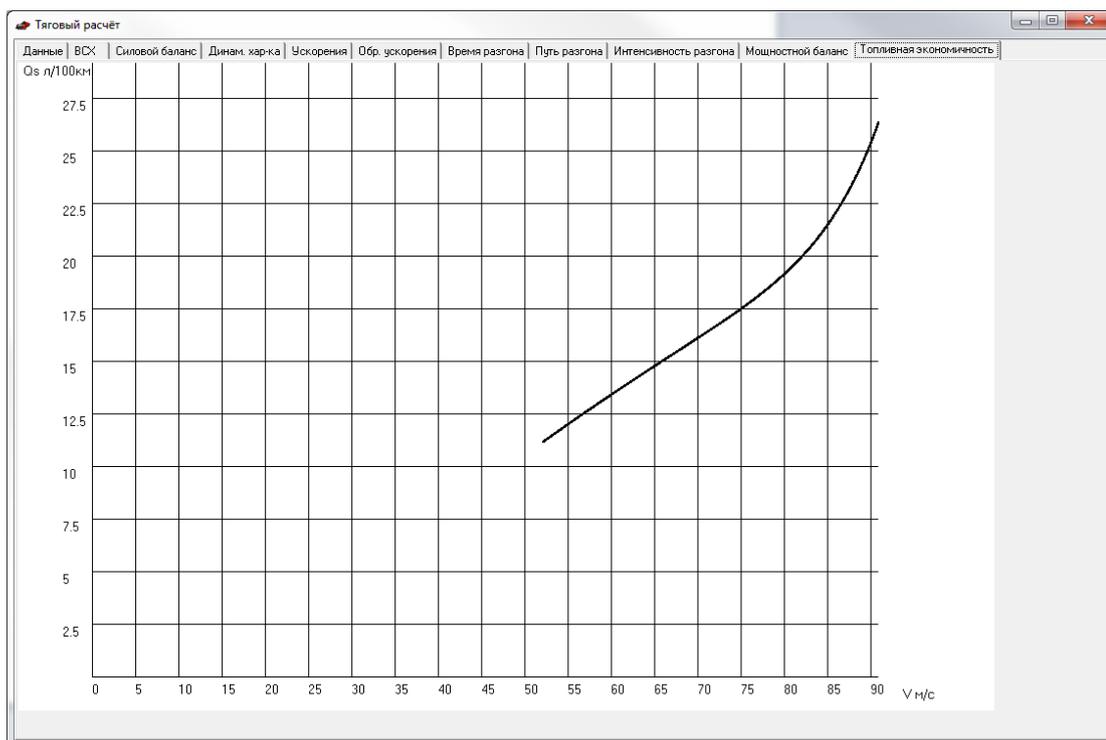


Рисунок Б.10 - Топливная экономичность

Продолжение Приложения В

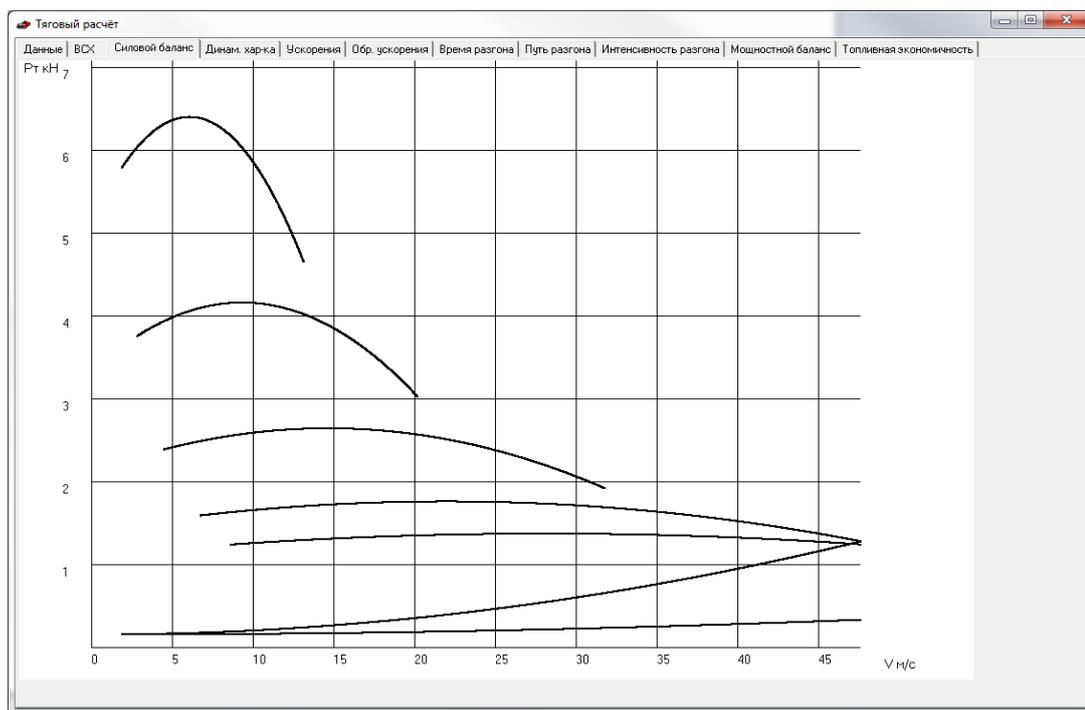


Рисунок В.2 - Силовой баланс

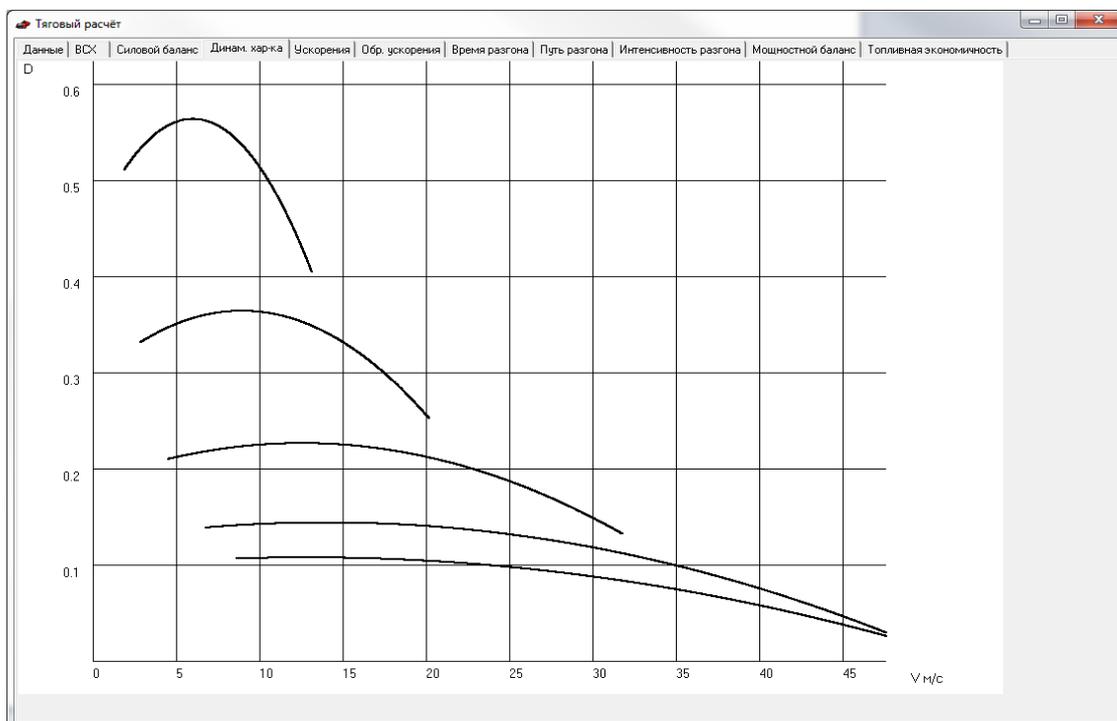


Рисунок В.3 - Динамическая характеристика

Продолжение Приложения В

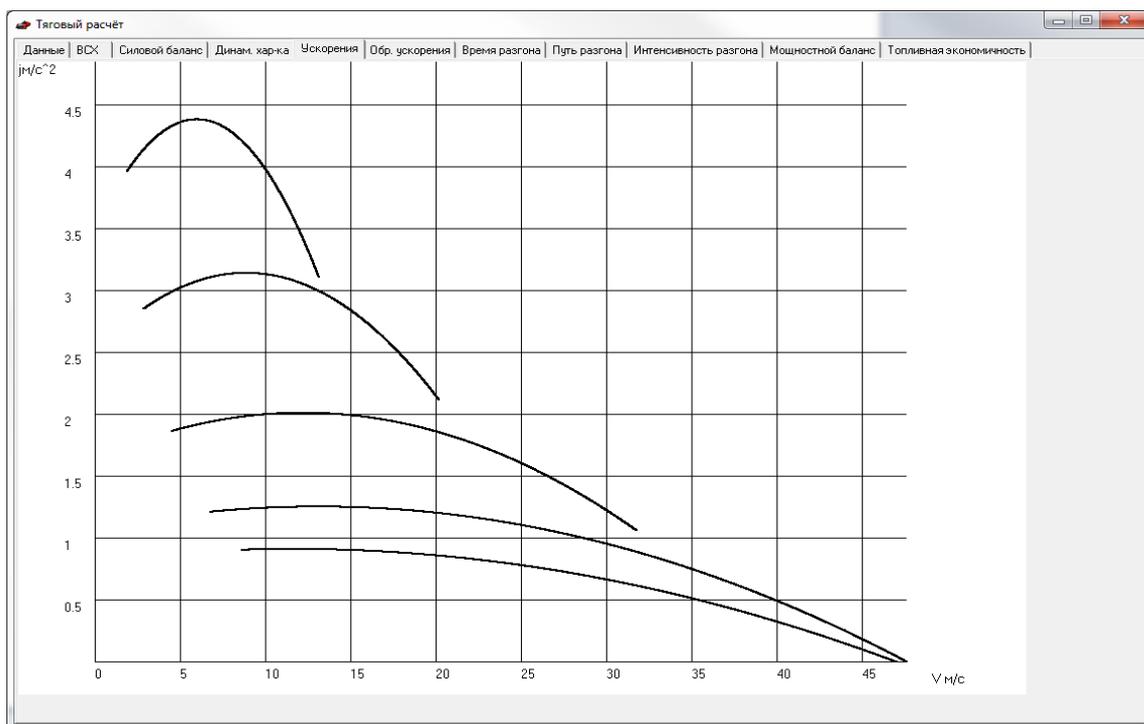


Рисунок В.4 – Ускорения

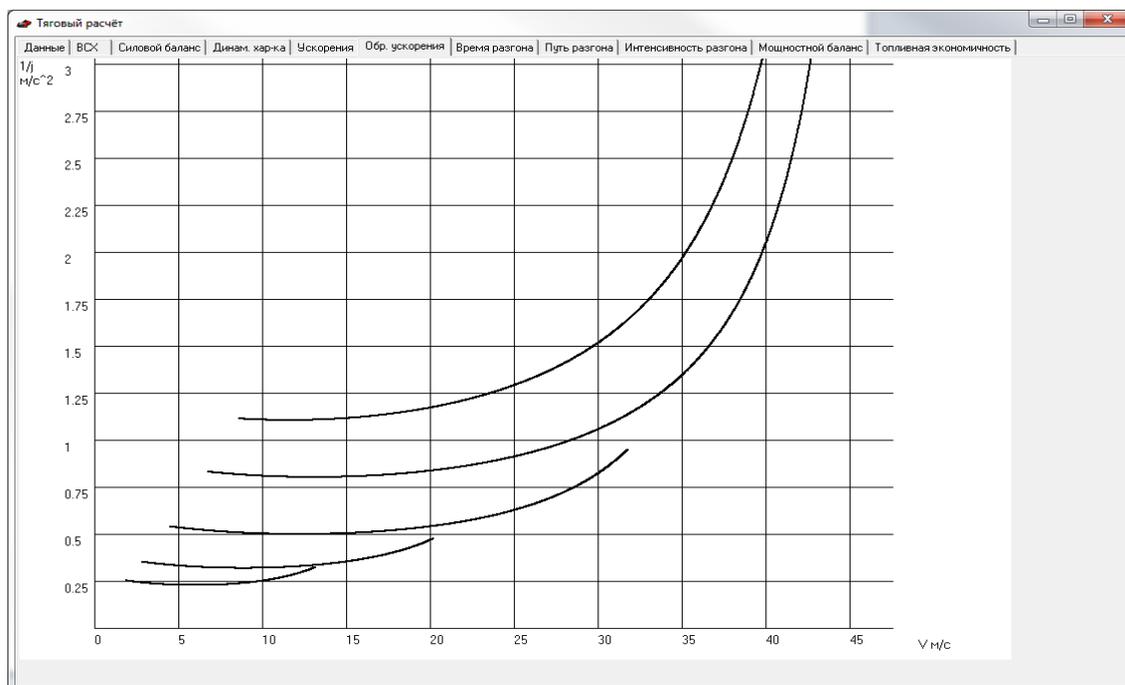


Рисунок В.5 - Обратные ускорения

Продолжение Приложения В

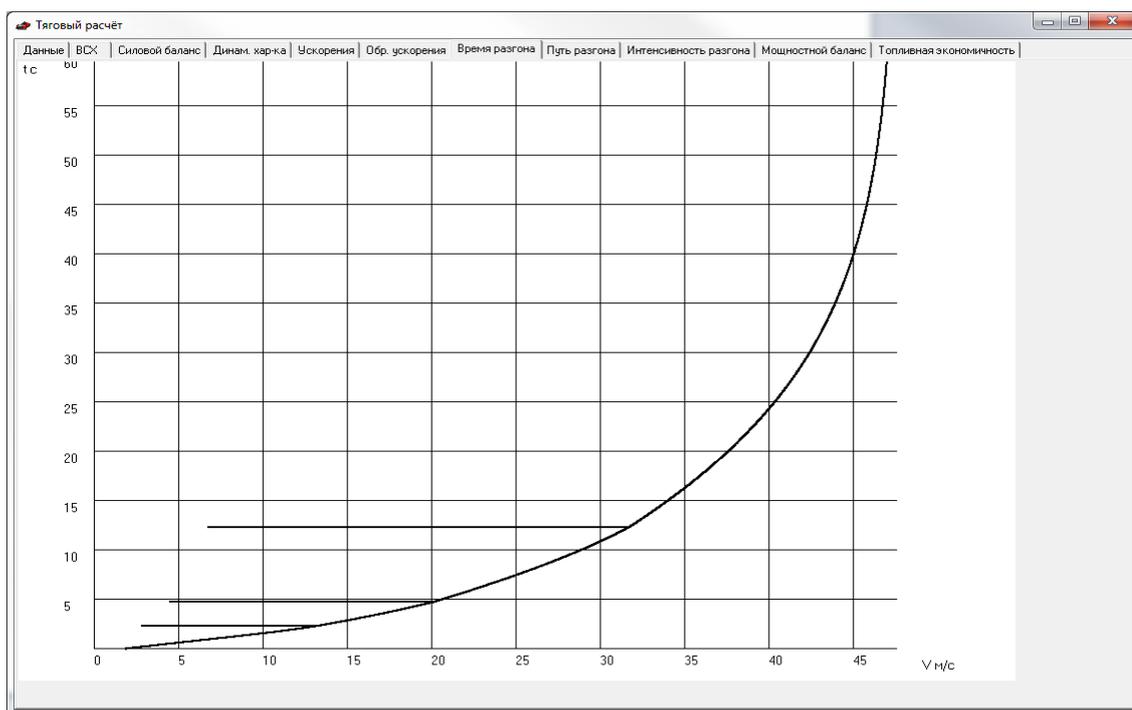


Рисунок В.6 - Время разгона

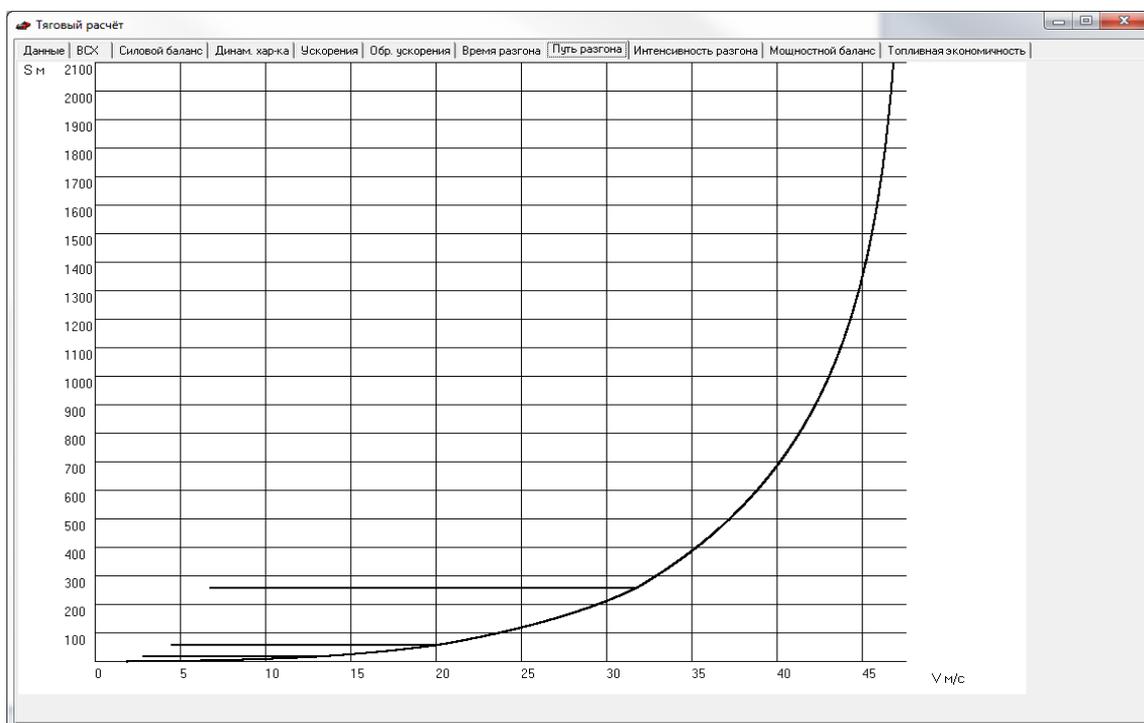


Рисунок В.7 - Путь разгона

Продолжение Приложения В

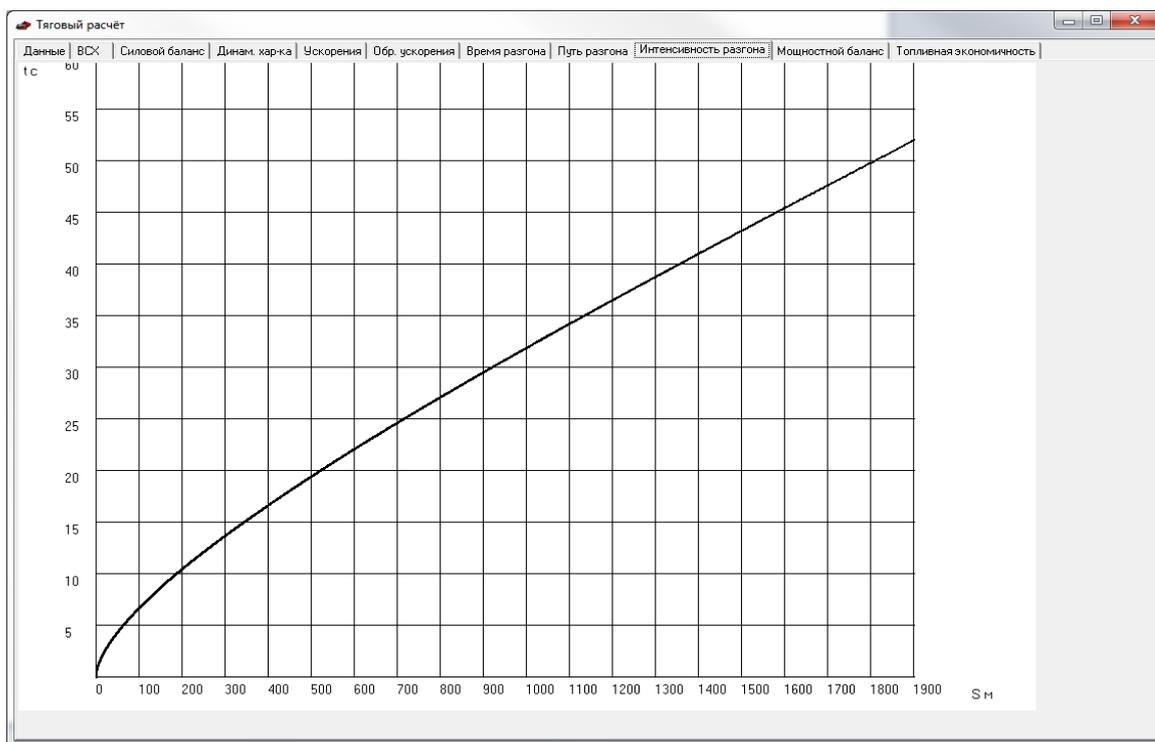


Рисунок В.8 - Интенсивность разгона

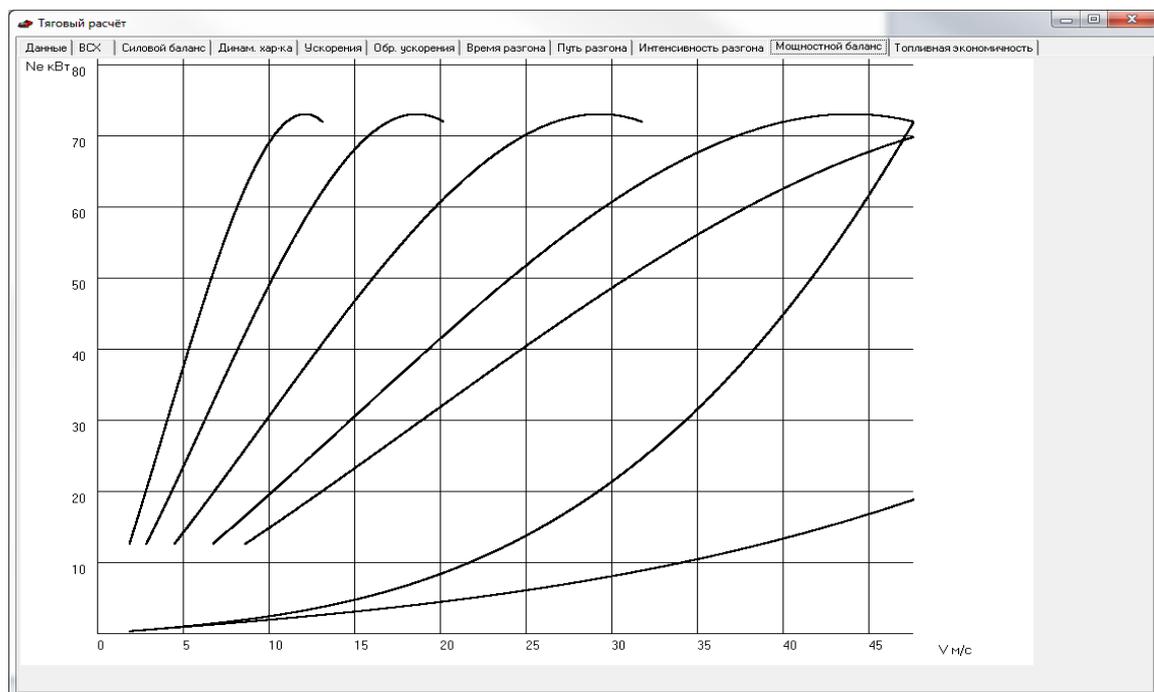


Рисунок В.9 - Мощностной баланс

Продолжение Приложения В

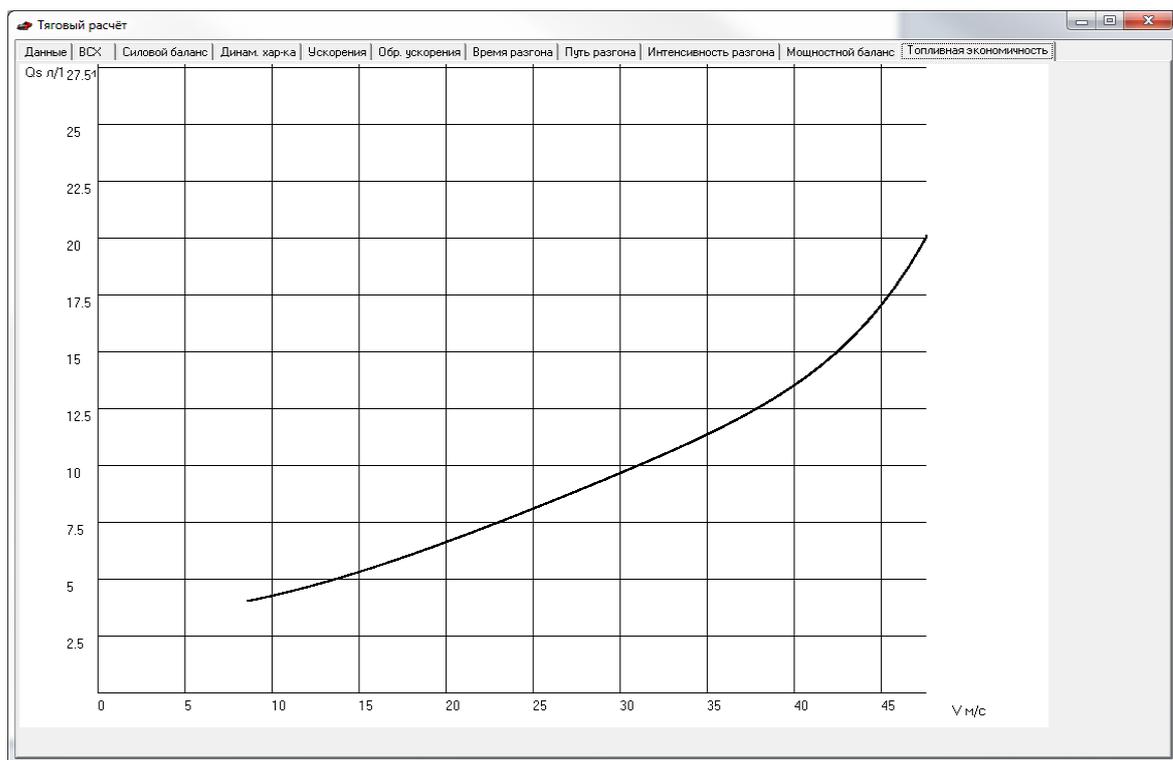


Рисунок В.10 - Топливная экономичность