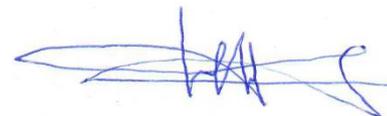


МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Рязанский государственный агротехнологический
университет имени П.А. Костычева»

На правах рукописи



АФИНОГЕНОВ ИГОРЬ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
РУЛЕВЫХ УСИЛИТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ В СЕЛЬСКОМ
ХОЗЯЙСТВЕ**

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Специальность 05.20.03 - Технологии и средства технического обслуживания в
сельском хозяйстве

Научный руководитель:

д.т.н., доцент Г.Д. Кокорев

Рязань 2019

АННОТАЦИЯ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы степень разработанности, научная новизна, теоретическая и практическая значимость работы. Изложены методология и методы исследования, положения, выносимые на защиту, цель исследования.

В первой главе проведен анализ состояния вопроса, определены задачи исследования.

Вторая глава посвящена теоретическому исследованию температурных режимов гидравлического рулевого усилителя. Получена математическая модель температурного напора рабочей жидкости ГРУ, позволившая определить аналитическую зависимость между температурным режимом и коэффициентом полезного действия, минуя непосредственно расчет потерь мощности. Разработана физическая модель устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля.

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям, с целью проверки теоретических положений, обоснованных во второй главе.

Четвертая глава посвящена обобщению результатов исследований и их технико-экономической оценке. Разработаны конструкционные предложения по повышению эффективности гидравлических рулевых усилителей.

Запланированы предложения производству, а также перспективы дальнейшей разработки темы в рассматриваемой области знаний.

Сформулировано заключение.

Приведен библиографический список источников, цитируемых автором в работе.

В приложениях представлены копии патентов, актов внедрения.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	10
1.1 Назначение и условия применения автомобильной техники.....	14
1.2 Классификация и анализ конструктивных схем усилителей рулевого управления	16
1.2.1 Классификация усилителей по виду применяемого рабочего тела и энергии	18
1.2.2 Анализ компоновочных схем усилителей рулевого управления.....	22
1.2.3 Анализ конструкций распределителей гидравлических рулевых усилителей	27
1.3 Анализ научно-технической литературы по исследованию управляемости автомобилей.....	31
1.4 Современные методы оценки параметров рулевого управления с гидравлическим усилителем их недостатки и предпосылки для совершенствования	33
1.5 Выводы.....	40
1.6 Задачи исследований.....	41
2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РУЛЕВОГО УСИЛИТЕЛЯ.....	42
2.1 Ограничения и допущения при расчете характеристик гидравлического рулевого усилителя	42
2.1.1 Общие допущения и ограничения при расчете характеристик гидравлического рулевого усилителя	42
2.1.2 Специальные технические допущения и ограничения при расчете характеристик гидравлического рулевого усилителя	43

2.2 Математическое моделирование теплогидравлического потока гидравлического рулевого усилителя и регулирование параметров рабочей жидкости	44
2.2.1 Формирование расчетной схемы математической модели гидравлического рулевого усилителя	44
2.2.2 Математическое моделирование распределения теплогидравлического потока рабочей жидкости в гидравлическом рулевом усилителе	50
2.2.3 Физическая модель устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля.....	54
2.2.4 Регрессионная зависимость рабочего давления, расхода и вязкости рабочей жидкости на коэффициент полезного действия гидроусилителя рулевого управления	57
2.3 Методика теплогидравлического расчета гидравлического рулевого усилителя на всех режимах его работы.....	60
2.3.1 Математическая модель определения реакций, действующих на автомобиль при повороте	60
2.4 Определение режимов работы гидравлического рулевого усилителя	63
2.4.1 Определение частоты вращения коленчатого вала двигателя при повороте автомобиля при различных условиях движения.....	63
2.4.2 Определение режимов работы автомобиля при повороте автомобиля в различных условиях движения	64
2.5 Энергетический баланс гидравлического рулевого усилителя.....	68
2.5.1 Определение потерь давления в гидравлическом рулевом усилителе... ..	68
2.6 Определение тепловых характеристик гидравлического рулевого усилителя	70
2.6.1 Определение количества выделяемого тепла в гидравлическом рулевом усилителе от частоты вращения коленчатого вала двигателя и момента сопротивления повороту управляемых колес	70

2.6.2	Определение температуры рабочей жидкости в гидравлическом рулевом усилителе в зависимости от времени режимов его работы	73
2.7	Определение эффективности работы гидравлического рулевого усилителя .	75
2.8	Выводы.....	76
3	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	78
3.1	Цели и задачи экспериментального исследования	78
3.2	Выбор измерительной и регистрирующей аппаратуры, для проведения экспериментальных исследований	81
3.3	Методика проведения экспериментальных исследований	86
3.3.1	Определение коэффициента сопротивления качению	86
3.3.2	Определение коэффициента сцепления.....	88
3.4	Планирование и методика проведения эксперимента	89
3.4.1	Варьирование и оптимизация наиболее значимых факторов эксперимента в зависимости от коэффициента сопротивления качению	89
3.4.2	Варьирование и оптимизация наиболее значимых факторов эксперимента в зависимости от коэффициента сцепления	95
3.5	Сопоставительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований	100
3.6	Оценка адекватности математической модели.....	104
3.7	Выводы.....	106
4	РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА	108
4.1	Методика расчета функционирования гидравлических рулевых усилителей при эксплуатации автомобиля в условиях сельскохозяйственного производства.....	108
4.2	Предложения по совершенствованию эксплуатации гидравлических рулевых усилителей	110

4.2.1 Устройство для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса, оборудованного гидроусилителем	111
4.3 Техничко-экономическая оценка результатов исследования	112
4.4 Выводы.....	116
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	117
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	119

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Достижение экономических успехов в агропромышленном комплексе России в значительной степени определяется надежностью, производительностью, грамотной организацией транспортной логистики.

Эффективность транспортной логистики агропромышленного комплекса России определяется надежностью сельскохозяйственной техники, которая зависит от конструкционных и эксплуатационных свойств.

Анализ состава сельскохозяйственной техники агропромышленного комплекса России показывает, что половину общей его численности составляет автомобильная техника. Основными показателями эксплуатационно-технических характеристик которой являются: управляемость, устойчивость, маневренность и безопасность. Поэтому от выбора рациональных параметров этих характеристик зависит и эффективность использования техники в целом.

Управление автомобилем является главной производственной функцией водителя и составляет целенаправленную организацию процесса движения. Траектория движения любого автомобиля всегда криволинейная, с непрерывно изменяющейся кривизной. Волновой характер траектории движения обусловлен не только наличием криволинейных участков дороги, но и действием на транспортное средство внешних факторов и воздействием водителя на органы управления с целью корректировки характера движения, в частности направления движения.

При движении на прямолинейных участках пределы изменения радиуса кривизны траектории невелики, поэтому такое движение рассматривают как условно прямолинейное.

Анализ использования автомобильной техники в реальных условиях позволяет заключить, что маневрирование совершается по криволинейной траектории в 50...75 % от общего пробега, в связи, с чем должны предъявляться повышенные требования к рулевому управлению.

Одним из направлений повышения активной безопасности автомобиля является установка усилителя в рулевом управлении, позволяющего уменьшить физическую нагрузку на водителя при поворотах рулевого колеса и снизить удары и толчки, передающиеся от управляемых колес.

Обеспечение требований к снижению усилия, прикладываемого к рулевому колесу, которое не должно превышать 130 Н [30], создало предпосылки к применению на автомобилях рулевых усилителей, имеющих следующие требования [93]:

1) Снижение энергетических затрат водителя при маневрировании с низкими скоростями или повороте управляемых колес на месте и поверхностях с высокими сцепными свойствами. При этом должна достигаться требуемая эффективность усилителя независимо от режима работы двигателя при угловой скорости рулевого колеса до 10 рад/с.

2) Обеспечение оптимальных по эргономическим условиям нагрузочных и скоростных характеристик рулевого управления при движении с высокими и средними скоростями, т. е. таких усилий на рулевом колесе, при которых чувствительность водителя и точность дозирования управляющих воздействий наибольшие, а утомляемость наименьшая. Ввиду того, что требуемая эффективность усилителя определяется по наиболее трудному режиму поворота колес на месте, при движении на высоких скоростях она оказывается завышенной. Вследствие этого усилия на рулевом колесе уменьшаются настолько, что снижается точность управления и ухудшается безопасность движения. Поэтому целесообразно, чтобы с увеличением скорости движения автомобиля эффективность усилителя снижалась в пределах допустимых усилий на рулевом колесе [69].

3) Обеспечение возможности удержания автомобиля на дороге при повреждении шин или подвески, а также возможности управления автомобилем при отказе усилителя.

4) Сохранение стабилизации колес, эффективное гашение толчков и ударов со стороны дороги, исключение возможности автоколебаний

управляемых колес [9, 25, 26, 69, 91, 98]. Желательно использовать усилители для принудительного возвращения управляемых колес в положение прямолинейного движения при освобождении рулевого колеса.

5) Снижение непроизводительных энергетических затрат на работу усилителя, для чего уменьшают длину и увеличивают диаметры магистралей и проходные сечения дросселей распределителей, применяют разгрузочные устройства насосов, регуляторы расхода жидкости, насосы с переменным рабочим объемом, регулируемые электроприводы насосов и другие средства.

Кроме перечисленных требований, рулевые усилители должны отличаться высокой надежностью их узлов и деталей, технологичностью в производстве и эксплуатации, рациональной унификацией, малыми массами, габаритами, уровнем шума.

Предъявляемые требования к конструкции рулевого усилителя и рулевого управления комплексная и сложная проблема.

Одной из проблем конструкции гидравлических рулевых усилителей является повышение его температурного режима и нагруженности в результате длительного действия при крайних положениях рулевого колеса [27].

Таким образом, актуальной научно-технической задачей является совершенствование эксплуатации гидравлических рулевых усилителей автомобилей в сельском хозяйстве, что позволит выполнить требования, предъявляемые к конструкции рулевого усилителя и рулевого управления в целом.

Степень разработанности темы. Системам рулевого управления посвятили свои работы отечественные и зарубежные ученые, такие как Антонов А.С., Асоян А.Р., Борычев С.Н., Бышов Н.В., Гапич Д.С., Гинцбург Л.Л., Гонинберг Е.М., Данилов И.К., Загородских Б.П., Кокорев Г.Д., Лысов М.И., Осепчугов В.В., Раймпель Й., Симдянкин А.А., Успенский И.А., Фомин С.Д., Чайковский И.П., Юхин И.А. и др. Однако в их работах не в полном объеме рассмотрен процесс теплообразования в гидравлическом рулевом усилителе, не выявлены закономерности тепловыделения в ГРУ в

зависимости от конструкционных и эксплуатационных параметров, не прослеживаются единые принципы совершенствования конструкции.

Поэтому исследовательские учреждения России и конструкторы на автомобильных заводах должны уже на стадии проектирования прогнозировать соответствие рулевых управлений предъявляемым требованиям и принимать меры, направленные на совершенствование конструкции рулевого управления, что для выполнения логистических операций агропромышленного комплекса является актуальной научно-технической задачей имеющей, несомненно, важное народно-хозяйственное значение.

Цель исследования – оценка функционирования ГРУ автомобиля в сельском хозяйстве методом определения тепловых потерь.

Задачи исследования:

- 1) Проанализировать существующие конструкции и особенности функционирования ГРУ в условиях сельскохозяйственного производства;
- 2) Разработать математическую модель температурного напора рабочей жидкости ГРУ и методику его теплогидравлического расчета на всех режимах работы;
- 3) Провести экспериментальные исследования для подтверждения расчетных методов определения теплового потока ГРУ;
- 4) Оценить технико-экономический эффект результатов исследования.

Объект исследования – функционирование ГРУ автомобиля в сельском хозяйстве.

Предмет исследований – процесс теплообразования в ГРУ автомобиля в сельском хозяйстве.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования проводились на основе классической механики, гидравлики, термодинамики и математической статистики.

Аналитические расчеты, проводимые на основе современных математических методов, проверялись с использованием экспериментальных данных.

При проведении экспериментальных исследований использовались стандартные и предлагаемые методики, сертифицированные приборы и установки. Обработка результатов исследований проведена методами математической статистики (с использованием программ MathCAD 14.0, Statistica 8.0).

Научная новизна заключается в разработке:

– системного анализа температурных режимов работы ГРУ на основании теории силового потока;

– получении регрессионных моделей изменения температуры рабочей жидкости ГРУ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания, времени работы ГРУ, коэффициента сопротивления качению, коэффициента сцепления дорожного покрытия с колесом автомобиля;

– методики проведения экспериментальных исследований и получении математической зависимости количества выделяемого тепла в ГРУ от частоты вращения коленчатого вала двигателя и момента сопротивления повороту управляемых колес;

– методики исследования функционирования ГРУ при эксплуатации в условиях сельскохозяйственного производства.

Теоретическая значимость работы. Методика исследования функционирования ГРУ в отличие от известных подходов учитывает аналитическую зависимость между температурным режимом и коэффициентом полезного действия, минуя расчет непосредственно потерь мощности, что дает более широкие возможности при оценке функционирования ГРУ и может быть использована при совершенствовании конструкции рулевого управления.

Практическая значимость работы заключается в:

– разработке блок-схемы исследования функционирования ГРУ при эксплуатации автомобиля в сельском хозяйстве;

– разработке рациональной схемы рулевого управления, оборудованного гидроусилителем, включающей устройства для контроля нежелательных углов

поворота рулевого колеса и для повышения эффективности охлаждения жидкости исследования функционирования ГРУ, позволяющее предотвратить перегрев пластинчатого насоса и предохранить детали гидравлического рулевого усилителя от чрезмерных нагрузок.

Основные положения, выносимые на защиту

1. Математическая модель и методика теплогидравлического расчета гидравлического рулевого усилителя на всех режимах его работы.
2. Аналитическая зависимость определение тепловых характеристик ГРУ.
3. Методика проведения экспериментальных исследований.
4. Рекомендации по совершенствованию конструкции рулевого управления.

Достоверность результатов исследований. Для проведения экспериментальных исследований использовались приборы с пределом допустимой основной погрешности измерения входного параметра $\pm 0,5\%$. Полученные результаты подтверждаются результатами теоретических и экспериментальных исследований (расхождение составило 5%), при точности 95%. Выводы, полученные в ходе диссертационного исследования, согласуются с результатами, опубликованными ранее в независимых источниках по тематике исследования.

Реализация результатов исследований

Практическая реализация схемы рулевого управления оборудованного гидроусилителем, включающее устройство для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса и устройство для повышения эффективности охлаждения жидкости ГРУ осуществлена в сельскохозяйственном производственном кооперативе «Новоселки» Рыбновского района Рязанской области в 2019 году.

Вклад автора в решение поставленных задач состоит в разработке и формулировании цели работы, определении направлений теоретических и экспериментальных исследований, организации и проведении исследований, разработке методики расчета функционирования ГРУ, в апробации результатов

исследования, обработке и интерпретации полученных экспериментальных данных, подготовке публикаций по выполненной работе.

Апробация работы. Основные положения и результаты исследований доложены и обсуждены на национальных научно-практических конференциях Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования "Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева" (2016 – 2018 г.г.).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в печати в 6 научных работах, из них 2 статьи в источниках, включенных в «Перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук» ВАК РФ. Получено 2 патента РФ на изобретение.

Общий объем публикаций составляет 2,43 печатного листа, из которых 1,72 печатных листов принадлежит лично соискателю.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы. Работа содержит 137 страниц машинописного текста, 37 рисунков, 23 таблицы.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Назначение и условия применения автомобильной техники

Россия – один из ведущих аграрных производителей в мире, сейчас активно наращивает объемы экспорта и играет все более весомую роль на этом рынке. В 2018 году Россия экспортировала почти 34 млн. тонн зерна, в том числе 24,6 млн. тонн пшеницы и стала мировым лидером среди экспортеров, оставив позади США и Канаду. Известно, что один из факторов сбора хорошего урожая – качественная и надежная техника.

Рекордный урожай – настоящее испытание для парка сельскохозяйственной техники. Аграриям необходимо успеть в срок собрать урожай, а также обеспечить его минимальные потери во время уборки – на это может повлиять используемая техника, чем она производительней, эффективней и надежней – тем выше вероятность собрать урожай с максимальным успехом.

Автомобильная техника, неотъемлемый компонент агропромышленного комплекса России, используется во всех его структурах и предназначена для перевозки грузов, людей и выполнения различных видов транспортных задач.

От технического уровня автомобильной техники во многом зависит успех решения сельскохозяйственных задач, способность в полной мере реализовать экономические планы.

Агропромышленному комплексу России необходима автомобильная техника всех существующих типоразмеров и классов грузоподъемности.

При проектировании новых образцов автомобильной техники необходимо учитывать значимость проблемы обеспечения таких эксплуатационных свойств автомобиля, как управляемость, устойчивость, маневренность и безопасность.

Одним из направлений повышения активной безопасности является установка усилителя в рулевом управлении, позволившего уменьшить

физическую нагрузку на водителя при поворотах рулевого колеса и снизить удары и толчки, передающиеся от управляемых колес.

Также необходимо учитывать, что передвижение автомобильной техники может проводиться в разнообразных дорожных условиях: по шоссейным и грунтовым дорогам различного типа и класса, а в ряде случаев и по бездорожью.

При движении автомобилей в плохих дорожных условиях и вне дорог, все узлы и агрегаты подвержены высоким нагрузкам, а при частом маневрировании – особенно узлы рулевого управления. Эксплуатация автомобильной техники в таких тяжёлых условиях (когда действуют большие силы препятствующие повороту колёс или водитель вынужден длительное время удерживать рулевое колесо в крайнем положении) приводит к перегреву рабочей жидкости и элементов гидравлического рулевого усилителя и как следствие нарушению работы гидравлического рулевого усилителя [28, 57].

При эксплуатации в районах жаркого климата и пустынно-песочной местности, которые занимают около 20 % территории нашей страны, в гидравлических рулевых усилителях увеличивается склонность рабочих жидкостей к пенообразованию, вследствие чего снижается рабочее давление, возрастает отложение смол, ухудшается работоспособность гидравлического рулевого усилителя [2, 14, 21, 34, 37, 38, 39, 41, 73, 74, 78, 85].

Таким образом, можно сделать выводы:

- автомобильная техника широко используется в агропромышленном комплексе России и предназначена для перевозки грузов, людей и выполнения различных видов технологических и транспортных задач;

- при эксплуатации автомобильной техники повышается значимость проблемы обеспечения таких эксплуатационных свойств автомобиля, как управляемость, устойчивость, маневренность и безопасность;

- анализ состава и структуры парка грузовых автомобилей позволяет заключить, что более 90% автомобильной техники оснащено гидравлическим рулевым усилителем;

– эксплуатация автомобильной техники в тяжёлых дорожных условиях приводит к перегреву рабочей жидкости гидравлического рулевого усилителя и нарушению работы рулевого управления, что является недопустимым для безопасности дорожного движения и ведет к нарушению агротехнических сроков в сельском хозяйстве, что, несомненно, снижает его эффективность.

1.2 Классификация и анализ конструктивных схем усилителей рулевого управления

Рулевым усилителем называется механизм, создающий под давлением жидкости или сжатого воздуха дополнительное усилие на рулевой привод, необходимое для поворота управляемых колес автомобиля. Усилитель служит для облегчения управления автомобилем, повышения его маневренности и безопасности движения. Он также смягчает толчки и удары дорожных неровностей, передаваемых от управляемых колес на рулевое колесо. Маневренность автомобиля с рулевым усилителем повышается вследствие быстроты и точности его действия. Однако наличие усилителя приводит к усложнению конструкции рулевого управления, повышению стоимости, ухудшению обратной связи с управляемыми колесами автомобиля.

К рулевым усилителям предъявляют требования, в соответствии с которыми они должны обеспечивать:

– кинематическое следящее действие (по перемещению), т.е. соответствие между углами поворота рулевого колеса и управляемых колес;

– силовое следящее действие (по силе сопротивления повороту), т.е. пропорциональность между усилием на рулевом колесе и силами сопротивления повороту управляемых колес;

– возможность управлять автомобилем при выходе усилителя из строя;

– действие только в случаях, когда усилие на рулевом колесе превышает 25... 100 Н;

– минимальное время срабатывания;

- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес автомобиля;
- смягчение и поглощение толчков и ударов, передаваемых от управляемых колес на рулевое колесо.

Кинематическое следящее действие обеспечивает пропорциональность между угловым перемещением рулевого колеса и углом поворота управляемых колес. Каждому фиксированному положению рулевого колеса должно соответствовать определенное положение управляемых колес, а при остановке рулевого колеса в каком-нибудь промежуточном положении поворот управляемых колес также должен прекращаться.

Усилитель рулевого управления должен включаться при определенном усилии, прикладываемом к рулевому колесу. Это усилие зависит от сил трения в рулевом механизме и типа применяемого центрирующего устройства. Центрирующее устройство обязательно имеется во всех усилителях, так как оно также не позволяет включаться усилителю при незначительных толчках со стороны управляемых колес. В качестве центрирующих и реактивных устройств в усилителях рулевого управления могут применяться пружины, торсионы, плунжеры, реактивные камеры или их комбинации.

Включение усилителя рулевого управления происходит вследствие обратной связи от управляемых колес, осуществляемой с помощью рулевого привода.

Силовое воздействие обеспечивает пропорциональность между силой, приложенной к рулевому колесу и силой сопротивления повороту управляемых колес. Силовое следящее действие создает водителю «чувство дороги».

В настоящее время рулевые усилители являются обязательными агрегатами всех грузовых автомобилей большой и средней грузоподъемности, автобусов большой вместимости, автомобилей высокой проходимости и всех легковых автомобилей высокого класса [20, 29].

На рисунке 1.1 приведена классификация практически используемых рулевых усилителей [20].

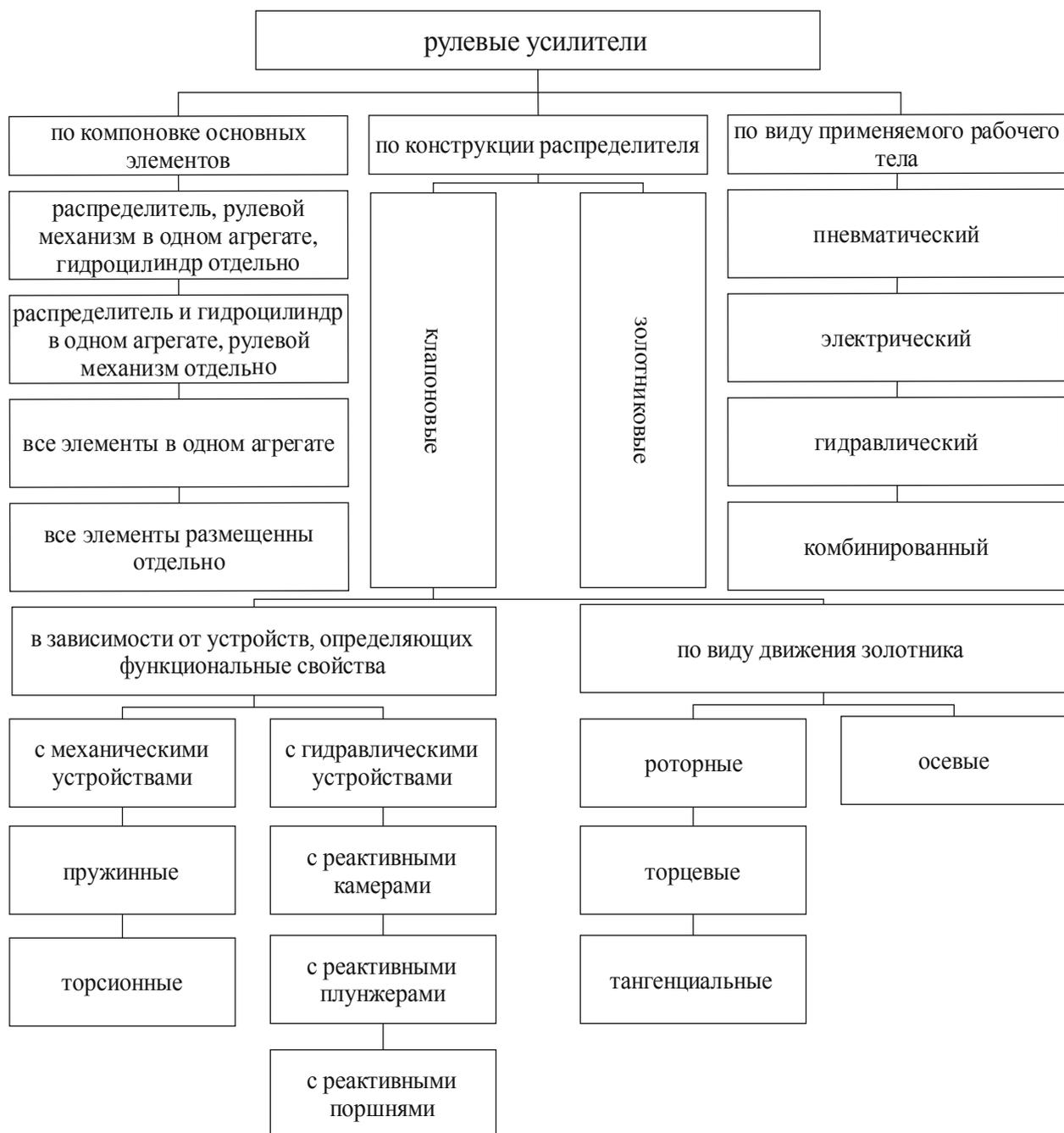


Рисунок 1.1 – Классификация рулевых усилителей

1.2.1 Классификация усилителей по виду применяемого рабочего тела и энергии

По виду использования энергии усилители разделяют на механические, пневматические, электрические, комбинированные и гидравлические.

Механические и вакуумные усилители выпускались мелкими сериями. Они известны также по патентам и отдельным опытным образцам. В настоящее время эти усилители не применяются из-за сложности и ненадёжности

конструкции по сравнению с гидравлическими рулевыми усилителями.

В автомобилестроении получили распространение в основном усилители рулевых механизмов трех типов: гидравлические, пневматические, электрические [44].

Пневматические усилители получили вначале широкое распространение ввиду сравнительной простоты конструкции и невысокой ее стоимости, а также возможности использовать имеющуюся на автомобиле пневмоаппаратуру тормозной системы для питания сжатым воздухом. Однако сейчас они уже не удовлетворяют требованиям по массогабаритным показателям, эффективности, быстродействию, демпфирующим свойствам, высокой инертности при срабатывании и неэффективному следящему действию, а так же эксплуатации при низких температурах, и не применяются.

Использование электрической энергии в усилителях расширяет возможности оптимизации характеристик рулевого управления автомобиля с позиций управляемости, устойчивости движения и эргономики. Электрические усилители с использованием малогабаритных высокооборотных регулируемых двигателей постоянного тока обладают высоким быстродействием и обеспечивают усилителю точное следящее действие.

Электрические усилители легко сочетаются с электронными системами управления, включающими микропроцессоры. Подобные системы управления режимом работы усилителя обладают большими возможностями логической обработки исходной информации – сигналов различных датчиков при выработке управляющего воздействия, могут выполняться многорежимными или программируемыми для учета особенностей конкретного автомобиля и условий его эксплуатации.

Сигналом к включению усилителя обычно служит определенное значение момента на рулевом колесе, измеряемого с помощью датчика. Электронный блок управления в зависимости от знака и значения момента, скорости движения автомобиля и скорости поворота рулевого колеса регулирует режим работы электродвигателя.

В качестве датчика момента электрического усилителя может использоваться бесконтактный датчик, обладающий высокой надежностью. Принцип действия его основан на эффекте поверхностных вихревых токов. Проведенные испытания электроусилителя, оборудованного данным датчиком, показали, что по быстродействию, плавности включения, демпфированию дорожных возмущений он не уступает гидроусилителю, а по уровню шума и экономичности превосходит его [93].

Электрический рулевой усилитель является прогрессивной системой, имеющей, однако, и свои недостатки. Высокая стоимость, инерционность высокооборотного электродвигателя, сложности регулировки числа его оборотов, трудности осуществления следящего действия по усилию на рулевом колесе, меньшая мощность электромотора по сравнению с мощностью насоса гидроусилителя, не способность выработать нужный крутящий момент, все это приводит к ограничению использования данного узла на грузовых автомобилях и транспорте массой более двух тонн. Несмотря на это с каждым годом конструкция электрических усилителей руля совершенствуется, что позволяет нивелировать их недостатки.

Комбинированные усилители в виде электромеханических и электрогидромеханических систем устанавливаются на многоосных специальных шасси и автопоездах, представляющих из себя сложную и дорогостоящую конструкцию, требующую согласованности действий всех применяемых рабочих тел.

Основной вид усилителя рулевого механизма применяемого на автомобилях большой грузоподъемности и высокой проходимости, в наше время, является гидравлический. Это объясняется рядом их преимуществ, а именно: они бесшумны в работе, малогабаритны, служат амортизаторами ударов, передаваемых на рулевое управление со стороны дороги, способны вырабатывать требуемое усилие, для поворота управляемых на колесах на большегрузной технике, по сравнению с электроусилителями. Они позволяют также сохранять направление движения при сильном уводе в случае внезапного

разрыва передней шины [66] на большой скорости. Время срабатывания гидравлического рулевого усилителя удовлетворяет требованиям, предъявляемым к рулевому управлению. Включение усилителя происходит плавно, незаметно для водителя [28].

На автомобилях с нагрузкой на переднюю ось 7–8 т и более, устанавливают только гидравлические рулевые усилители. Это объясняется, прежде всего, тем, что из-за сравнительно низкого давления воздуха в пневмосистеме (6–9 атм.), силовые цилиндры пришлось бы делать значительных размеров, чтобы создать те усилия, которые необходимы для поворота управляемых колес; на сверхтяжелых автомобилях размеры их стали бы недопустимо большими. Давление в гидросистемах рулевых управлений автомобиля доводится до 6–10 МПа, а рабочие объемы силовых цилиндров гидросистемы могут быть почти в 10 раз меньшими, чем у силовых цилиндров пневмосистемы [3, 75].

Ограничение применения на таких автомобилях электрических усилителей, так же связано с меньшими силовыми характеристиками электродвигателей по сравнению с гидроусилителями.

Наряду с этим, в рулевом управлении с гидроусилителем рулевого управления есть и недостатки.

Эксплуатация автомобильной техники в тяжёлых дорожных условиях приводит к перегреву рабочей жидкости гидравлического рулевого усилителя и нарушению работы рулевого управления.

Гидроусилитель нуждается в периодическом обслуживании: необходимо менять жидкость, следить за уровнем рабочей жидкости в системе, проверять состояние приводов, целостность шлангов и насоса усилителя. Работа насоса гидроусилителя напрямую связана с двигателем, поэтому насос постоянно отбирает у мотора часть мощности, которая при прямолинейном движении, когда гидроусилитель не задействован, расходуется впустую. В гидроусилителе нельзя настроить режимы работы механизма в зависимости от условий движения.

Обеспечивается хорошая информативность рулевого управления на малых скоростях, но на высоких «обратная связь» в значительной мере ослабевает. Впрочем, этот недостаток конструкторы устраняют за счет применения в механизме рулевого управления дополнительных узлов (рейки с переменным передаточным отношением).

При применении гидравлических рулевых усилителей необходимо снизить непроизводительные энергетические затраты, которые снижают коэффициент полезного действия.

Вышеуказанные недостатки гидравлических рулевых усилителей требуют рассмотрения и решения конструкторами автомобильной техники.

Заключение по выбору типа рулевых усилителей для грузовых автомобилей может быть сформулировано следующим образом.

В сравнении с другими типами усилителей рулевого управления, гидравлические рулевые усилители характеризуются необходимыми мощностными и массогабаритными показателями, высоким быстродействием, хорошими демпфирующими свойствами, малой трудоемкостью технического обслуживания и их следует предпочесть для установки на грузовых автомобилях агропромышленного комплекса России.

1.2.2 Анализ компоновочных схем усилителей рулевого управления

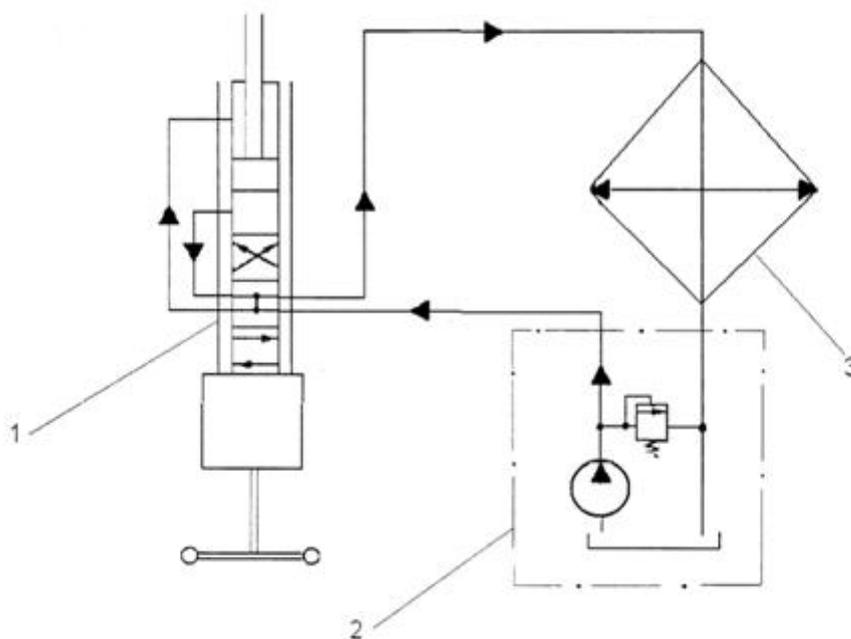
Взаимное расположение, количество сборочных единиц усилителя в рулевом управлении и их взаимосвязь существенно влияют на управляемость, маневренность и безопасность движения автомобилей. Для повышения чувствительности и точности управления, стабильности характеристик в эксплуатации, а также уменьшения вероятности возникновения колебаний в усилителе целесообразно уменьшить число передаточных звеньев в цепи рулевой механизм – распределитель–гидроцилиндр и длину магистралей [49, 54, 61, 92].

При оценке вариантов компоновки усилителя важно иметь в виду, что чем ближе друг к другу расположены распределитель и силовой цилиндр, тем

меньше запаздывание срабатывания силового цилиндра относительно начала срабатывания распределителя, тем более плавно работает усилитель и тем выше устойчивость управления автомобиля в целом [65].

С другой стороны, для повышения чувствительности усилителя целесообразно размещать распределитель ближе к рулевому колесу, а силовой цилиндр ближе к управляемым колесам. Как видно, эти два требования к компоновке узлов рулевого усилителя на автомобиле являются противоречивыми. В зависимости от степени значимости для проектируемого автомобиля того или иного из перечисленных факторов выбирают необходимый вариант компоновочной схемы.

Первая схема рисунок 1.2 характеризуется совместным расположением в одном агрегате рулевого механизма, распределителя и силового цилиндра. Конструкция рулевого механизма этого типа используется на автомобилях ЗИЛ, КАМАЗ.



1 – рулевой механизм, распределительное устройство, и силовой цилиндр в одном агрегате, 2 – масляный насос, 3 – радиатор охлаждения

Рисунок 1.2 – Компоновочные схемы рулевых усилителей ЗИЛ, КАМАЗ

В этой схеме силовой цилиндр действует на вал сошки, освобождая рулевую пару от силовых нагрузок. Вал сошки нагружается полностью

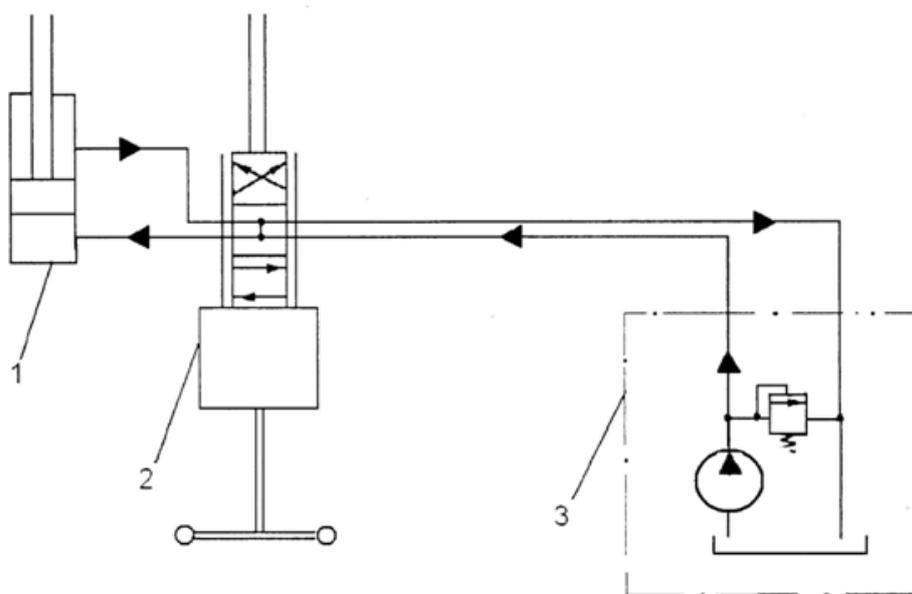
моментом, необходимым для поворота управляемых колес [28].

Преимущества такой компоновки – компактность, минимальное количество трубопроводов, минимальное время срабатывания усилителя и минимальная склонность усилителя к возбуждению колебаний управляемых колес.

К недостаткам этой схемы следует отнести сложность изготовления специального общего корпуса, а также повышенная нагруженность деталей рулевого привода. Наличие радиатора в схеме говорит о ее повышенной теплонапряженности.

На автомобилях большой грузоподъемности такая компоновка не может быть применена ввиду того, что удары со стороны дороги, создающие момент относительно шкворней воспринимаются валом сошки и передаются на картер руля, что недопустимо.

Ко второй схеме компоновки рисунок 1.3 можно отнести усилители с распределителем, приводом к нему и гидравлические силовые цилиндры, заключенными в одном картере, но отдельно от картера рулевого механизма. Такая схема компоновки используется на автомобилях КРАЗ.



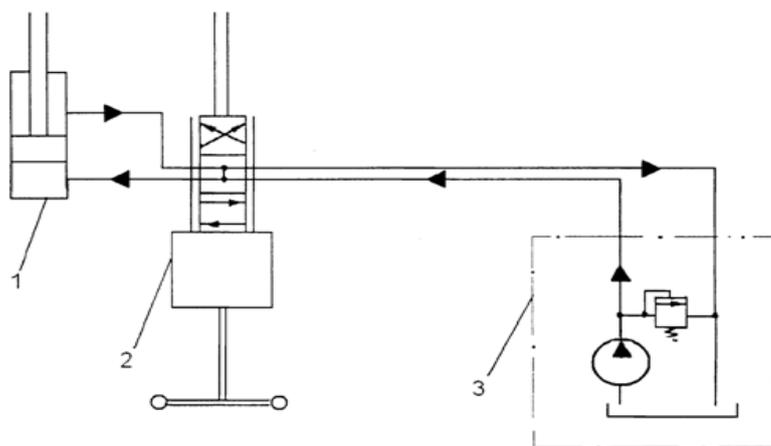
1 – распределительное устройство и силовой цилиндр, 2 – рулевой механизм, 3 – масляный насос

Рисунок 1.3 – Компоновочные схемы рулевых усилителей КРАЗ

Силовые цилиндры этих усилителей с одной стороны связаны с продольной или поперечной тягой. Вторая точка опоры усилителя выполнена на раме автомобиля. Сошка рулевого механизма связана с золотником или клапаном распределителя шаровым пальцем.

Такой усилитель позволяет использовать стандартный руль, не на много, увеличивая длину трубопроводов по сравнению с "гидрорулем". Склонность к возбуждению колебаний управляемых колес у такого усилителя незначительная. Недостатком такой компоновки является необходимость располагать усилитель в строго определенном месте в цепи звеньев механизма рулевого управления; причем шаровой палец сошки рулевого механизма должен управлять золотником, встроенным в картер силового цилиндра.

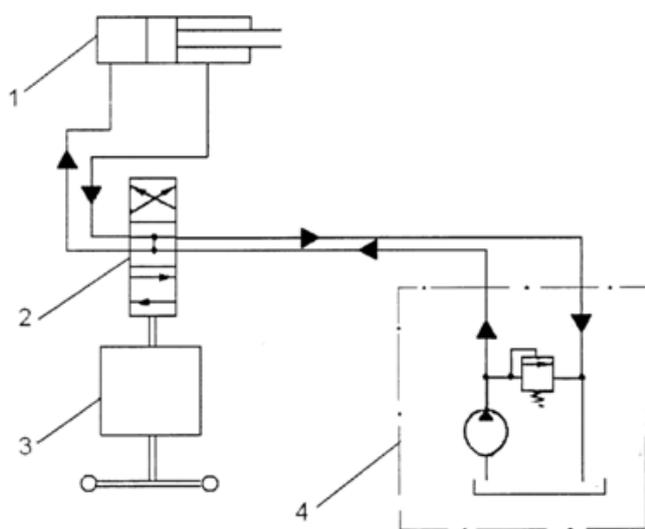
В третьей схеме компоновки рисунок 1.4 распределительное устройство размещается в одном блоке с рулевым механизмом, силовой цилиндр отдельно. При установке распределительного устройства перед рулевым механизмом увеличивается чувствительность усилителя. Кроме того, при использовании данной компоновочной схемы возможна унификация усилителей для различных по массе автомобилей. Недостатками схемы является большая длина трубопроводов, особенно когда силовой цилиндр располагается на удалении от рулевого механизма. Такая схема компоновки используется на автомобилях УРАЛ.



1 – силовой цилиндр, 2 – рулевой механизм и распределительное устройство, 3 – масляный насос

Рисунок 1.4 – Компоновочные схемы рулевых усилителей УРАЛ

Четвёртая схема компоновки рисунок 1.5 включает раздельное расположение механизма рулевого управления, гидравлического силового цилиндра и распределителя. Последняя схема требует большого количества трубопроводов, но допускает большую свободу конструктору в выборе места для силового цилиндра и распределителя. Чувствительность и быстродействие снижены из-за увеличения зазоров в цепи управления распределением. Поскольку возрастает число деталей в цепи обратной связи и протяженность магистралей, повышается вероятность возникновения колебаний в усилителе [94]. Такая схема компоновки используется на автомобилях ГАЗ.



1 – силовой цилиндр, 2 – распределительное устройство, 3 –рулевой механизм, 4 – масляный насос

Рисунок 1.5 – Компоновочные схемы рулевых усилителей ГАЗ

Гидравлические силовые цилиндры могут быть подсоединены к любому звену механизма рулевого управления, расположенному за распределителем ближе к управляемым колесам автомобиля, считая от рулевого колеса [28].

Существенное влияние на работу усилителя оказывает расположение и место отбора мощности для насоса. Для уменьшения потерь давления жидкости и ее нагрева при постоянной циркуляции насосы необходимо приблизить к распределителю и силовому цилиндру.

В соответствии с изложенным, на легковые автомобили целесообразно проектировать усилители, скомпонованные по первой схеме компоновки. На автомобили большой грузоподъемности следует устанавливать усилители, скомпонованные по схеме силовой цилиндр и распределитель в одном картере, располагая их ближе к управляемым колесам, чем рулевой механизм или можно проектировать распределитель и силовой цилиндр отдельно, но желательно в этом случае распределитель компоновать на картере рулевого механизма. Во всех случаях силовой цилиндр должен быть связан с управляемыми колесами более жестко, чем рулевой механизм. Таким образом, для грузовых автомобилей, предпочтительно применение схемы компоновки (рисунок 1.4), распределительное устройство размещается в одном блоке с рулевым механизмом, силовой цилиндр – отдельно.

1.2.3 Анализ конструкций распределителей гидравлических рулевых усилителей

В настоящее время в отечественном автомобилестроении применяют, главным образом, распределительные устройства золотникового типа, работающие по принципу осевого перемещения. Они выполнены с открытым центром золотника, так как в нейтральном положении золотника центральный канал корпуса распределителя открыт, и жидкость, циркулирует по замкнутому кругу: гидронасос – распределитель усилителя – бачок – гидронасос. Наряду с различием в компоновке узлов гидравлических рулевых усилителей они имеют разные конструкции элементов распределительных устройств золотникового типа, которые обеспечивают реактивное воздействие усилителя на рулевое колесо.

По этому признаку различают следующие распределительные устройства:

– типа «А» – с реактивными плунжерами в сочетании с предварительно поджатыми пружинами, распределители этого типа устанавливаются на автомобилях ЗИЛ, КАМАЗ, УРАЛ;

– типа «Б» – с реактивными площадками и самоустанавливающимся

золотником который устанавливаются на автомобилях ГАЗ, МАЗ–543, МАЗ–7911, КрАЗ;

– типа «В» – с предварительно поджатой пружиной золотника, им оснащены автомобили старых марок МАЗ–537, МАЗ–535, БелАЗ–540 [20].

Гидрораспределитель только с реактивными камерами обеспечивает кинематическое и силовое следящее действие. При прекращении поворота автоматическая установка золотника в нейтральное положение происходит за счет уравнивания давления жидкости в обеих реактивных камерах. При случайном смещении корпуса гидрораспределителя относительно золотника, например, при наезде одного из управляемых колес на препятствие, в одной из реактивных камер возникает давление напора, а в противоположной реактивной камере — давление слива. Из-за разности давлений золотник возвращается в нейтральное положение. Включение гидроусилителя происходит при малом значении силы, приложенной к рулевому колесу, что отражено в статической характеристике.

Гидрораспределитель с реактивными камерами и центрирующими пружинами также обеспечивает кинематическое и силовое следящее действие. Включение усилителя происходит в том случае, когда на рулевом колесе приложена сила, достаточная для деформации центрирующих пружин. Гидравлический рулевой усилитель с таким распределителем обладает меньшей чувствительностью к включению. С другой стороны, центрирующие пружины распределителя препятствуют случайному обратному включению гидроусилителя и возможному влиянию управляемых колес.

Гидрораспределитель с центрирующими пружинами, но без реактивных камер (тип В) обеспечивает только кинематическое следящее действие; в то же время, усилие, создаваемое гидроусилителем, постоянное.

Унифицированные рулевые механизмы с золотниковым осевым распределителем устанавливаются на автомобилях МАЗ, КрАЗ, автобусах ЛАЗ и ЛиАЗ.

Наибольшим изменениям за последние годы в конструкции рулевых

управлений с гидравлическим рулевым усилителем подвергся распределитель. Наметилась отчетливая тенденция замены осевого золотникового распределителя роторным. В нем перераспределение потоков рабочей жидкости производится путем перекрытия кромок на сопряженных деталях в процессе их относительного поворота. Кромки выполняют на торцовых или цилиндрических поверхностях сопряженных деталей и в зависимости от этого различают два вида роторных распределителей: торцовые и тангенциальные. Торцовые распределители пока не нашли применения в реальных конструкциях, однако поисковые работы по их использованию ведутся [20, 62].

Тангенциальные распределители в сравнении с осевыми обладают рядом преимуществ: простотой конструкции, меньшими габаритами, повышенной чувствительностью. Однако распространение тангенциальных распределителей долгие годы сдерживали негативные факторы, с которыми сталкивались конструкторы в попытках реализовать в этих распределителях необходимый уровень реактивного действия рулевого управления. Реактивное действие рулевого управления с гидравлическим усилителем в значительной мере определяется реактивным действием самого распределителя, которое оценивают зависимостью давления рабочей жидкости на входе в распределитель от момента на рулевом колесе. На эту зависимость можно влиять варьированием жесткостных параметров других элементов распределителя или заданием различного закона изменения давления в дросселирующей щели распределителя по углу поворота рулевого колеса. Жесткостные параметры распределителя определяются жесткостью механического упругого элемента центрирования золотника распределителя, а также наличием активной площади реактивных камер. Закон дросселирования жидкости при заданной подаче насоса определяется формой и взаимным расположением рабочих, т. е. дросселирующих, кромок распределителя.

Конструкционные меры воздействия на жесткостные параметры упругих элементов распределителя, успешно применяющиеся в осевых распределителях для обеспечения необходимого уровня их реактивного действия, не получили

распространения в тангенциальных распределителях по следующим причинам:

- реактивные камеры несколько усложняют конструкцию тангенциального распределителя, что не позволяют реализовать его преимущества по габаритам и металлоемкости;

- введение реактивных камер в самом распределителе увеличивает гистерезисные потери, которые отрицательно сказываются на управляемости автомобиля;

- варьирование жесткостью упругих элементов распределителя малоэффективно, так как ее выбор ограничен двумя заранее заданными и находящимися в узком диапазоне параметрами распределителя – зоной его нечувствительности по усилию (усилием включения) и максимальным углом рассогласования распределителя (конструктивным люфтом). Меры, направленные на расширение области варьирования жесткостью упругого элемента торсионного типа, например, введение ступенчатого включения различных участков торсиона по мере изменения угла поворота рулевого колеса, также приводят к значительным конструкционным усложнениям [20].

Способ воздействия на закон дросселирования путем профилирования кромок золотника практически не усложняет конструкцию распределителя, а технологические методы его реализации достаточно простые. Обращение конструкторов к этому способу дросселирования предопределило получившее в последние годы широкое распространение тангенциальных распределителей роторного типа в гидравлических рулевых усилителях. Опыт исследования, разработок и испытания рулевых управлений с гидравлическим рулевым усилителем свидетельствует о том, что тангенциальный распределитель, обладая практически вдвое более высокой чувствительностью, в состоянии обеспечить показатели реактивного действия, не уступающие соответствующим показателям осевого распределителя.

В роторных распределителях рабочими поверхностями, на которых выполнены распределительные каналы, являются наружная цилиндрическая поверхность ротора и сопряженная с ней внутренняя поверхность гильзы.

Кроме того, распространение получили следующие три схемы формирования рабочих (дросселирующих кромок) и каналов роторных распределителей:

- дросселирующие кромки, образованные продольными пазами – шлицами на роторе и гильзе (схема Bendix); ЗИЛ, КАМАЗ, УРАЛ;
- дросселирующие кромки, образованные радиальными сверлениями как в роторе, так и в гильзе (схема Calzoni);
- дросселирующие кромки, образованные продольными пазами в гильзе и лысками на роторе (схема Burman).

В распределителях с роторными золотниками вследствие упрощения привода к золотнику, свободный ход рулевого колеса при включении усилителя может быть уменьшен до $0,03 - 0,05$ рад ($2 - 3^\circ$), что существенно повысит чувствительность рулевого управления к управляющему воздействию [94].

Большое разнообразие распространенных конструкций распределителей вызвано, как исторически сложившимися традициями фирм, так и конкурентными соображениями. Поэтому отдадим предпочтение наиболее надежным и конструктивно простым модификациям.

Таким наиболее простым и обеспечивающим реактивное действие распределителем можно считать распределитель типа “Сайгинау”, применяемый заводом УРАЛ на автомобилях семейства МОТОВОЗ [28].

1.3 Анализ научно-технической литературы по исследованию управляемости автомобилей

Исследованию управляемости автомобилей повестили свои работы отечественные и зарубежные ученые, такие как Антонов А.С., Борычев С.Н., Бышов Н.В., Гинцбург Л.Л., Гонинберг Е.М., Данилов И.К., Кокорев Г.Д., Лысов М.И., Осепчугов В.В., Раймпель Й., Симдянкин А.А., Успенский И.А., Чайковский И.П., Юхин И.А. и др.[4, 7, 8, 9,11, 27, 28, 29, 50, 60, 75, 93].

Лысов М.И. [50] в своих работах дал краткий обзор основных

конструкций и механизмов рулевого управления. Привел сведения по теории и расчету рулевых механизмов и усилителей, установил параметры и критерии для их оценки. Дал описания экспериментально–исследовательского оборудования и привел результаты испытаний рулевого управления, рулевых механизмов и усилителей, результаты теоретических исследований конструкций. Дал рекомендации по выбору размеров важнейших деталей механизмов рулевого управления.

Гинцбург Л.Л. [27, 28] свои работы посвятил описанию конструкций, расчету и испытаниям гидравлических рулевых усилителей зарубежного и отечественного производства. Было отмечено, что в процессе эксплуатации автомобиля насосы гидроусилителя руля выходят из строя в основном на автомобилях, работающих в условиях бездорожья, так как при движении в колее гидроусилитель может быть включенным длительное время и насос будет работать при максимальном давлении в течении 30–60 секунд, в этом случае температура масла достигает 120°С, что ведет к нарушению работы усилителя.

Чайковский И.П. [93] в своих работах описал конструкции рулевых управлений различного типа, дал общую методику расчета, рассмотрел основные способы управления автомобилем, описал методики оценки схем и конструкций рулевых управлений.

Гонинберг Е.М. и др. [4, 5, 6, 29, 70, 84, 88] подробно описали устройство, эксплуатацию, техническое обслуживание, диагностирование и ремонт узлов рулевого управления с гидравлическим усилителем.

Раймпель И. [75] описал устройства и недостатки разных конструкций рулевого механизма, кинематику при жестком мосте и независимой подвеске колес.

Осепчугов В.В. [60, 61] дал анализ конструкций рулевых управлений. На основании рабочих процессов он изложил элементы расчета, необходимые для определения действующих нагрузок в механизме.

Таким образом, анализ приведенных выше работ позволяет сделать вывод, что процесс теплообразования в гидравлическом рулевом усилителе

недостаточно изучен, не выявлены закономерности тепловыделения в гидроусилителе рулевого управления от конструкционных и эксплуатационных параметров. В рассмотренных работах не прослеживаются единые принципы выбора экономичной и эффективной схемы гидроусилителя рулевого управления.

1.4 Современные методы оценки параметров рулевого управления с гидравлическим усилителем их недостатки и предпосылки для совершенствования

Исследованию методов оценки параметров рулевого управления с гидравлическим усилителем посвящено немало отечественных и зарубежных работ. Наиболее значительными из них являются работы Лысова М.И., Осепчугова В.В., Чайковского И.П., Антонова А.С., Гинцбурга Л.Л. и др. [7, 8, 27, 28, 50, 57, 60, 61, 93].

Так в своих работах Лысов М.И., предлагает оценивать усилители по следующим основным показателям [50]:

- эффективности действия;
- реактивному действию на рулевое колесо;
- прямому и обратному включению усилителя и амортизирующего действия при разрыве шины передней оси;
- чувствительности действия;
- маневренности автомобиля на поворотах;
- расходу рабочего жидкости.

Кроме этих основных оценочных параметров, имеются параметры, дополняющие основные. Так, например, изменение давления в силовом цилиндре или время срабатывания усилителя позволяют оценить потери в трубопроводах и др.

Эффективность действия усилителя оценивается показателем эффективности [50]:

$$\mathcal{E} = \frac{P_k}{P}, \quad (1.1)$$

где \mathcal{E} – эффективность действия;

P_k – усилие, прилагаемое к рулевому колесу без усилителя, Н;

P – усилие, прилагаемое к рулевому колесу с усилителем, Н.

Прилагаемое к рулевому колесу усилие [50]:

$$P = P_k - P_y, \quad (1.2)$$

где P_y – усилие, приведенное к ободу рулевого колеса Н.

Тогда показатель эффективности

$$\mathcal{E} = \frac{P_k}{P_k - P_y} = \frac{1}{1 - \frac{P_y}{P_k}}, \quad (1.3)$$

При малых сопротивлениях колес повороту и свободном открытии впускного клапана или перемещении золотника показатель \mathcal{E} получается высоким, стремящимся к бесконечно большой величине. С повышением сопротивления колес повороту он резко понижается и изменяется по кривой ВЕ рисунок 1.6.

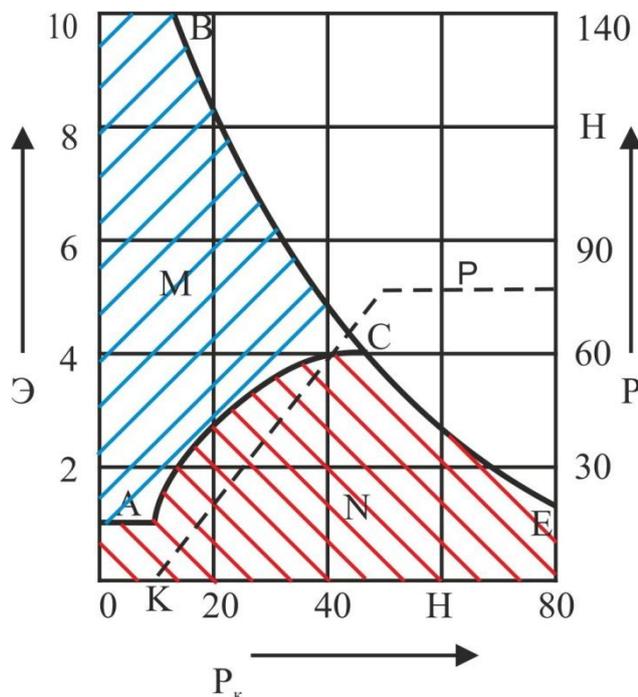
Если в распределителе создаются сила трения, сила возвратных и центрирующих пружин и другие силы, препятствующие свободному включению усилителя в действие, то давление p в силовом цилиндре при малых сопротивлениях колес повороту получается не максимальным, а пропорциональным сопротивлению поворота (пунктирная линия).

При возникновении в распределителе сил, препятствующих перемещению золотника, усилитель включается не сразу же при повороте рулевого колеса, а только по достижении силы, превышающей силы сопротивления распределителя. Поэтому показатель \mathcal{E} изменяется от единицы в момент включения усилителя по выпуклой кривой АС (при пропорциональном увеличении давления в силовом цилиндре), достигает максимального значения в точке С (при достижении максимального давления) и далее уменьшается по кривой СЕ (при постоянном максимальном давлении, в силовом цилиндре).

Совершенно очевидно, что при малых сопротивлениях колес повороту действие усилителя должно быть небольшим, а при больших сопротивлениях –

значительным, чем выше сопротивление колес повороту, тем больше должно быть действие усилителя.

Из рисунка 1.6 видно, что область М эффективности действия непроизводительная и только область N является рабочей.



P – давление в силовом цилиндре при малом сопротивлении колёс повороту, H ; BE – показатель эффективности при малом сопротивлении колёс повороту; AC – показатель эффективности в момент включения усилителя.

Рисунок 1.6 – Изменение давления и эффективности действия усилителя в зависимости от сопротивления управляемых колёс повороту

При постоянных конструктивных данных усилитель имеет только одну характеристику ACE , и поэтому между размерами силового цилиндра, давлением рабочей среды и показателем эффективности действия имеется прямая зависимость.

Таким образом, оценочным параметром эффективности действия усилителя являются максимальная величина ее показателя \mathcal{E} , получающаяся в точке C при достижении максимального давления в силовом цилиндре и соответствующем сопротивлении P_k управляемых колес повороту.

Имеются предложения [60] оценивать действие усилителя по некоторым

другим параметрам, например,

– по удельному усилию, в Н/кг развиваемому силовым цилиндром [60],

$$\mathcal{E}' = \frac{P_y}{m_k} = \frac{p_{\max}}{m_k} F, \quad (1.4)$$

– по удельному объему в м³/кг силового цилиндра [60],

$$k_1 = \frac{V}{m_k} = \frac{FL}{m_k}, \quad (1.5)$$

– по коэффициенту работы в Па*м³ силового цилиндра [60],

$$k_2 = Vp_{\max}, \quad (1.6)$$

где p_{\max} – максимальное давление в системе, Па;

V – рабочий объем силового цилиндра, м³;

F и L – площадь, м² и рабочий ход поршня силового цилиндра, м;

m_k – масса автомобиля, приходящаяся на передние колеса, кг.

При этом следует иметь в виду, что величина L зависит от передаточного числа привода (рычажной системы) к силовому цилиндру от управляемых колес. Произведение Fp_{\max} определяет максимальную силу, действующую на шток поршня.

Исходя из этих предпосылок, можно сделать следующий вывод.

Удельное усилие \mathcal{E}' не отражает расположения силового цилиндра в системе рулевого управления и не характеризует пригодность усилителя для конкретного автомобиля.

Удельный объем k_1 также не характеризует пригодности усилителя для конкретного автомобиля.

Коэффициент мощности k_2 определяет и компоновку силового цилиндра, и действующую силу, но не характеризует степень облегчения управления при повороте колес автомобиля.

Усилия R_k и R можно определить расчетом и экспериментально, как на ходу автомобиля, так и в лабораторных условиях при помощи динамометрического рулевого колеса.

По усилиям на колесе можно судить и о других качествах усилителя, как, например, об усилении на рулевом колесе, соответствующем включению, о

реактивном действии усилителя на рулевое колесо и других.

Повышение усилия на рулевом колесе характеризует одно из важных свойств рулевого управления – «чувство дороги», т. е. ощущение водителем производимого им поворота, и оценивается показателем реактивного воздействия усилителя на рулевое колесо. Этот показатель выражен процентным повышением усилия P_0 , при котором усилитель включается в действие, или тангенсом угла наклона касательной к кривой изменения усилия P . Однако эти величины не связаны с усилием на колесе P_k при работе без усилителя. Если относить их только к усилию P , то может получиться, что одно и то же изменение показателя ρ при разных изменениях сил P_k будет одинаково характеризовать два совершенно разных усилителя. Поэтому необходимо отнести величину приращения усилия P_k приращению усилия P на колесе при работе без усилителя, т. е.

$$\rho = \frac{\Delta P}{\Delta P_k}, \quad (1.7)$$

Таким образом, оценка работы усилителя и определение оценочных его параметров производится также по усилию, прилагаемому к рулевому колесу.

Прямое включение усилителя характеризуется прилагаемым к рулевому колесу усилием P_0 , при котором усилитель включается в действие. Обратное включение характеризуется действующим вдоль продольной тяги усилием T , при котором усилитель включается в действие со стороны управляемых колес. Эти усилия определяются соответственно по следующим уравнениям [50]:

$$P_0 = R \frac{1}{i_1 \eta_1}, \quad (1.8)$$

$$= R \frac{1}{i_2 \eta_2} = R \frac{i}{i_1 \eta_2}, \quad (1.9)$$

где $R=Q+S$ – сопротивление распределителя включению, составляющееся из усилия Q центрирующей пружины и силы сопротивления S , равной сумме сил трения и давления на впускной клапан или золотник;

i_1 и η_1 – прямое передаточное число и прямой КПД передачи от рулевого колеса до золотника или впускного клапана распределителя;

i – полное передаточное число рулевого управления от рулевого колеса до продольной тяги;

i_2 и η_2 – обратное передаточное число и обратный КПД передачи от продольной тяги до распределителя.

Теоретические расходы жидкости (в л/мин) в гидравлическом усилителе и воздуха – в пневматическом усилителе определяются соответственно по уравнениям [60]:

$$q_{ж} = FI \frac{2\pi n}{\varphi}, \quad (1.10)$$

$$q_{в} = FI p_x \frac{2\pi n}{\varphi}, \quad (1.11)$$

где F и I – площадь и ход поршня силового цилиндра, m^2 , m ;

n и φ – максимальное число оборотов и угол поворота рулевого колеса при перемещении поршня от одного крайнего положения до другого;

p_x – давление воздуха в ресивере, Па.

Профессор Антонов А.С. предлагает оценивать параметры работоспособности гидравлических рулевых усилителей по трем показателям [7]:

– показатель эффективности действия (\mathcal{E}):

$$\mathcal{E} = \frac{P_{Р.Б.У.}}{P_{Р.С.У.}} = \frac{P_{Р.Б.У.}}{P_{Р.Б.У.} - P_y}, \quad (1.12)$$

где $P_{Р.Б.У.}$ – усилие, прикладываемое к рулевому колесу при работе без усилителя;

$P_{Р.С.У.}$ – усилие, прикладываемое к рулевому колесу при работе с усилителем;

P_y – усилие усилителя, приведенное к рулевому колесу.

– показатель реактивного воздействия усилителя на рулевое колесо (ρ):

$$\rho = \frac{dP_{Р.С.У.}}{dM_{\Sigma}}, \quad (1.13)$$

где $P_{Р.С.У.}$ – усилие, прикладываемое к рулевому колесу при работе с усилителем, Н;

P_y – усилие усилителя, приведенное к рулевому колесу, Н.

M – показатель чувствительности, определяемый усилием, которое необходимо приложить к рулевому колесу, и углом его поворота, чтобы вызвать действие усилителя.

Чайковский И.П. и Антонов А.С. [7, 93] отмечают, что показатель эффективности \mathcal{E} может быть применим для усилителей автомобилей, управление которыми в безусилительном режиме возможно при усилиях на рулевом колесе до 700 Н. Для автомобилей высокой грузоподъемности, где это условие не выполняется, для оценки эффективности усилителя нужно использовать нагрузочный коэффициент

$$K_{py} = M_{cy}/M_{cb} , \quad (1.14)$$

где M_{cb} и M_{cy} – слагаемые суммарного момента, равного моменту M_c сопротивления повороту колес (секций), обусловленные соответственно приложенным к рулевому колесу усилием водителя и действием усилителя.

Коэффициент K_{py} показывает, во сколько раз результирующее воздействие усилителя на управляемые колеса превышает воздействие водителя. Коэффициент K_{py} связан с показателем эффективности соотношением:

$$\mathcal{E} = K_{py} + 1 , \quad (1.15)$$

В своих работах Осепчугов В.В., предлагают для оценки усилителей использовать ряд критериев [60], а именно:

– коэффициент эффективности – отношение усилия на рулевом колесе без усилителя к усилию на рулевом колесе при работающем усилителе:

$$\mathcal{E} = \frac{F_{pk}}{F_{pky}} , \quad (1.16)$$

где F_{pk} , F_{pky} – усилия на рулевом колесе при повороте автомобиля соответственно без усилителя и с включенным усилителем, Н.

– показатель реактивного действия, характеризующий силовое следящее действие усилителя, обеспечивающее водителю «чувство дороги»

$$\rho = \frac{dF_{p.k.y.}}{dM_{c\Sigma}} , \quad (1.17)$$

где $dF_{p.k.y.}$ – приращение усилия на рулевом колесе при работающем

усилителе;

dM_{Σ} – приращение суммарного момента сопротивления повороту, приведенного к цапфам управляемых колес, Н м.

– показатель обратного включения усилителя – усилие, передаваемое от колес через рулевой привод на распределительное устройство, необходимое для перемещения корпуса золотника, при котором усилитель может включаться,

$$F_{\text{ОБР}} = F_{\text{ЦПР}} + F'_{\text{тр}}, \quad (1.18)$$

где $F_{\text{ЦПР}}$ – усилие центрирующих пружин золотника, Н;

$F_{\text{тр}}$ – силы трения в рулевом механизме, приведенные к шаровому пальцу сошки при передаче усилия от рулевой сошки к рулевому колесу, Н.

Таким образом, анализ приведённых выше методов оценки параметров рулевого управления с гидравлическим усилителем, показывает, что показатель эффективности \mathcal{E} более точно характеризует основное качество усилителя – силовое действие.

Однако эта существующая методика характеризует только силовое действие усилителя, но не обеспечивает комплексной оценки его параметров на стадии проектирования.

В этой связи научно и экономически обоснованным направлением является разработка методики, позволяющей на стадии проектирования оценить и спроектировать рулевые управления, наиболее полно отвечающие предъявляемым к ним требованиям.

1.5 Выводы

Таким образом, на основе анализа условий использования грузовых автомобилей и ряда исследовательских работ по изучению рулевого управления с гидравлическим усилителем, можно сделать следующие выводы:

1) Грузовые автомобили играют важную роль в агропромышленном комплексе России. Успешное выполнение возложенных на них задач определяет экономическую составляющую и продовольственную безопасность

страны. Выход из строя каждой машины может привести к срыву выполнения этих задач. Поэтому любое решение, направленное на повышение безотказности грузовых автомобилей, является актуальным.

2) Наиболее массовым типом усилителей, применяемых на грузовых автомобилях агропромышленного комплекса России, являются гидравлические рулевые усилители. Анализ приведённых работ позволяет нам сделать вывод, что процесс теплообразования в гидравлическом рулевом усилителе недостаточно изучен, не выявлены закономерности тепловыделения в ГРУ от конструкционных и эксплуатационных параметров. В рассмотренных работах не прослеживаются единые принципы выбора экономичной и эффективной схемы гидравлического рулевого усилителя.

3) Существующее рулевое управление должно обеспечивать выполнение большого количества часто противоречивых требований, однако методика, подходящая для оценки рулевого управления с гидроусилителем руля соответствующая предъявляемым современным требованиям с целью совершенствования его параметров отсутствует.

1.6 Задачи исследований

На основании проведенного анализа состояния вопроса и в соответствии с поставленной целью сформулированы задачи исследования:

1. Провести анализ существующих конструкций и особенностей функционирования гидравлических рулевых усилителей в условиях сельскохозяйственного производства;
2. Осуществить математическое моделирование теплогидравлических процессов гидравлического рулевого усилителя в условиях ограничений и допущений с исследованием режимов его функционирования в различных условиях движения автомобиля;
3. Провести экспериментальные исследования с целью проверки и подтверждения разработанных теоретических положений;
4. Оценить технико-экономический эффект результатов исследования.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РУЛЕВОГО УСИЛИТЕЛЯ

2.1 Ограничения и допущения при расчете характеристик гидравлического рулевого усилителя

В связи со сложностью исследования гидравлических и теплофизических процессов, происходящих в гидравлическом рулевом усилителе на различных режимах его работы, сформированы общие и специально-технические допущения при расчете характеристик гидравлического рулевого усилителя.

2.1.1 Общие допущения и ограничения при расчете характеристик гидравлического рулевого усилителя

В связи с тем, что в расчете характеристик гидравлического рулевого усилителя происходит преобразование механической, гидравлической и тепловой энергии, основные допущения и ограничения определены применительно к их областям науки механики, гидравлики и теплотехники [35, 96, 99].

В механической системе гидроусилителя рулевого управления приняты следующие допущения и ограничения:

1) Движение автомобиля происходит по ровной, горизонтальной, поверхности. Сопротивление на крюке не учитывается. Данные допущения приняты исходя из действующих нормативных документов по оценке устойчивости автомобиля [10];

2) Поскольку криволинейное движение автомобиля происходит с небольшими скоростями [47, 59], влиянием аэродинамических сил пренебрегаем.

Допущения и ограничения, принятые в гидравлической системе гидроусилителя рулевого управления:

- 1) Идеальная жидкость имеет установившееся движение;
- 2) Меридиональная скорость c_m поперек потока не изменяется и поэтому все расчеты можно вести для средней линии тока.

Допущения и ограничения, принятые в теплотехнических расчетах гидроусилителя рулевого управления:

- 1) В теплотехнических расчетах течения теплоносителей считается установившимся;
- 2) Агрегатное состояние теплоносителей не изменяется;
- 3) Теплоемкость теплоносителей и коэффициент теплопередачи являются постоянными величинами и не зависят от пространственной координаты температуры;
- 4) Тепловые потери через трубки и шланги гидравлической системы во внешнюю среду малы и ими можно пренебречь.

2.1.2 Специальные технические допущения и ограничения при расчете характеристик гидравлического рулевого усилителя

В работе расчетная схема базируется на гидравлической схеме гидравлического рулевого усилителя автомобиля Урал 4320-0010-31.

Расчетная математическая модель базируется на экспериментальных данных, полученных на испытаниях гидравлического рулевого усилителя автомобиля Урал 4320-0010-31.

Взятый за прототип гидравлический рулевой усилитель автомобиля Урал 4320-0010-31 для выполнения теоретического обоснования и определения диапазона высоких значений коэффициента полезного действия, приемлем для существующих грузовых автомобилей, так как они одинаковы по физическому принципу работы и отличаются компоновочными схемами и геометрическими параметрами. Поэтому выбранный прототип для расчета его характеристики можно преобразовать по теории подобия и сравнить с любым из гидравлических рулевых усилителей, установленных, например, на КАМАЗ

4310 и т.д.

2.2 Математическое моделирование теплогидравлического потока гидравлического рулевого усилителя и регулирование параметров рабочей жидкости

2.2.1 Формирование расчетной схемы математической модели гидравлического рулевого усилителя

Анализ методик расчета показал, что гидравлический рулевой усилитель представляет собой сложную комплексную систему, в которой происходят преобразования механических, гидравлических и тепловых потоков, каждый из которых рассчитывается по своим законам. В связи с этим для определения единых принципов расчета гидравлического рулевого усилителя в качестве теоретической базы необходимо принять теорию силового потока, разработанную Антоновым А.С. [2, 7, 29].

Согласно этой теории гидравлический рулевой усилитель можно представить в виде отдельных силовых потоков: механического, гидравлического и теплового.

Для формирования расчетной схемы в качестве силового фактора механического потока принят момент M (Нм), а в качестве скоростного – угловая скорость вала ω (рад/с). В качестве силового фактора гидравлического потока принят массовый расход жидкости q (кг/с), а в качестве скоростного – напор H (м). В качестве силового фактора теплового потока принята полная теплоемкость массового расхода жидкости W (Вт/°С), а в качестве скоростного – температура жидкости T (°С).

Произведение силовых и скоростных факторов позволяет соответственно получить мощностной фактор механического потока – механическую мощность $N = M\omega$, мощностной фактор гидравлического потока – гидравлическую мощность $N^{\Gamma} = qH$, мощностной фактор теплового потока – мощность теплового

потока $Q = WT$ с единой размерностью Вт.

Согласно теории силового потока все многообразие преобразующих устройств, входящих в расчетную схему, может быть условно представлено тремя типами узловых точек: разветвляющей, кинетической и обобщенной. В разветвляющей узловой точке происходит преобразование только силовых факторов, а в кинетических – скоростных. Обобщенная узловая точка – объединение кинетических и разветвляющих узловых точек. В ней происходит одновременно преобразование силовых и скоростных факторов.

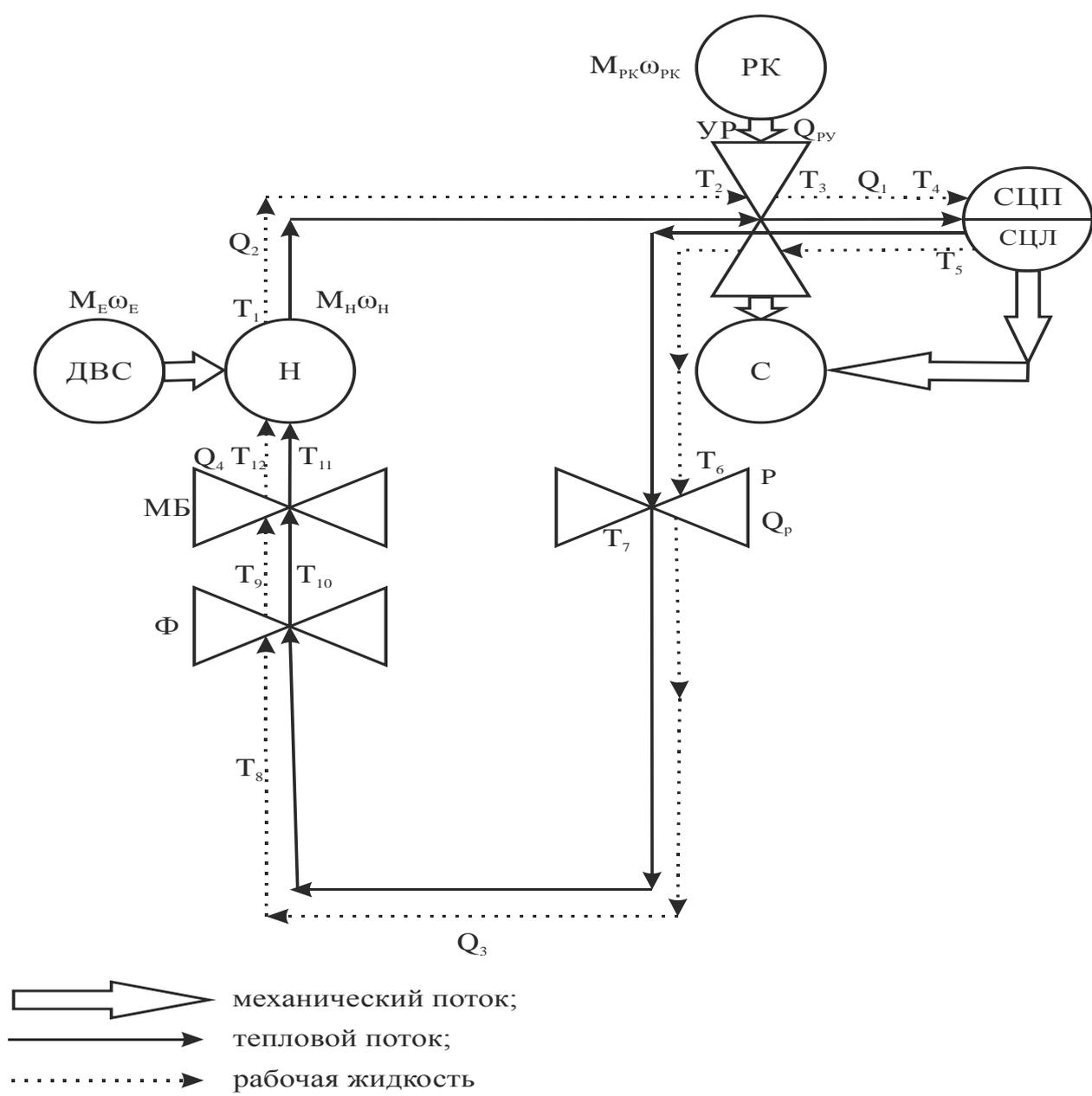
Расчетная схема гидравлического рулевого усилителя (рисунок 2.1) включает в себя следующие узловые точки:

- 1) Кинетические: бачок масляного насоса, радиатор охлаждения – устройство для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля, распределительное устройство, фильтр;
- 2) Обобщенные: двигатель, пластинчатый насос, силовой цилиндр, сопротивление.

В кинетических узловых точках происходит преобразование только скоростных факторов – напора или температуры жидкости. В насосе и силовом цилиндре (обобщенные узловые точки) осуществляется аккумулярование потерь гидравлической мощности, а в двигателе и сопротивлении осуществляется преобразование механической мощности. При постоянно подводимой мощности к насосу силовой фактор гидравлического потока не изменяется.

Потери напора в расчетной схеме гидроусилителя условно связаны с масляным бачком. Теплогидравлический поток перераспределяется от гидравлического рулевого усилителя в радиатор охлаждения.

Радиатор охлаждения – устройство для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля, где осуществляется преобразование скоростного потока – температуры рабочей жидкости и преобразование мощностного фактора – мощность теплового потока.



ДВС – двигатель; Н – насос, УР – устройство распределительное, СЦП – силовой цилиндр правая полость; СЦЛ – силовой цилиндр левая полость; С – сопротивление со стороны колес; Р – радиатор – устройство для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля; Ф – фильтр; МБ – масляный бачок

Рисунок 2.1 – Расчетная схема гидравлического рулевого усилителя

Основными силовыми потоками в расчетной схеме гидравлического рулевого усилителя являются: механический и гидравлический потоки, а тепловой поток – относительным.

Для каждого потока отдельно составим уравнение неразрывности баланса в узловых точках. Для составления уравнений баланса воспользуемся вторым и третьим принципами теории силового потока. Согласно второму принципу теории силового потока сумма скоростных факторов замкнутого силового потока равна нулю.

Или в общем виде:

$$\sum_{k=1}^n U_k = 0, \quad (2.1)$$

где U_k – скоростной фактор k – потока;

n –количество потоков.

В расчетной схеме преобразования скоростного фактора теплового потока происходит в замкнутом силовом контуре – гидравлическом рулевом усилителе.

В замкнутом силовом контуре для кинетических узловых точек бачок масляного насоса, радиатор охлаждения, распределительное устройство, фильтр и обобщенных узловых точек пластинчатый насос, силовой цилиндр преобразование скоростного фактора – температуры будет соответственно определяться:

$$T_H = T_1 - T_2, \quad (2.2)$$

$$T_{ур} = T_3 - T_4, \quad (2.3)$$

$$T_{цц} = T_5 - T_6, \quad (2.4)$$

$$T_p = T_7 - T_8, \quad (2.5)$$

$$T_{ф} = T_9 - T_{10}, \quad (2.6)$$

$$T_{мб} = T_{11} - T_{12}, \quad (2.7)$$

где T_H , $T_{ур}$, $T_{цц}$, T_p , $T_{ф}$, $T_{мб}$ – температуры соответственно насоса, устройства распределительного, силового цилиндра, радиатора, фильтра, масляного бачка, °С.

T_{12} – температура рабочей жидкости насоса гидравлической линии между выходом насоса и входом распределительного устройства;

T_{34} – температура рабочей жидкости распределительного устройства гидравлической линии между выходом распределительного устройства и входом в силовой цилиндр;

T_{56} – рабочей жидкости силового цилиндра гидравлической линии между выходом силового цилиндра и входом в радиатор;

T_{78} – температура рабочей жидкости радиатора гидравлической линии между выходом радиатора и входом в фильтр;

T_{910} – температура рабочей жидкости фильтра гидравлической линии между выходом фильтра и входом в масляный бачок;

T_{1112} – температура рабочей жидкости масляного бачка гидравлической линии между масляного бачка и входом в насос.

Согласно третьему принципу теории силового потока сумма мощностей всех потоков, подводимых и отводимых от узловой точки равна нулю.

Или в общем виде:

$$\sum_{i=1}^n N_i = 0, \quad (2.8)$$

где N_i – мощностной фактор i – го потока;

n – количество потоков.

К каждой узловой точке расчетной схемы применим третий принцип теории силового потока и, считая все выходные силовые потоки отрицательными, а все входные – положительными, получим:

1) Для распределительного устройства:

$$Q_2 - Q_1 - Q_{ур} = 0, \quad (2.9)$$

где Q_1 – мощность теплового потока рабочей жидкости гидравлической линии между выходом из распределительного устройства и входом в радиатор, Вт;

Q_2 – мощность теплового потока рабочей жидкости гидравлической линии между выходом из насоса и входом в распределительное устройство, Вт;

$Q_{ур}$ – теплота, передаваемая распределительным устройством окружающей среде, Вт;

2) Для радиатора – устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля:

$$Q_1 - Q_3 - Q_p = 0, \quad (2.10)$$

где Q_3 – мощность теплового потока рабочей жидкости гидравлической линии между выходом из радиатора и входом в масляный бачок, Вт;

Q_p – теплоотражающая способность радиатора, Вт;

3) Для масляного бачка:

$$Q_3 - Q_4 - Q_{мб} = 0, \quad (2.11)$$

где Q_4 – мощность теплового потока рабочей жидкости гидравлической линии между выходом масляного бачка и входом в насос, Вт;

$Q_{мб}$ – теплота, передаваемая масляным бачком окружающей среде, Вт;

4) Для насоса:

$$N_d - N_H^r - \Delta N_H = 0, \quad (2.12)$$

где N_d – механическая мощность, подводимая от двигателя, Вт;

N_H^r – гидравлическая мощность, отводимая от насоса, Вт;

ΔN_H – потери мощности, Вт.

Согласно теории силового потока Антонова А.С. [7] энергетические возможности гидропривода полностью характеризуются его мощностью. Баланс мощности можно представить в виде:

$$N_{вх} = N_{вых} + \Delta N, \quad (2.13)$$

где $N_{вх}$ – входная мощность, Вт;

$N_{вых}$ – выходная мощность, Вт;

ΔN – потери мощности в гидроприводе, Вт.

Энергетический баланс гидравлического рулевого усилителя будет иметь вид:

$$N_{вх} = N_{вых} + \Delta p_n q + \Delta N_H + \Delta p_{ур} q + \Delta p_{рад} q + \Delta p_{ф} q + \Delta p_{сц} q + \Delta N_{сц}$$

Все потери мощности гидропривода превращаются в тепло.

Таким образом, полученная расчетная схема отражает в общем виде процессы преобразования механического, гидравлического и теплового потоков гидравлического рулевого усилителя, так как их силовые, скоростные

и мощностные факторы связаны между собой вторым и третьим принципами теории силового потока [45, 99].

2.2.2 Математическое моделирование распределения теплогидравлического потока рабочей жидкости в гидравлическом рулевом усилителе

Непосредственное определение коэффициента полезного действия гидравлического рулевого усилителя осложняется тем, что теоретически и практически очень сложно определить потери во всех точках характеристики гидроусилителя. Единственная точка характеристики, которая может быть определена расчетом более – менее достоверно – точка максимального коэффициента полезного действия.

В общем виде уравнение суммарных потерь мощности гидравлического рулевого усилителя имеет вид [9]

$$\sum \Delta N = N_{\text{вх}} - N_{\text{вых}}, \quad (2.14)$$

Так как в формуле (2.14) неизвестно значение $N_{\text{вых}}$, то данное уравнение выразим через коэффициент полезного действия, тем самым, определив аналитическую связь между потерями мощности и коэффициентом полезного действия гидравлического рулевого усилителя.

$$\sum \Delta N = N_{\text{вх}}(1 - \eta_{\text{ГРУ}}), \quad (2.15)$$

откуда

$$\eta_{\text{ГРУ}} = \frac{N_{\text{вх}} - \sum \Delta N}{N_{\text{вх}}}, \quad (2.16)$$

Для дальнейшего описания математической модели, которая включает параметр $\sum \Delta N$ в формуле (2.16), все многообразие потерь мощности преобразуется в тепло [22]. То есть, в работе выдвинута гипотеза о том, что суммарные потери на установившихся режимах работы гидравлического рулевого усилителя, равны количеству теплоты, которое необходимо отвести от гидроусилителя.

$$\sum \Delta N = Q_{ГРУ}, \quad (2.17)$$

В параметр $Q_{ГРУ}$ не входит количество тепла, необходимое на нагрев рабочей жидкости и деталей гидроусилителя, а также отводимое конвекцией в окружающую среду. То есть, предполагается, что процентное содержание $Q_{ГРУ}$ намного больше, чем перечисленные составляющие тепловыделения.

Таким образом, целью математической модели является определение количества отводимого тепла на установившихся режимах работы гидравлического рулевого усилителя для того чтобы в последующем более точно определять коэффициент полезного действия гидроусилителя [4, 52, 90].

Переменными параметрами математической модели механического потока являются: угловая скорость вала насоса ω_n , скорость движения штока поршня $V_{ш}$, входная мощность $N_{вх}$, а для теплового потока – количество теплоты $Q_{ГРУ}$, отводимое от гидравлического рулевого усилителя.

При детерминированном процессе, когда скоростные температурные поля теплоносителей не меняются, нет необходимости решать уравнение теплового баланса в дифференциальной форме [46, 72].

Для составления системы уравнений теплового баланса гидроусилителя рулевого управления вновь воспользуемся положениями теории силового потока. Используя уравнения неразрывности тепловых потоков в узловых точках, составим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} Q_2 - Q_1 - Q_{ур} &= 0 \\ Q_1 - Q_3 - Q_p &= 0 \\ Q_3 - Q_4 - Q_{мб} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

В систему уравнений подставим значения силового и скоростного факторов теплогидравлических потоков:

$$\left. \begin{aligned} W_{рж} T_1 - W_{рж} T_4 - Q_{ур} &= 0 \\ W_{рж} T_4 - W_{рж} T_7 - Q_p &= 0 \\ W_{рж} T_7 - W_{рж} T_{12} - Q_{мб} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

Для определения $Q_{ур}$, Q_p , $Q_{мб}$ согласно теории силового потока необходимо использовать уравнение характеристик. Для $Q_{ур}$ уравнение имеет вид [97]

$$Q_{ур} = K_1 F_1 (T_{ур} - T_{воз}), \quad (2.20)$$

где K_1 – коэффициент теплопередачи распределительного устройства, Вт/м²*°С;

F_1 – поверхность охлаждения распределительного устройства, м²;

$T_{ур}$, $T_{воз}$ – средние температуры соответственно рабочей жидкости и воздуха, °С;

$$Q_p = K_2 F_2 (T_p - T_{воз}), \quad (2.21)$$

где K_2 – коэффициент теплопередачи радиатора, Вт/м²*°С;

F_2 – поверхность охлаждения радиатора, м²;

T_p , $T_{воз}$ – средние температуры соответственно рабочей жидкости и воздуха, °С;

$$Q_{мб} = K_3 F_3 (T_{мб} - T_{воз}), \quad (2.22)$$

где K_3 – коэффициент масляного бочка, Вт/м²*°С;

F_3 – поверхность масляного бачка, м²;

$T_{мб}$, $T_{воз}$ – средние температуры соответственно рабочей жидкости и воздуха, °С;

В системе уравнений (2.19) неизвестны четыре параметра, а в уравнении – три.

Но так как наша задача – определить разность температур гидравлического рулевого усилителя, то два неизвестных параметра заменяем их разностью $\Delta T_{РЖ}^{ГРУ}$.

Из системы уравнений (2.19) выразим $\Delta T_{РЖ}^{ГРУ}$

$$T_1 - T_{12} = \frac{Q_{ур} + Q_p + Q_{мб}}{W_{рж}}, \quad (2.23)$$

Или

$$\Delta T_{РЖ}^{ГРУ} = \frac{K_1 F_1 (T_{ур} - T_{воз}) + K_2 F_2 (T_p - T_{воз}) + K_3 F_3 (T_{мб} - T_{воз})}{C_{рж} q}, \quad (2.24)$$

где $C_{рж}$ – удельная теплоемкость рабочей жидкости, Дж/кг*°С;

q – расход рабочей жидкости, кг/с.

Таким образом, разработана математическая модель установившегося температурного напора рабочей жидкости гидравлического рулевого усилителя.

Далее установим аналитическую зависимость между температурным напором рабочей жидкости и коэффициентом полезного действия гидравлического рулевого усилителя. Для этого воспользуемся зависимостью (2.15), подставив вместо $\sum \Delta N$ количество теплоты, отводимое от гидроусилителя. В результате получим:

$$Q_{ГРУ} = N_{вх}(1 - \eta_{ГРУ}), \quad (2.25)$$

Подставив в формулу (2.25) вместо мощностных факторов произведение их скоростных и силовых факторов

$$W_{рж} \Delta T_{РЖ}^{ГРУ} = M_H \omega_H (1 - \eta_{ГРУ}), \quad (2.26)$$

Откуда

$$\eta_{ГРУ} = 1 - \frac{\Delta T_{РЖ}^{ГРУ} C_{рж} q}{M_H \omega_H}, \quad (2.27)$$

Аналитическая зависимость (2.27) между температурным режимом и коэффициентом полезного действия гидравлического рулевого усилителя получена.

Ее анализ показывает, что повышение температурного напора рабочей жидкости ведет к уменьшению коэффициента полезного действия гидравлического рулевого усилителя и, наоборот, с уменьшением теплового напора рабочей жидкости коэффициент полезного действия гидравлического рулевого усилителя повышается.

Следовательно, зная температурный напор рабочей жидкости, можно определить коэффициент полезного действия гидравлического рулевого усилителя на любых режимах его работы. Полученное решение дает новые возможности, при проектировании гидравлических рулевых усилителей.

2.2.3 Физическая модель устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля

Анализируя зависимость (2.27) мы видим, что для повышения коэффициента полезного действия гидравлического рулевого усилителя нам необходимо понизить температурный напор рабочей жидкости. Для понижения температурного напора необходимо снизить температуру рабочей жидкости гидроусилителя. Так как основным источником нагрева является насос гидравлического рулевого усилителя, то нам необходимо снизить количество выделяемого тепла в насосе гидравлического рулевого усилителя.

Количество выделяемого тепла в насосе гидравлического рулевого усилителя определяется [56]:

$$Q_n = p_n q \left(\frac{1}{\eta_n} - 1 \right), \quad (2.28)$$

где Q_n – количество тепла, выделяемое в гидравлической системе на выходе из насоса за 1 с, Вт:

p_n – давление в гидравлической системе на выходе из насоса, Па;

q – производительность насоса при давлении p , м³/с.

Разработанная автором гидравлическая система гидравлического рулевого усилителя позволит выполнить эти условия путем установки устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля.

Предлагаемое изобретение направлено на повышение эффективности охлаждения жидкости в гидравлического рулевого усилителя, в том числе при нахождении рулевого колеса в крайних положениях, когда интенсифицируется работа насоса, разогревающего жидкость в системе, что может привести к ее закипанию.

Технический результат достигается тем, что в устройстве, содержащем рулевой механизм, связанный механически с рулевым колесом, а также насос, гидроцилиндр, фильтр и бачок, связанные между собой посредством

трубопровода, в теле последнего по всей длине выполнены пластинчатые вставки, с одной стороны входящие внутрь трубопровода и непосредственно контактирующие с рабочей жидкостью (маслом), а другой – выходящие за пределы трубопровода на величину, не менее половины его наружного диаметра. При этом крепление вставок в теле трубопровода осуществляется любым известным способом, позволяющим предотвратить разрушение трубопровода и выдавливание вставок за его пределы – сваркой, пайкой, клеиванием, запрессовыванием и пр., материал вставок имеет коэффициент теплопроводности выше, чем основной материал трубопровода, а количество вставок по периметру трубопровода определяется теплонапряженностью гидравлического рулевого усилителя.

Отличительным признаком технического решения является то, что в теле трубопровода по всей его длине размещены и жестко закреплены по отношению к его телу пластинчатые вставки с коэффициентом теплопроводности выше, чем у основного материала трубопровода, с одной стороны входящие внутрь трубопровода и непосредственно контактирующие с рабочей жидкостью, а другой – выходящие за пределы трубопровода на величину, не менее половины его наружного диаметра.

Сущность: организация дополнительных каналов теплопередачи от жидкости системы гидравлического рулевого усилителя в окружающее пространство по всей длине трубопровода.

Принципиальная схема гидравлического рулевого усилителя с устройством для повышения эффективности охлаждения жидкости представлена на рисунке 2.2, где показано поперечное сечение трубопровода.

Устройство состоит из трубопровода 1, внутри которого находится рабочая жидкость 2, а в его теле, по всей длине трубопровода 1, выполнены вставки 3, имеющие коэффициент теплопроводности выше, чем основной материал трубопровода 1. Вставки 2, с одной стороны, контактируют с рабочей жидкостью 2, располагающейся внутри трубопровода 1, а с другой, – с воздухом окружающего пространства. Длина наружных частей вставок 3 –

большая, чем половина наружного диаметра трубопровода 1 – достаточна для организации интенсивного теплообмена с воздухом окружающего пространства. Вставки 3 жестко закреплены в теле трубопровода 1 любым из известных способов – пайкой, сваркой, клеиванием, запрессовыванием и т.п.

Работа устройства осуществляется следующим образом: при работе гидравлического рулевого усилителя рабочая жидкость 2 протекает внутри трубопровода 1 и омывает вставки 3. За счет более высокого коэффициента теплопроводности вставок 3, чем у основного материала трубопровода 1, через вставки 3 начинается теплообмен между жидкостью 2 и воздухом окружающего пространства. При этом теплообмен происходит по всей длине трубопровода 1, гидравлически соединяющего все элементы гидравлического рулевого усилителя.

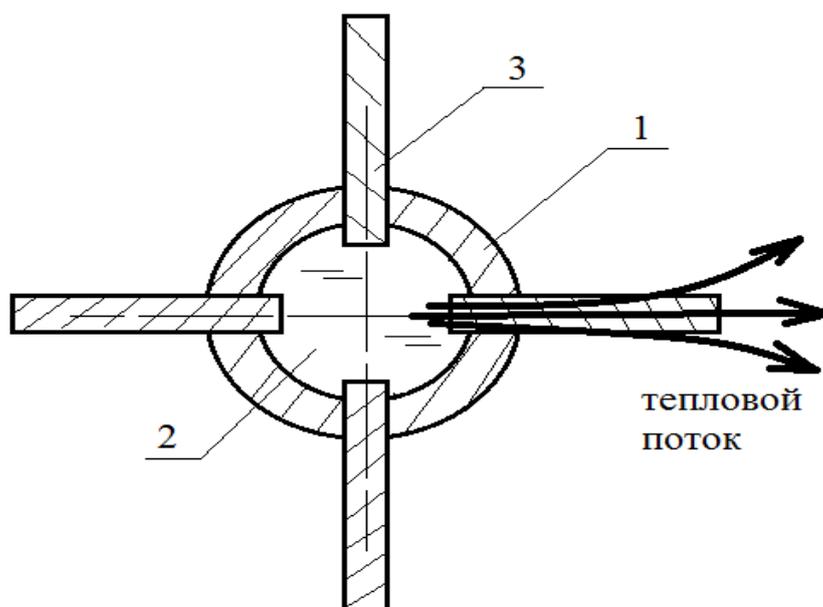


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости ГУР

При повышении температуры жидкости 2, например, вследствие интенсификации работы гидравлического рулевого усилителя, вставки 3 начинают играть роль локальных радиаторов охлаждения (тепловолноводов).

Таким образом, предлагаемое устройство позволяет предотвратить

перегрев пластинчатого насоса, повысить эффективность охлаждения жидкости гидроусилителя руля и предохранить детали гидравлического рулевого усилителя от чрезмерных нагрузок, повысить коэффициент полезного действия гидравлического рулевого усилителя [8].

2.2.4 Регрессионная зависимость рабочего давления, расхода и вязкости рабочей жидкости на коэффициент полезного действия гидроусилителя рулевого управления

При выборе вида регрессионной зависимости регулирования давления рабочей жидкости гидроусилителя использованы следующие положения [11, 42, 84, 95]:

1) С увеличением расхода рабочей жидкости q давление рабочей жидкости в гидроусилителе p также увеличивается (рисунок 2.3);

2) С увеличением вязкости γ коэффициент полезного действия гидравлического рулевого усилителя уменьшается (рисунок 2.4);

3) Температура рабочей жидкости и расход q влияют на γ экспоненциально:

$$\gamma = \gamma_0 \exp^{-\beta(T-T_0)}, \quad (2.29)$$

где γ и γ_0 – вязкости при температуре T и T_0 , $\text{мм}^2/\text{с}$;

β – коэффициент значение которого для масел изменяется в пределах 0,02 – 0,03

$$\gamma = \gamma_0 \exp^{\alpha(p-p_0)}, \quad (2.30)$$

где γ и γ_0 – вязкости при давлении p и p_0 , $\text{мм}^2/\text{с}$;

α – коэффициент, значение которого для масел изменяется в пределах 0,02 – 0,03.

При этом зависимости (2.29) и (2.30) одинаковы с точностью до знака коэффициента α и β .

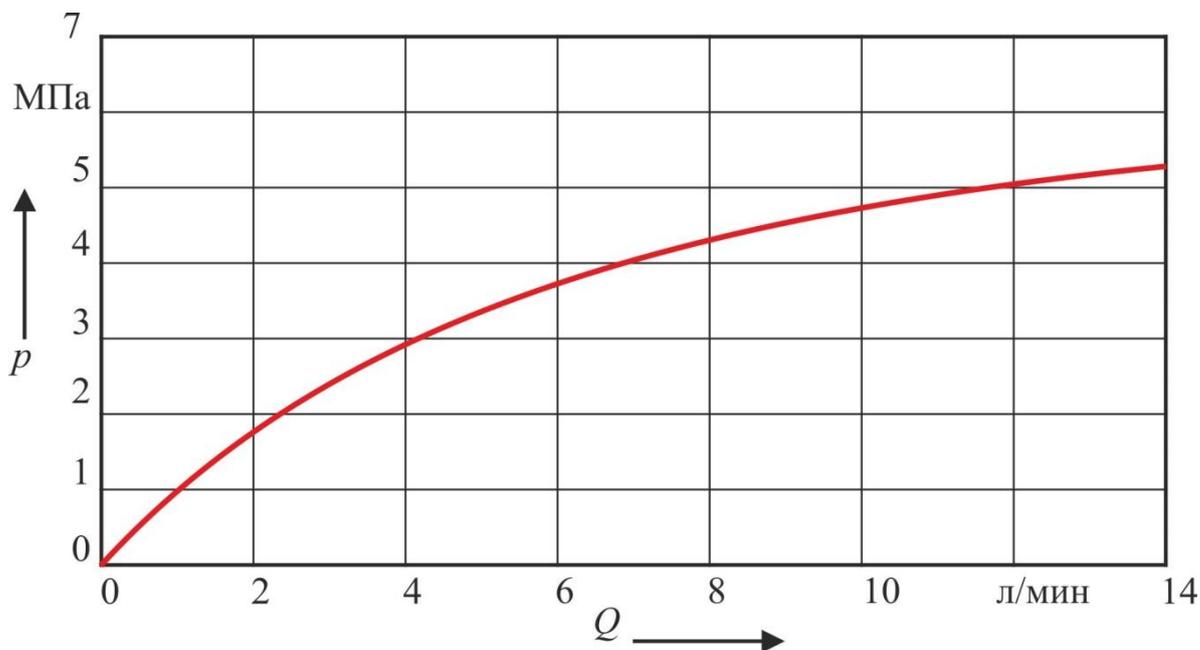


Рисунок 2.3 – Зависимость изменения давления p от расхода рабочей жидкости

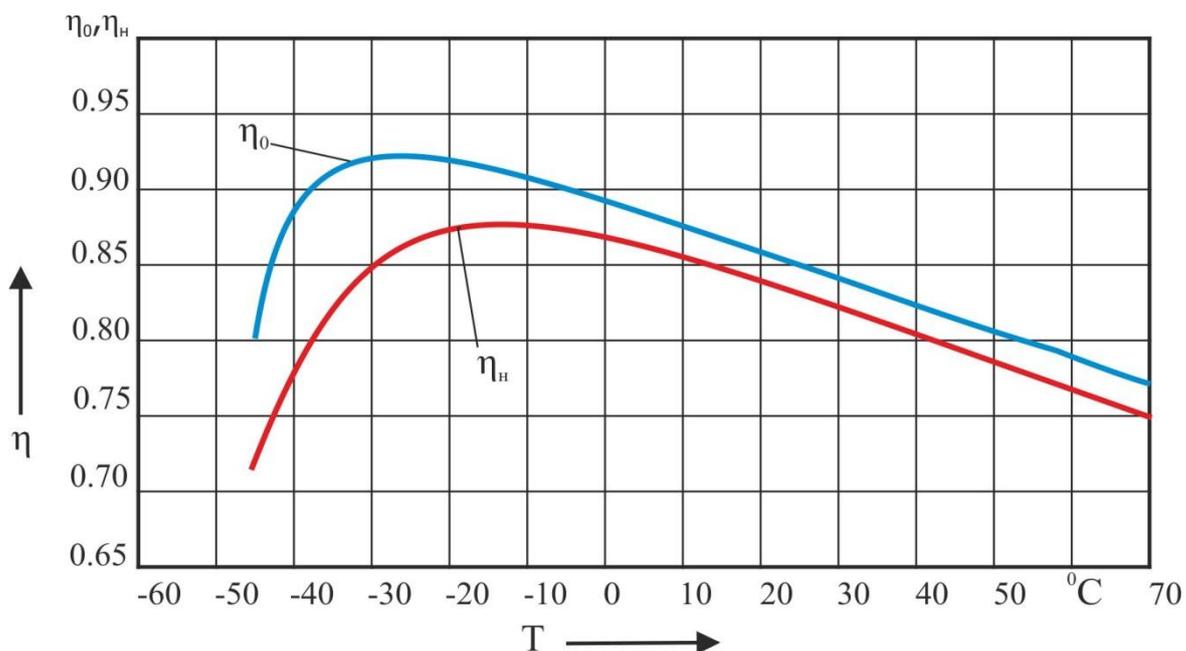


Рисунок 2.4 – Зависимость изменения объемного КПД насоса ГРУ и КПД насоса ГРУ в зависимости от температуры рабочей жидкости

4) зависимость вязкости от температуры рабочей жидкости (рисунок 2.5) описывается формулой Вальтера в экспоненциальной форме:

$$(\gamma_1 + \alpha) = \exp\left(\frac{\alpha}{T_E}\right), \quad (2.31)$$

или

$$(\gamma_1 + \alpha) = (\exp) \exp(\ln \alpha - E \ln T), \quad (2.32)$$

где γ_1 – кинематическая вязкость, мм²/с, при температуре t , °С;

α и E – коэффициенты, зависящие от индивидуальных свойств рабочей жидкости;

T – абсолютная температура, °С.

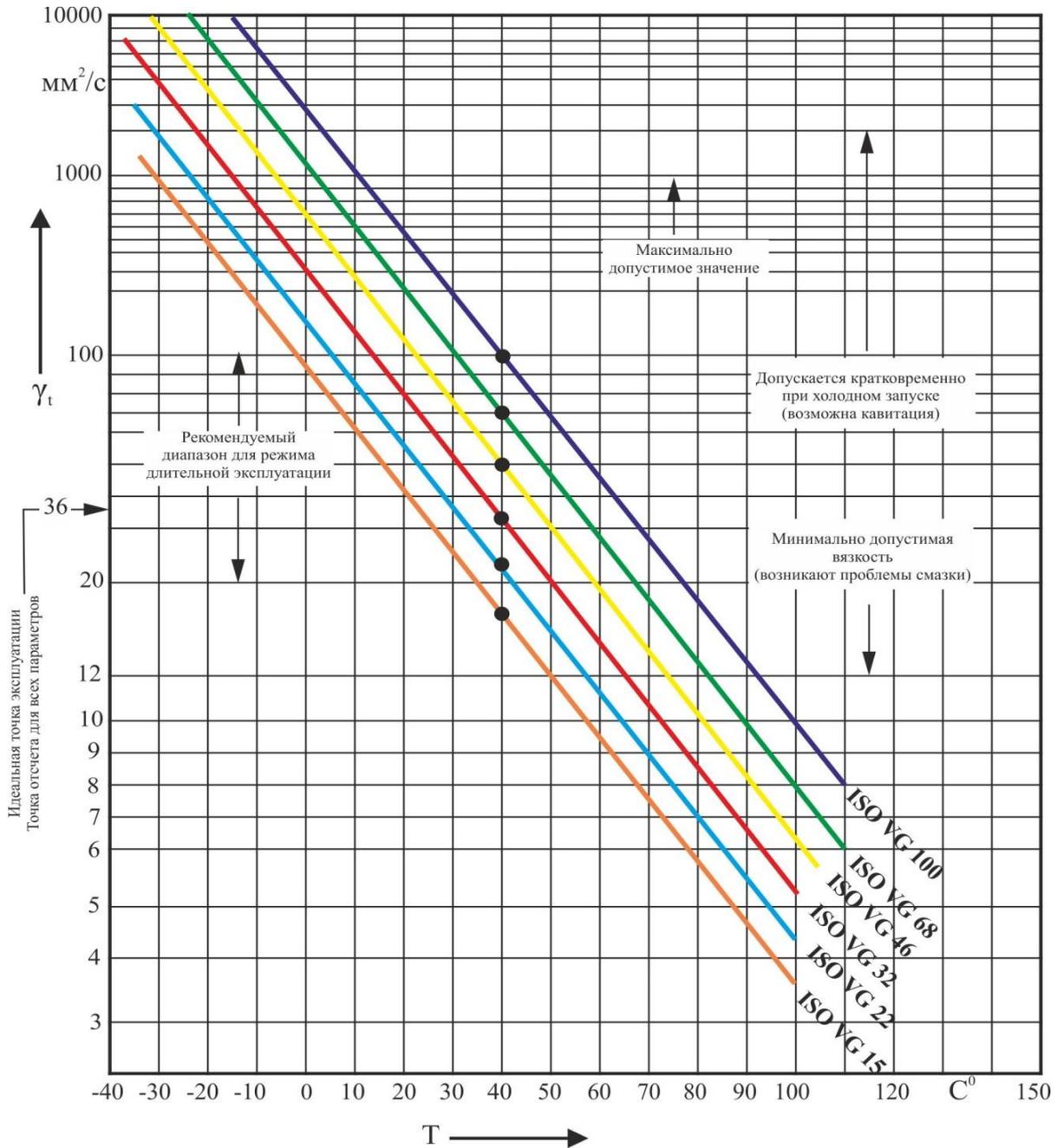


Рисунок 2.5 – Зависимость изменения вязкости рабочей жидкости от температуры рабочей жидкости

Определение коэффициентов a , b и c необходимо провести методом

подбора в системе Mathcad на основании зависимости, полученной экспериментально для конкретной марки машины.

Исходя из данных предположений, исследуемая регрессионная модель зависимости p от q гидроусилителя примет вид:

$$p = c - (\exp) \exp^{-(a + b \ln q_1)}, \quad (2.33)$$

где a и b – коэффициенты, зависящие от индивидуальных свойств рабочей жидкости ГРУ;

c – коэффициент, зависящий от предельного значения p .

2.3 Методика теплогидравлического расчета гидравлического рулевого усилителя на всех режимах его работы

2.3.1 Математическая модель определения реакций, действующих на автомобиль при повороте

Для колес одного управляемого моста момент сопротивления повороту на месте определяется [28]:

$$M_{\Sigma} = 2 (M_f + M_{ck} + M_h), \quad (2.34)$$

где M_f – момент сопротивления качению колеса, Нм;

M_{ck} – момент сопротивления повороту колеса Нм;

M_h – момент сопротивления подъему из-за стабилизации управляемого колеса, Нм.

Для колес одного управляемого моста момент сопротивления повороту управляемых колес в движении по деформируемому грунту определяется [20, 68, 77]

$$M_{\Sigma} = 2 (M_f + M_{ck} + M_h + M_s), \quad (2.35)$$

где M_s – момент сопротивлению сдвигу грунта, Нм;

M_{ck} – момент сопротивления повороту колеса, Нм;

$$M_s = \tau V_s, \quad (2.36)$$

где τ – величина сопротивления грунта сдвигу, Па;

V_s – объем сдвигаемого грунта, м³;

$$V_s = h_r S_k, \quad (2.37)$$

где h_r – глубина колеи, м;

S_k – площадь пятна контакта, м²;

$$h_r = \sqrt{\frac{P_{zk}}{C_r B_{ш} (1 - 0,33\mu_r) \sqrt{D_k}}}, \quad (2.38)$$

где P_{zk} – нормальная нагрузка колеса, Н;

$B_{ш}$ – ширина профиля автомобильного колеса, м;

D_k – диаметр колеса, м;

C_r – коэффициент осадки грунта;

μ_r – коэффициент, характеризующий возрастание сопротивления грунта при увеличении нагрузки;

$$\tau = C_0 + q_n \operatorname{tg} \varphi_0, \quad (2.39)$$

где C_0 – параметр, характеризующий связанность частиц грунта между собой, Па;

q_n – давление на грунт нормальное к поверхности среза, Па;

φ_0 – угол внутреннего трения грунта.

Момент сопротивления качению управляемых колес ориентировочно подсчитывают по формуле [77]:

$$M_f = f * m_k * g * a_{шк}, \quad (2.40)$$

где f – коэффициент сопротивлению качению колес;

$a_{шк}$ – расстояние от центра отпечатка до пересечения оси шкворня опорной поверхности (плечо обкатки), м;

m_k – масса автомобиля, приходящаяся на управляемое колесо, кг.

$$a_{шк} = l_{ц} - r_{см} * (\lambda + \beta_{шк}), \quad (2.41)$$

где $l_{ц}$ – длина цапфы, м;

$r_{см}$ – статический радиус колеса, м;

λ – угол развала колес, рад;

$\beta_{шк}$ – угол наклона шкворня вбок, рад.

Момент сопротивления повороту одного колеса вследствие проецирования элементов его отпечатка, находят по формуле [60]:

$$M_{ск} = 0,25 * \varphi_n * m_k * g * l_0, \quad (2.42)$$

где l_0 – длина пятна контакта, м;

φ_n – коэффициент поперечного сцепления при повороте колеса на месте.

Длину пятна контакта шины с дорогой находят по формуле [50]:

$$l_0 = 2 * \sqrt{r_c^2 - r_{cm}^2}, \quad (2.43)$$

где r_c – свободный радиус колеса, м.

Момент сопротивления подъему управляемого колеса находят, используя выражение [50]

$$M_h = a_{шк} * m_k * g * [\lambda(\sin a_{ср} + \sin \beta_{ср}) + \gamma_{шк} * (\cos a_{ср} + \cos \beta_{ср})] \quad (2.44)$$

где $a_{ср}$, $\beta_{ср}$ – средние углы поворота внутреннего и наружного колес автомобиля, рад;

$\gamma_{шк}$ – угол наклона шкворня назад, рад.

В качестве примера проведем расчет для автомобиля УРАЛ 4320 – 01.

Для более точного определения f используем формулу Селифонова-Титкова [80], в которой примем ранее рассчитанное нами f за f_0 :

$$f = f_0 * (1 + A * V_{a1}^2) * \left(1 + \frac{V_{a2}^2}{\varphi * g * R_{пов}}\right), \quad (2.45)$$

где A – экспериментальное значение – $(4-5) \times 10^{-5} \left(\frac{ч}{км}\right)^2$,

V_{a1} – скорость автомобиля, км/ч;

V_{a2} – скорость автомобиля, м/с;

$R_{пов}$ – радиус поворота автомобиля, м.

Для определения максимального момента сопротивлению управляемых колес при движении автомобиля в тяжелых условиях подставляем найденные нами коэффициенты φ и f в описанный ранее нами расчет (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Зависимость момента сопротивления управляемых колес от дорожных условий

Дорожные условия	Коэффициент сопротивления качению, f	Коэффициент сцепления, φ	Момент сопротивления управляемых колес автомобиля УРАЛ – 4320 при скорости 30 км/ч, радиусе поворота 11 метров, M_{Σ} (Н*м)	Момент сопротивления управляемых колес автомобиля УРАЛ 4320-01, M_{Σ} (Н*м)
Асфальтобетон	0,012	0,9	5830	5789
Гравий	0,02	0,65	4686	4365
Грунтовая сухая	0,025	0,7	5130	4756
Грунтовая мокрая	0,05	0,55	5179	4229
Песок	0,1	0,19	8300	2803
Уплотненный снег	0,03	0,2	3297	2049

2.4 Определение режимов работы гидравлического рулевого усилителя

2.4.1 Определение частоты вращения коленчатого вала двигателя при повороте автомобиля при различных условиях движения

Определяем частоту вращения коленчатого вала двигателя при повороте автомобиля при различных условиях движения [7, 81]:

$$n_d = \frac{30V_a U_{mp}}{\pi r_k}, \quad (2.46)$$

где V_a – скорость движения автомобиля, м/с;

U_{mp} – общее передаточное число трансмиссии;

r_k – статический радиус колеса, м.

2.4.2 Определение режимов работы автомобиля при повороте автомобиля в различных условиях движения

Для определения общего передаточного числа трансмиссии при повороте автомобиля в различных условиях движения рассчитываем и строим динамическую характеристику автомобиля (рисунок 2.6 – рисунок 2.11) [48].

$$N_E = N_{EMAX} \left[a_1 \frac{n_{Ei}}{n_N} + a_2 \left(\frac{n_{Ei}}{n_N} \right)^2 - a_3 \left(\frac{n_{Ei}}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2.47)$$

где N_{EMAX} – максимальная эффективная мощность двигателя, Вт;

a_1, a_2, a_3 – опытные коэффициенты;

n_{Ei} – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, об/мин;

n_N – частота вращения, соответствующая максимальной мощности, об/мин.

$$P_a = \frac{N'_E \eta_{mp}}{V}, \quad (2.48)$$

где η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии;

N'_E – эффективная мощность двигателя, Вт.

$$N'_E = (1 - K_U) N_E, \quad (2.49)$$

где K_U – коэффициент, характеризующий потери мощности на привод вспомогательного оборудования.

$$G_a = m_a g, \quad (2.50)$$

где m_a – полная масса автомобиля, кг.

$$m_a = m_c + m_r + m_p, \quad (2.51)$$

где m_a – снаряженная масса автомобиля, кг;

m_r – масса груза, кг;

m_p – масса пассажиров, кг.

$$\eta_{mp} = \eta_{кп} * \eta_{рк} * \eta_{гп}, \quad (2.52)$$

где $\eta_{кп}$ – коэффициент полезного действия коробки передач;

$\eta_{рк}$ – коэффициент полезного действия раздаточной коробки;

$\eta_{гп}$ – коэффициент полезного действия главной передачи.

$$U_{mp} = U_{кп} * U_{рк} * U_{гп} * U_{кап}, \quad (2.53)$$

где $U_{кп}$ – передаточное число коробки передач;

$U_{рк}$ – передаточное число раздаточной коробки;

$U_{гп}$ – передаточное число главной передачи;

$U_{кап}$ – передаточное число карданной передачи.

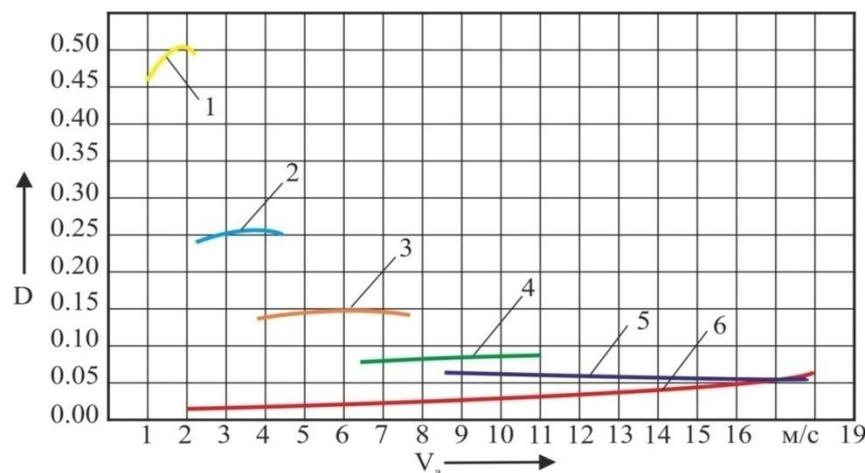
$$D = \frac{P_a - P_w}{G_a}, \quad (2.54)$$

где P_a – сила тяги на колесах автомобиля, Н;

G_a – сила тяжести автомобиля, Н;

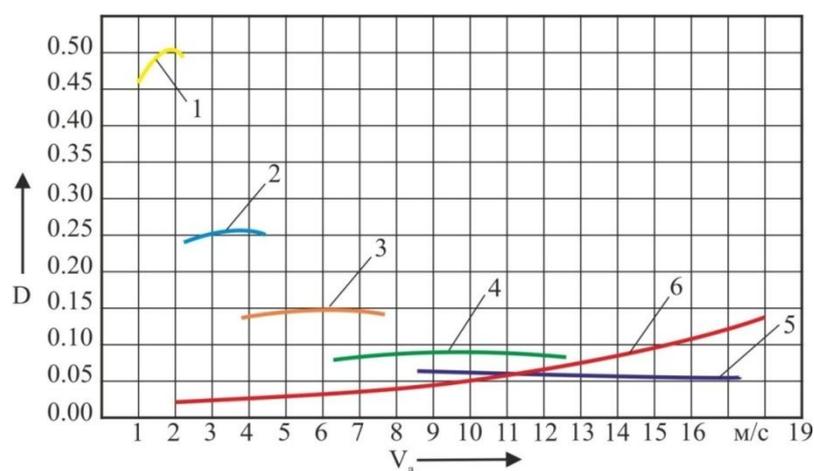
P_w – сила сопротивления воздуха, Н.

Сила сопротивления воздуха при скорости автомобиля менее 40 км/ч не учитывается.



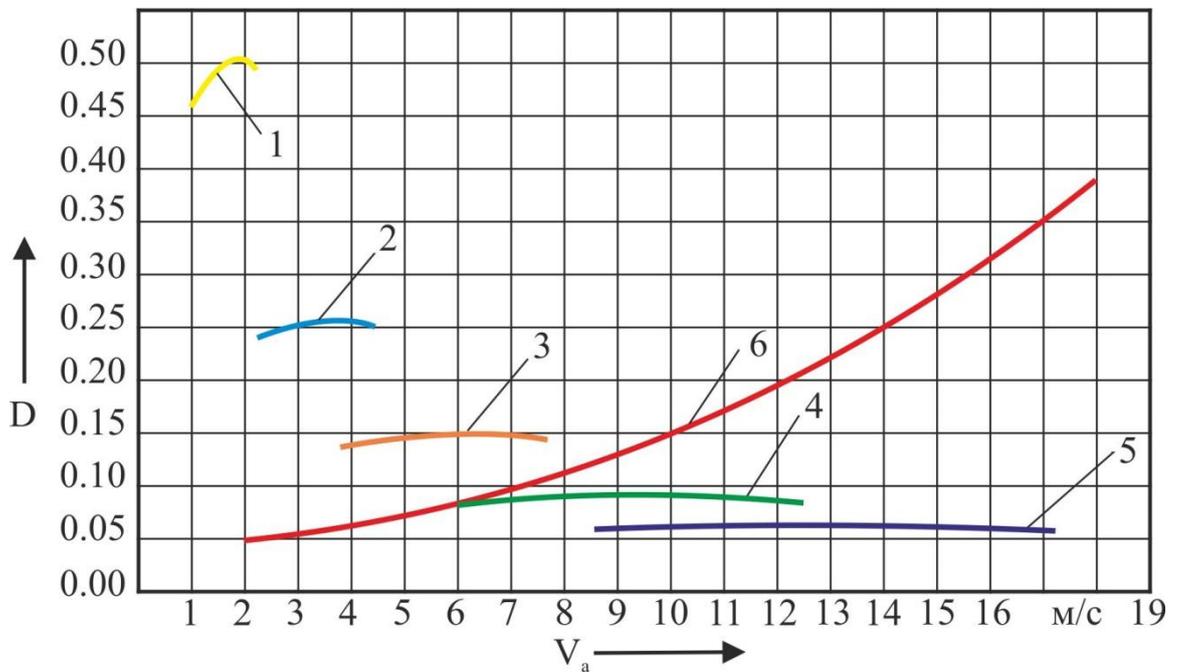
1 – 1 передача, 2 – 2 передача, 3 – 3 передача, 4 – 4 передача, 5 – 5 передача, 6 – сопротивление движению по асфальту

Рисунок 2.6 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по асфальту



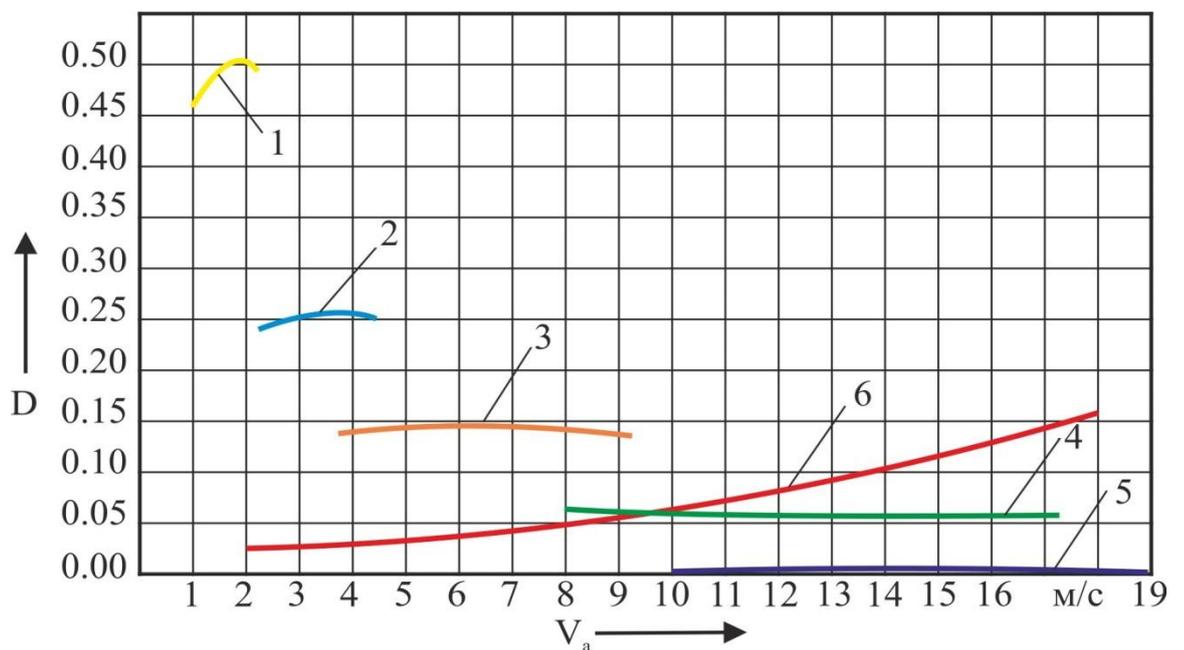
1 – 1 передача, 2 – 2 передача, 3 – 3 передача, 4 – 4 передача, 5 – 5 передача, 6 – сопротивление движению по гравиию

Рисунок 2.7 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по гравиию



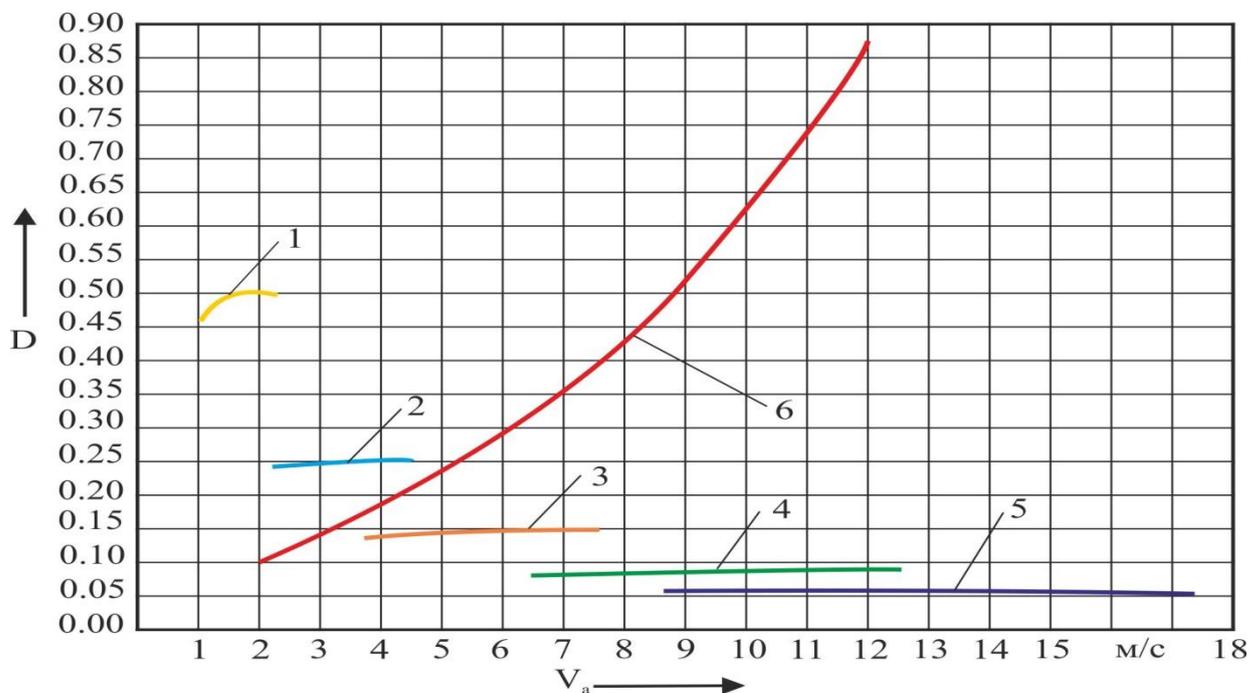
1 – 1 передача, 2 – 2 передача, 3 – 3 передача, 4 – 4 передача, 5 – 5 передача, 6 – сопротивление движению по мокрому грунту

Рисунок 2.8 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по мокрому грунту



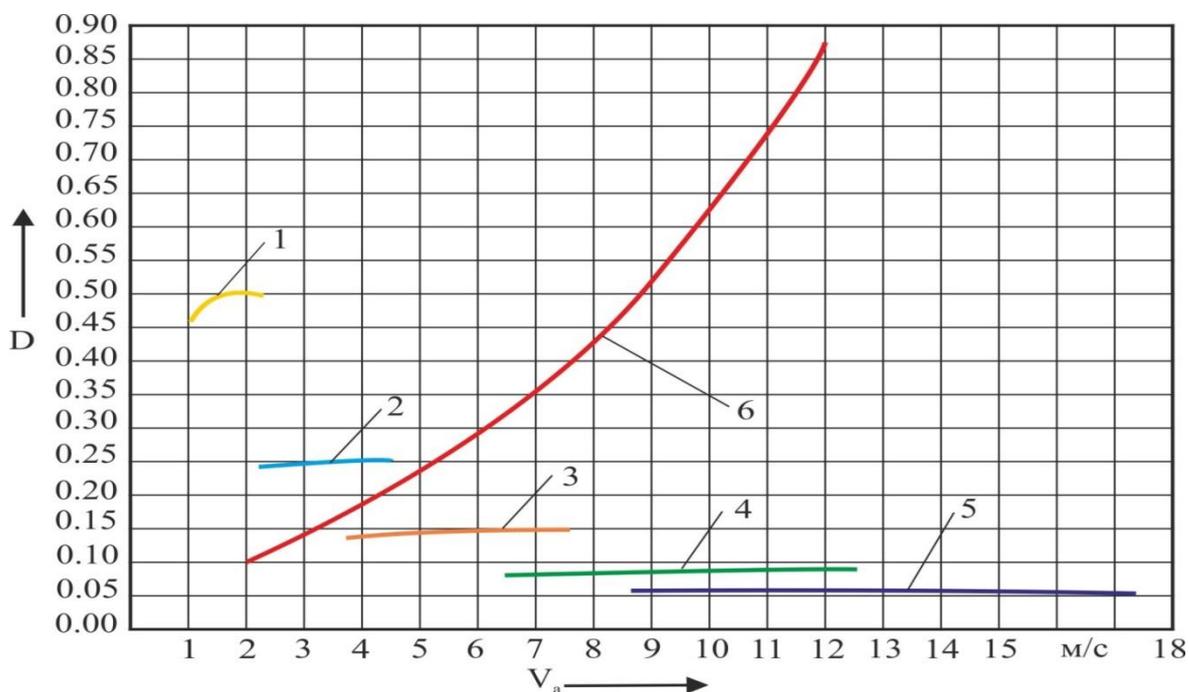
1 – 1 передача, 2 – 2 передача, 3 – 3 передача, 4 – 4 передача, 5 – 5 передача, 6 – сопротивление движению по сухому грунту

Рисунок 2.9 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по сухому грунту



1 – 1 передача, 2 – 2 передача, 3 – 3 передача, 4 – 4 передача, 5 – 5 передача, 6 – сопротивление движению по песку

Рисунок 2.10 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по песку



1 – 1 передача, 2 – 2 передача, 3 – 3 передача, 4 – 4 передача, 5 – 5 передача, 6 – сопротивление движению по уплотненному снегу

Рисунок 2.11 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по уплотненному снегу

Проведем анализ графиков:

– рисунок 2.6 показывает, что при повороте автомобиля на асфальте его динамическая характеристика позволяет ему двигаться на всех передачах со скоростью автомобиля менее 17 м/с;

– рисунок 2.7 показывает, что при повороте автомобиля на гравии его динамическая характеристика позволяет ему двигаться на всех передачах со скоростью автомобиля менее 17 м/с;

– рисунок 2.8 показывает, что при повороте автомобиля на мокром грунте его динамическая характеристика позволяет ему двигаться на 1,2,3 передачах со скоростью автомобиля менее 6 м/с;

– рисунок 2.9 показывает, что при повороте автомобиля по сухому грунту его динамическая характеристика позволяет ему двигаться на всех передачах со скоростью автомобиля менее 10 м/с;

– рисунок 2.10 показывает, что при повороте автомобиля по песку его динамическая характеристика позволяет ему двигаться только на 1,2 передачах со скоростью автомобиля менее 4,3 м/с;

– рисунок 2.6 – 2.11 показывает, что при повороте автомобиля на гравии и на уплотненном снегу его динамическая характеристика позволяет ему двигаться на 1, 2, 3 передачах.

В дальнейшем все расчеты будут вестись только в условиях движения по песку, так как на оставшихся режимах предполагаем тепловыделение будет меньше.

2.5 Энергетический баланс гидравлического рулевого усилителя

2.5.1 Определение потерь давления в гидравлическом рулевом усилителе

Суммарные потери давления в гидроприводе складываются из потерь давления в отдельных составляющих элементах [18, 77]:

$$\Sigma \Delta p = \Sigma \Delta p_1 + \Sigma \Delta p_m + \Sigma \Delta p_{г.а}, \quad (2.55)$$

где $\Sigma \Delta p_1$ – суммарные потери давления на трение по длине всех участков трубопровода, Па;

$\Sigma \Delta p_m$ – суммарные потери давления в местных сопротивлениях трубопровода, Па;

$\Sigma \Delta p_{г.а}$ – суммарные потери давления в гидроаппаратах, Па.

Потери давления на трение по длине трубопровода $\Sigma \Delta p_1$ и местные потери $\Sigma \Delta p_m$ определяются по формулам [53, 67, 71]:

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{V^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} \left(\frac{q}{f}\right)^2, \quad (2.56)$$

$$\Delta p_m = \xi \rho \frac{V^2}{2} = \xi \frac{\rho}{2} \left(\frac{q}{f}\right)^2, \quad (2.57)$$

где λ и ξ – коэффициенты гидравлического трения и местного сопротивления;

q – расход жидкости, м³/с;

V – средняя скорость потока, м/с;

l – длина трубопровода на расчетном участке трубопровода, м;

d_m – диаметр трубопровода, м;

f – площадь сечения трубопровода, м²;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Определяем режим течения жидкости по числу Рейнольдса [3, 55]

$$Re = \frac{V d_m}{\nu} = \frac{4q}{\pi d_m \nu}, \quad (2.58)$$

Коэффициент гидравлического трения λ рассчитываем:

– при ламинарном движении ($Re < 2300$) по формуле

$$\lambda = \frac{75}{Re}, \quad (2.59)$$

– при турбулентном движении ($2300 < Re < 105$) по формуле Блазиса [11, 12]

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (2.60)$$

Коэффициент местных сопротивлений ξ принимаем в зависимости от

вида сопротивления по справочным данным.

Находим зависимость производительности насоса от давления жидкости (таблица 2.2) и частоты вращения вала насоса [11, 14, 15, 94, 100].

$$q = q_{нг} - a_n p_n, \quad (2.61)$$

где $q_{нг}$ – геометрическая производительность насоса, m^3/c ;

a_n – коэффициент утечек.

$$q_{нг} = 2bn(\pi(R_c^2 - r) - (R_c - r)zs_n), \quad (2.62)$$

где b – ширина ротора насоса, м;

z – число пластин насоса;

n – число оборотов ротора насоса в единицу времени, об/с;

R_c, r – большая и малая полуоси статора, м;

s_n – толщина пластины, м.

$$a_n = \frac{(1 - \eta_{o,n})q_{нг}}{p_n}, \quad (2.63)$$

$$N = n_E k, \quad (2.64)$$

где n_E – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/с.

k – передаточное число привода насоса.

Таблица 2.2 – Зависимость производительности насоса от давления

Давление в гидравлической системе, 10^5 Па	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$q \text{ м}^3/\text{с} \cdot 10^{-4}$	3,1	3,05	3,0	2,93	2,91	2,86	2,83	2,78	2,73	2,68	2,63

2.6 Определение тепловых характеристик гидравлического рулевого усилителя

2.6.1 Определение количества выделяемого тепла в гидравлическом рулевом усилителе от частоты вращения коленчатого вала двигателя и момента сопротивления повороту управляемых колес

Количество выделяемого тепла в гидравлическом рулевом усилителе

определяется [44]:

$$Q_1 = p_n q \left(\frac{1}{\eta_{\text{общ}}} - 1 \right), \quad (2.65)$$

где Q_1 – количество тепла, выделяемое в гидравлической системе на выходе из насоса за 1 с, Вт:

p_n – давление в гидравлической системе на выходе из насоса, Па;

q – производительность насоса при давлении p_n , м³/с.

При условии слива всего объема рабочей жидкости, нагнетаемой насосом, в бачок масляного насоса, количество выделяемого тепла определяется [17]

$$Q_2 = \frac{p_n q}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (2.66)$$

Общий коэффициент полезного действия гидравлического привода находится [13, 36, 44]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_o * \eta_m * \eta_r, \quad (2.67)$$

где η_o – объемный коэффициент полезного действия гидравлического привода;

η_m – механический коэффициент полезного действия гидравлического привода;

η_r – гидравлический коэффициент полезного действия гидравлического привода, равные

$$\eta_o = \eta_{o,n} * \eta_{o,c}, \quad (2.68)$$

где $\eta_{o,n}$ – объемный коэффициент полезного действия насоса;

$\eta_{o,c}$ – объемный коэффициент полезного действия силового цилиндра, равный:

$$\eta_r = \frac{p_n}{p_c}, \quad (2.69)$$

где p_n – давление насоса гидравлического рулевого усилителя, Па;

$$p_n = p_c + \sum \Delta p, \quad (2.70)$$

где $\sum \Delta p$ – суммарные потери давления в гидроприводе, Па.

Результаты расчета сведены в таблицу 2.3; графики зависимости

количества выделяемого тепла от частоты вращения коленчатого вала двигателя и момента сопротивления повороту управляемых колес при движении автомобиля по песку приведены на рисунках 2.12 и 2.13.

Таблица 2.3 – Результаты расчета количества выделяемого тепла при движении автомобиля по песку

n_e , об/мин	1000	1400	1800	2000	2100
n , об/мин	1500	2100	2700	3000	3150
ω_n , рад/с	157	219,8	282,6	314	329,7
q , м ³ /с 10^{-4}	2,61	3,66	4,7	5,23	5,48
p , МПа	0,8	1,0	1,3	1,7	2,8
Q , Вт	127	223	372	542	935
V , км/ч	2,3	4,2	11,1	12,1	18,3

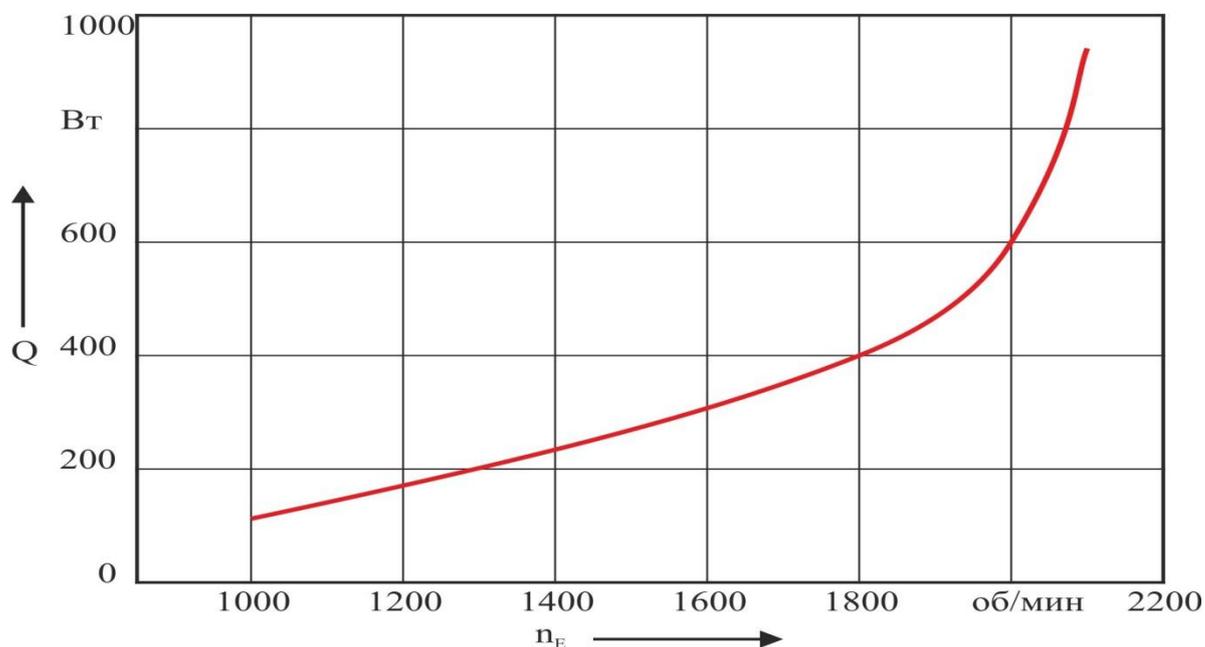


Рисунок 2.12 – Зависимость количества выделяемого тепла в гидравлическом рулевом усилителе от частоты вращения коленчатого вала двигателя при движении автомобиля по песку

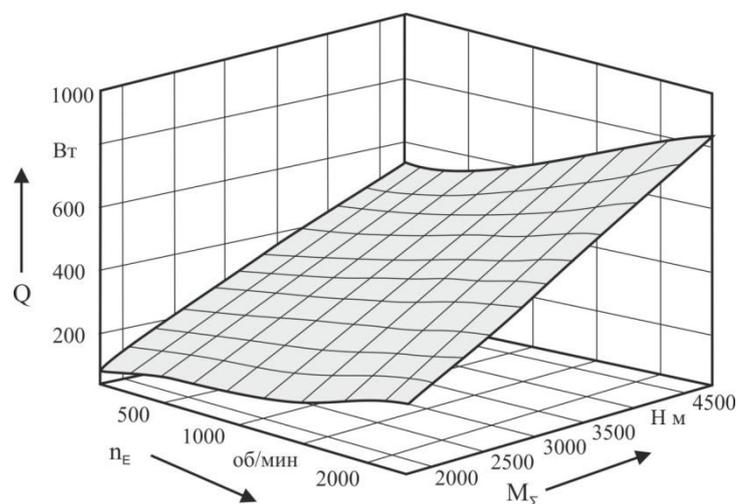


Рисунок 2.13 – Зависимость количества выделяемого тепла в гидравлическом рулевом усилителе от частоты вращения коленчатого вала двигателя и момента сопротивления повороту управляемых колес при движении автомобиля по песку

Из графиков (рисунки 2.12, 2.13) видно, что наиболее интенсивный нагрев жидкости происходит при максимальном моменте сопротивления повороту управляемых колес, при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1800-2100 об/мин.

2.6.2 Определение температуры рабочей жидкости в гидравлическом рулевом усилителе в зависимости от времени режимов его работы

Тепловая энергия, выделяющаяся в процессе работы гидропривода, идет на нагрев масла, а также рассеивается в окружающее пространство путем теплопередачи от поверхности насоса, гидроцилиндра и трубопроводов (в стенках с периодическими циклами теплоотдача через гидроцилиндры и трубопроводы незначительна и может не учитываться).

При достижении установившейся температуры масла все выделяемое тепло рассеивается в окружающее пространство.

Уравнение теплового баланса гидропривода будет иметь вид [17, 23, 24]:

$$Qdt = (C_M m_{ж} + C_{M1} m_{гп})dt + KF_{гп}dt \left(\frac{dt}{2} + T_1 - T_0 \right), \quad (2.71)$$

где Q – количество тепла, выделяемое в гидравлическую систему, Вт;

dt – приращение температуры масла за время dt , °С ;

T_1 – температура масла к началу рассматриваемого бесконечно малого промежутка времени, °С;

$T_{нач}$ – начальная температура рабочей жидкости, °С ;

K – коэффициент теплоотдачи окружающему воздуху, Вт/м²°С;

$F_{гп}$ – площадь поверхности гидравлического привода, м²;

C_M – теплоемкость масла, Дж/кг град;

C_{M1} – теплоемкость метала, Дж/кг град;

$m_{гп}$ – масса гидравлического привода, кг;

$m_{ж}$ – масса рабочей жидкости, кг,

t – время работы гидропривода, с.

Из уравнения (2.71) при условии непрерывной работы гидропривода в течении t можно получить зависимость для определения температуры рабочей жидкости в гидравлическом рулевом усилителе (рисунок 2.14) [51, 89]

$$T = T_0 + (T_{нач} + T_0)e^{\frac{-KF_{гп}}{C_M m_{ж} + C_{M1} m_{гп}} * t} + \frac{Q}{KF_{гп}} * \left(1 - e^{\frac{-KF_{гп}}{C_M m_{ж} + C_{M1} m_{гп}} * t} \right) \quad (2.72)$$

где T_0 – температура окружающего воздуха, °С;

$T_{нач}$ – начальная температура рабочей жидкости, °С.

Коэффициент теплопередачи от гидропривода к воздуху определяется [15]:

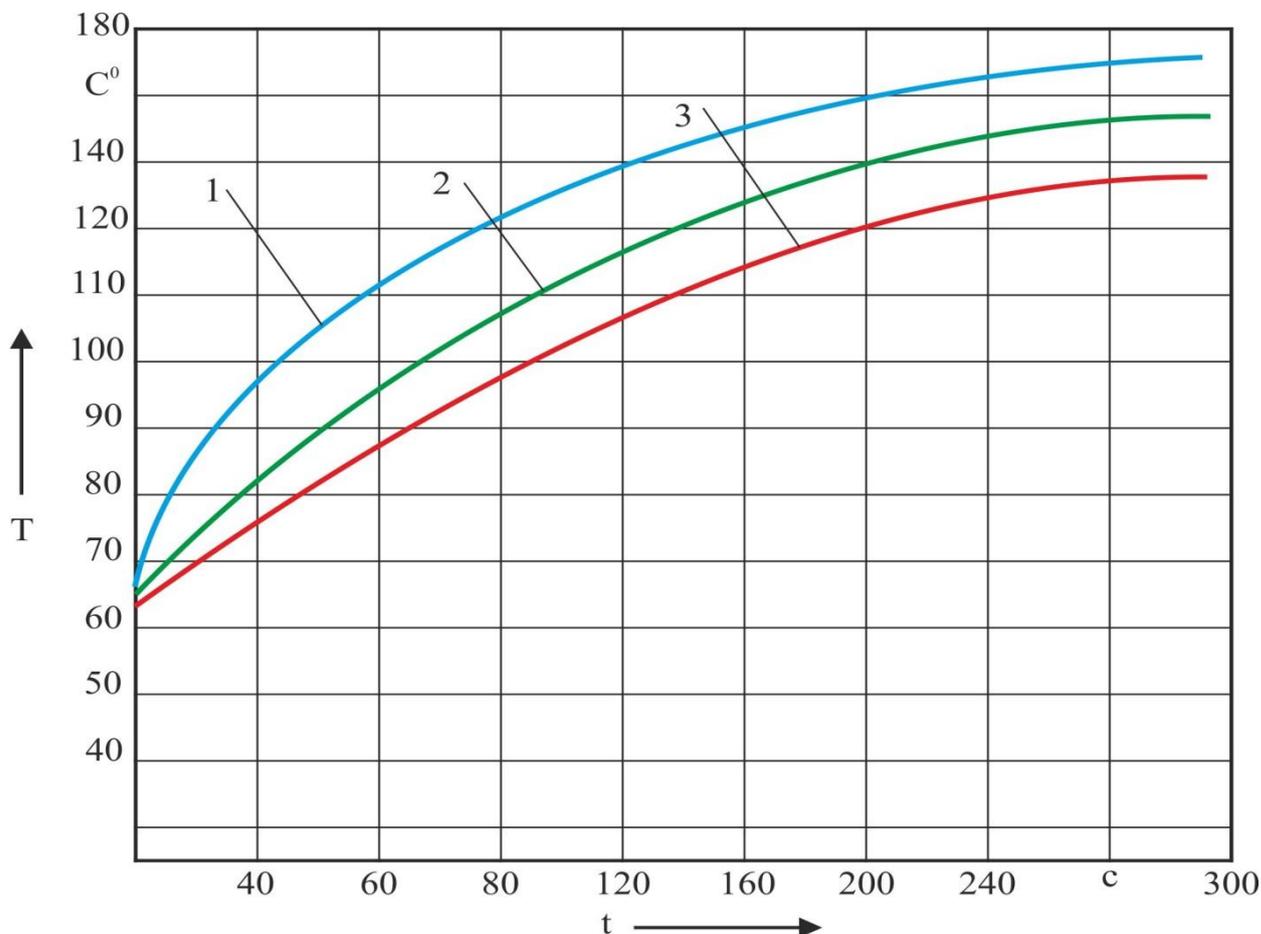
$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.73)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от рабочей жидкости к стенке гидропривода;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки гидропривода к воздуху;

δ_c – толщина стенки гидропривода, м;

λ_c – коэффициент теплопроводности стенки гидропривода.



1 – поворот на песке, 2 – поворот на асфальте, 3 – поворот на грунте

Рисунок 2.14 – Зависимость изменения температуры рабочей жидкости гидравлического рулевого усилителя в зависимости от времени и режимов его работы

Коэффициенты α_1 и α_2 зависят от сорта рабочей жидкости, характера и скорости движения ее в гидроприводе, а также от температуры рабочей жидкости, стенок гидропривода и окружающего гидропривод воздуха.

Коэффициент λ_c изменяется в зависимости от температуры стенок гидропривода.

Для практических расчетов гидравлических приводов автомобилей с достаточной степенью точности принимают $K = 17,5 \text{ Вт/м}^2\text{C}^0$ [79].

2.7 Определение эффективности работы гидравлического рулевого усилителя

Эффективностью гидравлического рулевого усилителя $\mathcal{E}_{\text{гру}}$ назовем отношение идеального теплового потока $Q_{\text{ид}}$, который выделяется при работе

гидравлического рулевого усилителя в идеальных условиях, к тепловому потоку Q рассматриваемого гидравлического рулевого усилителя [19].

$$\varepsilon_{\text{гру}} = \frac{Q}{Q_{\text{ид}}}, \quad (2.74)$$

Идеальными условиями для работы следует считать работу гидравлического рулевого усилителя при:

- минимальном давлении рабочей жидкости, $p = 1$ Мпа;
- минимальной производительности насоса, $q = 1 * 10^{-4}$ м³/с;
- максимальном коэффициенте полезного действия, $\eta_{\text{общ}} = 1$.

Наибольший показатель эффективности гидроусилителя рулевого управления достигается при повороте автомобиля на снегу 0.1, а наименьший показатель эффективности достигается при повороте автомобиля на песке 0.004.

2.8 Выводы

Из анализа результатов исследований, проведенных во второй главе, можно сделать следующие выводы:

1) Исходя из теории силового потока сформирована расчетная схема, учитывающая все потоки, преобразуемые в гидроусилителе рулевого управления. В результате чего, с помощью систем уравнений теплового и гидравлического мощностных балансов, была получена математическая модель температурного напора рабочей жидкости ГРУ, позволившая определить аналитическую зависимость между температурным режимом и коэффициентом полезного действия, минуя расчет непосредственно потерь мощности.

2) Разработана физическая модель устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя рулевого управления, применение которого позволяет увеличить коэффициент полезного действия в гидравлическом усилителе руля.

3) На основании математической модели установившегося температурного напора рабочей жидкости в ГРУ разработана методика теплогидравлического расчета гидроусилителя рулевого управления на всех режимах его работы, которая позволила определить, что максимальный нагрев жидкости происходит при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1800-2100 об/мин.

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

3.1 Цели и задачи экспериментального исследования

Экспериментальные исследования проводились с целью проверки теоретических положений, обоснованных во второй главе, а также определения функциональной зависимости величины температуры рабочей жидкости от времени работы гидроусилителя рулевого управления, коэффициента сцепления, коэффициента сопротивления качению, количества оборотов коленчатого вала. Проверка теоретических положений включала в себя экспериментальное подтверждение расчетных методов определения температуры рабочей жидкости от времени работы гидроусилителя рулевого управления, коэффициента сцепления, коэффициента сопротивления качению, количества оборотов коленчатого вала автомобиля Урал 4320-0010-31.

Решение задач экспериментального исследования включало:

- разработка программы и плана эксперимента;
- выбор испытательных трасс, подготовку объекта экспериментального исследования и разработку комплекта измерительно-регистрающей аппаратуры;
- разработку и опробование методики проведения эксперимента;
- непосредственно выполнение экспериментов;
- обработку результатов экспериментов.

В соответствии с целями и задачами экспериментального исследования программой экспериментальных исследований предусматривалось решение следующих частных задач:

- 1) Определение коэффициентов сцепления и качения при движении автомобиля Урал 4320-0010-31 по асфальту, песку, грунтовому покрытию.
- 2) Оценка адекватности математической модели установления закономерности тепловыделения в ГРУ в зависимости от режимов его работы.

При подготовке к экспериментальным исследованиям проводилось

техническое обслуживание №1 и общая проверка технического состояния автомобиля [86, 87]. Проверялись и регулировались узлы и механизмы, влияющие на работу ГРУ. На автомобиль монтировался измерительно-регистрирующий комплекс (рисунок 3.9).

Для проведения натурного эксперимента по определению величины коэффициента сцепления, определения величины коэффициента сопротивления качению, температуры рабочей жидкости ГУР при движении по песку, грунтовой и асфальтовой дорогам дороге в качестве объекта исследования использовался автомобиль Урал-4320-0010-31 представленный на рисунке 3.1



Рисунок 3.1 – Общий вид испытуемого Урал 4320-0010-31

Испытания проводились в летний период при температуре окружающего воздуха от +20 до +24° С. Состояние атмосферы обеспечивало видимость до 1000 м. Асфальтобетонное, песчаное, грунтовое покрытия дороги, на которых проводились испытания, было горизонтальным, сухим, ровным, чистым. Общие условия испытаний соответствовали требованиям отраслевых стандартов [31, 32, 40, 56].

Испытательные заезды выполнялись на специально подготовленных площадках в районе города Рыбное. На испытательном участке размечалась траектория движения по кругу радиусом поворота 9,5 метра. Давление воздуха в шинах устанавливалось равным 350 кПа и поддерживалось во время

испытаний неизменным. Места проведения испытаний представлены на рисунках 3.2, 3.3, 3.4.

В соответствии с поставленными задачами методика предполагала испытание образца с серийным рулевым управлением при движении на повороте с минимальным радиусом поворота, при различной частоте вращения коленчатого вала.



Рисунок 3.2 – Площадка для испытаний на асфальтовом покрытии



Рисунок 3.3 – Площадка для испытаний на грунтовом покрытии



Рисунок 3.4 – Площадка для испытаний на песчаном покрытии

Перед проведением экспериментальных опытов Урал-4320-0010-31 взвешивался на пункте весового контроля, с точностью до 0,5%.

Дополнительно были проверены агрегаты Урал 4320-0010-31, отвечающие за формирование силы тяги: двигатель внутреннего сгорания и трансмиссия. Для получения достоверных результатов двигатель внутреннего сгорания Урал 4320-0010-31 был прогрет до нормального температурного режима, агрегаты и механизмы трансмиссии были доведены до рабочего температурного режима.

3.2 Выбор измерительной и регистрирующей аппаратуры, для проведения экспериментальных исследований

Исследования проводились с применением контрольно-измерительного комплекса УКТ 38–Щ4, совместно с преобразователем АС2–М, четырьмя термопарами ТСМ 100М W100=1.426 (рисунок 3.5). Контрольно-измерительный комплекс интегрируется в сеть RS-485 с поддержкой протоколов Modbus RTU/ASCII, ОВЕН. Средством сбора и обработки информации явилась ПЭВМ HP Pavilion 17 Notebook PC с установленной

программой конфигуратором.

УКТ 38 измеритель 8-канальный с аварийной сигнализацией предназначен для контроля температуры, давления, влажности, уровня или другой физической величины в нескольких зонах одновременно (до 8-ми), а также для регистрации измеренных параметров на ПК.

УКТ 38 применяется в качестве устройства контроля физических величин с помощью термопар (термопреобразователей) в металлургической, станкостроительной, автомобилестроительной и других отраслях промышленности.

Совместно с преобразователем АС2-МУКТ38 интегрируется в сеть RS-485 с поддержкой протоколов Modbus RTU/ASCII, ОВЕН.



Рисунок 3.5 – Контрольно–измерительный комплекс УКТ38–Щ4

Функциональные возможности прибора:

- контроль температуры или другой физической величины (давления, влажности, уровня и т. п.) в нескольких зонах одновременно (до 8-ми);

- восемь входов для подключения датчиков: термопреобразователей сопротивления типа ТСМ и ТСП 50/100, Pt 100; термопар ТХК, ТХА, ТНН, ТЖК, ТПП(S), ТПП(R); датчиков с унифицированным выходным сигналом тока 0(4)...20 мА, 0...5 мА или напряжения 0...1 В;

- подключение к разным входам датчиков разных типов из числа приведенных в списке для одной модификации;

- сигнализация «АВАРИЯ ОБЪЕКТА» о выходе любой из контролируемых величин за заданные пределы;

- сигнализация «АВАРИЯ ДАТЧИКА» при обрыве или коротком замыкании датчика;

- индикация измеренных величин и заданных для них установок на двух встроенных индикаторах;

- программирование кнопками на лицевой панели прибора;

- сохранение заданных параметров при отключении питания.

УКТ38-Щ4 осуществляет цифровую фильтрацию входного сигнала от помех. Для датчиков с унифицированным выходным сигналом тока или напряжения осуществляется масштабирование шкалы.

Два 4-х разрядных цифровых индикатора в режиме РАБОТА отображают в выбранном для индикации канале:

- верхний – значение контролируемого параметра;

- нижний – значение установки.

Возможны два режима индикации:

- циклический режим – результат измерений и установка выводятся на заданное время последовательно для каждого задействованного канала;

- статический режим – результат измерений и установка выводятся для канала, выбранного пользователем.

В режиме ПРОГРАММИРОВАНИЕ верхний индикатор отображает программируемый параметр, нижний – его значение.

8 светодиодов «КАНАЛ» показывают номер канала, выводимого в данный момент на индикатор (постоянное свечение), или сигнализируют об аварии в соответствующем канале контроля (мигающая засветка).

Технические характеристики УКТ38-Щ4 представлены в таблице 3.1, измерительных датчиков таблице 3.2

Таблица 3.1 – Характеристика модуля сбора данных NI 9211

Наименование	Ед. измерения
Номинальное напряжение питания	12-24в
Количество входов для подключения датчиков	8
Предел допустимой основной погрешности измерения входного параметра (без учета погрешности датчика)	±0,5 %
Продолжительность цикла опроса 8-ми датчиков:	
– УКТ38-Щ4.ТС	3,6 с
– УКТ38-Щ4.ТП (ТПП)	2,2 с
– УКТ38-Щ4.АТ (АН)	2,1 с
Количество выходных устройств	2
Габаритные размеры	96x96x145 мм
Степень защиты корпуса	IP54 со стороны передней панели
Тип интерфейса связи с ЭВМ	последовательный, RS-232
Подключение к ЭВМ	через адаптер сети ОВЕН АС2

Таблица 3.2– Характеристика измерительных датчиков

Тип датчика	Тип входа	Диапазон измерений	Разрешающая способность
TSM 100M W100=1,426	ТС	-50...+200 °С	0,1 °С

Места крепления термопар показаны на рисунках 3.6, 3.7, 3.8. Размещение контрольно – измерительного комплекса показано на рисунке 3.9.



Рисунок 3.6 – Место подсоединения термопары к трубопроводу масляного насоса



Рисунок 3.7 – Местаподсоединения термопар №2 и №3 к трубопроводам силового цилиндра



Рисунок 3.8 – Место измерения температуры рабочей жидкости в бачке насоса



Рисунок 3.9 – Размещение контрольно–измерительного комплекса

Источником питания контрольно-измерительного комплекса явилась 24-В система электропитания автомобиля Урал 4320-0010-31, ПЭВМ HP Pavilion 17 Notebook PC – штатная аккумуляторная батарея Batteries Li-ion DC 10.8 V-4000 mAh.

3.3 Методика проведения экспериментальных исследований

3.3.1 Определение коэффициента сопротивления качению

Испытание проводилось на ровном участке с длиной 100 м, продольный уклон которой не превышал 0.5%. Трасса была разбита на 3 контрольных участка: разгона, равномерного движения и выбега (рисунок 3.10).

Испытуемый автомобиль разгонялся до скорости $V_0 = 10 \pm 0.5$ км/ч с целью исключить влияние сопротивления воздуха и двигался с постоянной скоростью по участку «К» – «О» длиной S_K (рисунок 3.10). Время прохождения контрольного участка «К» – «О» использовалось для определения начальной скорости автомобиля V_0 .

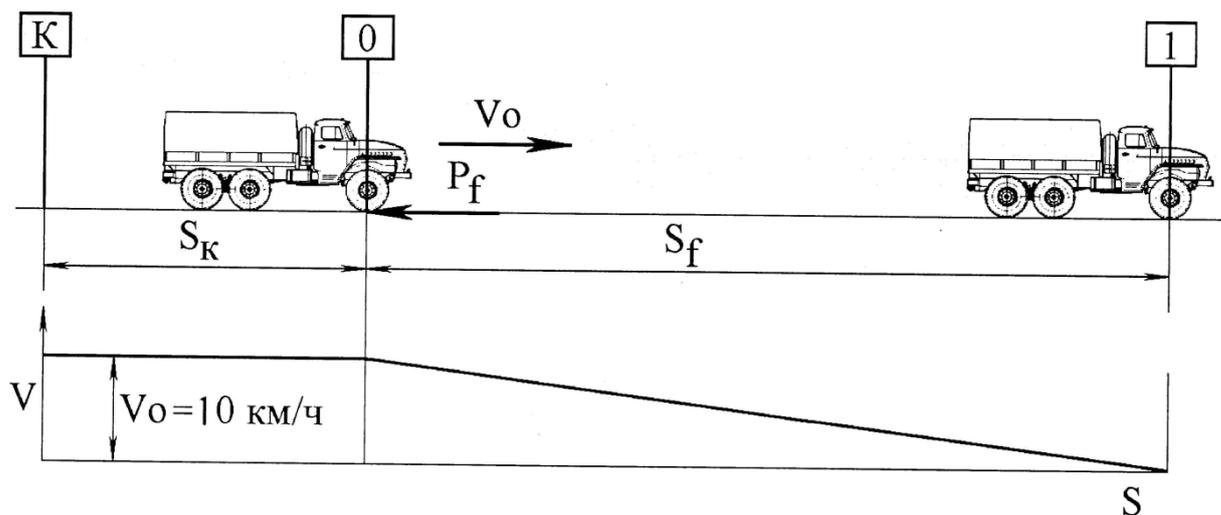


Рисунок 3.10 – Схема экспериментального нахождения коэффициентов сопротивления качению

После прохождения отметки «О» сцепление выключалось и автомобиль двигался до полной остановки, проходя путь S_f . При этом кинетическая энергия автомобиля затрачивается на работу по преодолению силы сопротивления качению P_f на пути выбега S_f , т.е.

$$\delta' \frac{G_a V_0^2}{2g} = f_c G_a S_f \quad (3.1)$$

Откуда

$$f_c = \delta' \frac{V_0^2}{2g S_f} \quad (3.2)$$

где δ' - коэффициент вращающихся масс колес (так как сцепление выключено, то принимается $\delta' = 1.1$).

Полученные результаты зависимости коэффициента сопротивления качению от дорожных условий приведены в таблице 3.3

Таблица 3.3 – Зависимость коэффициента сопротивления качению от дорожных условий

	Асфальтобетон	Грунтовая сухая	Песок
Коэффициент сопротивления качению	0,017-0,018	0,025-0,035	0,075 - 0,08

3.3.2 Определение коэффициента сцепления

Испытание проводилось на ровном участке с длиной 200 м, продольный уклон которой не превышал 0.5%. Трасса была разбита на 3 контрольных участка: разгона, равномерного движения и торможения (рисунок 3.11).

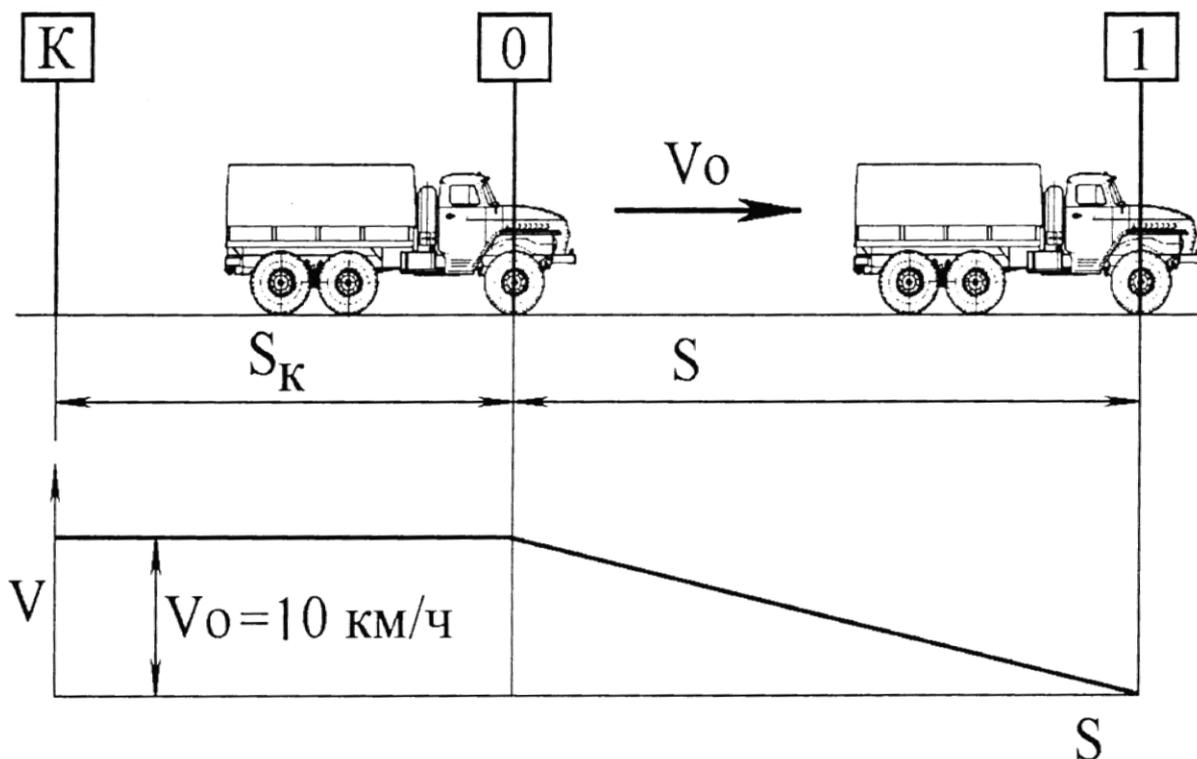


Рисунок 3.11 – Схема экспериментального нахождения коэффициентов сцепления

Испытуемый автомобиль разгонялся до скорости $V_0 = 10 \pm 0.5$ км/ч с целью исключить влияние сопротивления воздуха и двигался с постоянной скоростью по участку «К» – «О» длиной S_K (рисунок 3.11). Время прохождения контрольного участка «К» – «О» использовалось для определения начальной скорости автомобиля V_0 .

После прохождения отметки «О» колеса тормозились и автомобиль двигался до полной остановки, проходя путь S .

Коэффициент сцепления определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{V_0^2 k_3}{254 * S} \quad (3.3)$$

где k_3 – коэффициент эффективности действия тормозов (для грузовых автомобилей $k_3 \sim 1,3$).

Полученные результаты зависимости коэффициента сцепления от дорожных условий приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4– Зависимость коэффициента сцепления от дорожных условий

	Асфальтобетон	Грунтовая сухая	Песок
Коэффициент сцепления	0,7 - 0,8	0,5 - 0,6	0,12-0,15

3.4 Планирование и методика проведения эксперимента

В соответствии с целью и задачами настоящего исследования в разработанной методике были назначены состав, программа, условия проведения опытов и порядок обработки результатов эксперимента.

3.4.1 Варьирование и оптимизация наиболее значимых факторов эксперимента в зависимости от коэффициента сопротивления качению

Анализ исследований, проведенных в главе 2, показал, что в качестве варьируемых факторов наибольший интерес представляют следующие три из них: частоты вращения коленчатого вала ДВС (n) – x_1 , время работы гидроусилителя (t) – x_2 , коэффициент сопротивления качению (f) – x_3 . Уровни и интервалы варьирования факторов представлены в таблице 3.5.

Пределы варьирования фактора x_1 выбирались, исходя из условия минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания на холостом ходу, рекомендуемой частоты вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания; для фактора x_2 выбирались, исходя из

условия перегрева рабочей жидкости, фактора; для x_3 – на основе экспериментально полученных нами максимального и минимального коэффициента сцепления.

За параметр оптимизации принималась температура рабочей жидкости гидроусилителя рулевого управления. Модель объекта в соответствии с [43] имеет вид:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{13}x_1x_3 \quad (3.4)$$

где b_i – коэффициенты уравнения регрессии

Таблица 3.5 – Уровни и интервалы варьирования факторов

	Частота вращения коленчатого вала ДВС, об/мин	Время работы, с	Коэффициент сопротивления качению
Обозначение	x_1	x_2	x_3
Основной уровень	1100	40	0,049
Интервал варьирования	400	30	0,031
Верхний уровень	1500	70	0,08
Нижний уровень	700	10	0,018

После определения наиболее значимых факторов, уровней и интервалов их варьирования, с учетом значений функций отклика, соответствующих суммарному среднему уровню величины температуры рабочей жидкости гидроусилителя, был составлен план проведения эксперимента, представленный в таблице 3.6.

При оценке результатов проведенного эксперимента проверялась его

однородность по критерию Кохрена. Вычислялись дисперсии опытов, значения которых приведены в таблице 3.7, по следующей формуле:

$$S_j^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{u=1}^m (y_{ju} - y_j)^2, \text{ при } j=1 \dots 8, m=2 \quad (3.5)$$

Таблица 3.6 – План проведения эксперимента по определению величины температуры рабочей жидкости ГРУ

№	Порядок проведения опыта	Матрица планирования		
		x ₁	x ₂	x ₃
1.	8,13	—	—	—
2.	3,12	—	+	+
3.	11,15	—	+	—
4.	6,14	—	—	+
5.	2,4	+	—	—
6.	5,7	+	+	+
7.	1,9	+	+	—
8.	10,16	+	—	+

В ходе проведения эксперимента по рандомизированному плану, для минимизации систематической ошибки, были получены отклики (параметры оптимизации), которые представлены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Рабочая матрица и результаты эксперимента по определению величины температуры рабочей жидкости ГРУ

№	Факторы			Отклики (параметры оптимизации)			Дисперсия опыта S _j ²
	x ₁	x ₂	x ₃	y ₁	y ₂	y _{ср}	
1	700	10	0,018	65,08	66,10	65,59	0,26
2	700	70	0,08	73,05	74,06	72,55	2,28
3	700	70	0,018	68,57	67,5	68,35	0,72
4	700	10	0,08	66,27	66,8	66,53	0,07
5	1500	10	0,018	68,23	69	68,62	0,15
6	1500	70	0,08	97,76	100	98,88	1,25
7	1500	70	0,018	82,87	84,5	83,69	0,65
8	1500	10	0,08	69,15	72,1	70,63	2,16

где m– количество повторных опытов.

После чего находилась сумма дисперсий: $\sum_{j=1}^8 S_j^2 = 7,24$

Значение критерия Кохрена рассчитывалось по формуле:

$$G_p = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{j=1}^8 S_j^2} \quad (3.6)$$

В данном случае $G_p=0,3$. После определения числа степеней свободы, для уровня значимости $\alpha=0,05$ в таблице [16] $G_{kp}=0,68$. Экспериментальная величина G – критерия меньше этого значения, следовательно, гипотеза об однородности дисперсии не отвергается.

По методу наименьших квадратов находили коэффициенты уравнения регрессии. Эти коэффициенты были рассчитаны по формуле:

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} y_j, \text{ при } j, i=0, 1, 2 \dots k, j \neq u \quad (3.7)$$

где x_{ij} – значение i – го фактора в j – опыте;

y_j – среднее значение отклика по повторным опытам.

Рабочая матрица планирования и взаимодействия факторов представлена в таблице 3.8.

Таблица 3.8 – Рабочая матрица планирования и взаимодействия факторов

	x_0	Матрица планирования			Матрица взаимодействия				Отклик
		x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	x_1 x_2 x_3	y_{cp}
1	+	-	-	-	+	+	+	-	65,59
2	+	-	+	+	-	-	+	-	72,55
3	+	-	+	-	-	+	-	+	68,35
4	+	-	-	+	+	-	-	+	66,53
5	+	+	-	-	-	-	+	+	68,62
6	+	+	+	+	+	+	+	+	98,88
7	+	+	+	-	+	-	-	-	83,69
8	+	+	-	+	-	+	-	-	70,63

Таким образом, были получены следующие коэффициенты:

$b_0=74,355$; $b_1=6,1$; $b_2=6,51$; $b_3=2,7925$; $b_{12}=4,3175$; $b_{23}=1,5075$; $b_{13}=2,055$;
 $b_{123}=9,92$.

Для проверки значимости полученных коэффициентов определяли дисперсию воспроизводимости по формуле:

$$S_{\text{ВОСПР}}^2 = \frac{1}{N} \sum S_j^2 \quad (3.8)$$

В данном случае $S_{\text{ВОСПР}}^2 = 0,9425$.

Дисперсию ошибки определения коэффициентов регрессии рассчитывали по формуле:

$$S_{bi}^2 = \frac{1}{N_m} S_{\text{ВОСПР}}^2 \quad (3.9)$$

После преобразований получили $S_{bi}^2 = 0,2427059$.

После определения чисел степеней свободы, выборки уровня значимости, по таблице [1] находили $t_{кр}$, $t_{кр} = 2,31$.

Для коэффициентов уравнения регрессии подсчитывали доверительный интервал по формуле:

$$\Delta t_i = \pm t_{кр} S_{bi} \quad (3.10)$$

В данном случае доверительный интервал $\Delta t_i = \pm 0,56$.

Коэффициент регрессии значим, если его абсолютная величина больше доверительного интервала. Таким образом, уравнение регрессии получили в следующем виде:

$$y = 74,355 + 6,1x_1 + 6,51x_2 + 2,7925x_3 + 4,3175x_1x_2 + 1,5075x_1x_3 + 2,055x_2x_3 + 1,24x_1x_2x_3 \quad (3.11)$$

Полученная функция отклика, аппроксимируемая полиномом, коэффициенты которого найдены по методу наименьших квадратов, может не соответствовать (быть неадекватной) наблюдаемым значениям величины y .

Проверка адекватности математической модели выполнялась по критерию Фишера (F – критерию).

Для этого находилась дисперсия адекватности по формуле:

$$S_{\text{АД}}^2 = \frac{m}{N-1} \sum_{j=1}^N (y_j - y_j^*)^2 \quad (3.12)$$

где l – число значимых коэффициентов регрессии;

y_j^* – расчетное по уравнению регрессии значение отклика в i -ом опыте;

y_j – среднее значение y – о опыте.

Результаты расчета дисперсии адекватности произведенный по методике [1] представлен в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Матрица дисперсии адекватности функции отклика наблюдаемым значениям величины y

№	y_{CP}	y^*	$(y_{CP} - y^*)^2$
1	65,59	65,293	0,088209
2	72,55	73,788	1,532644
3	68,35	67,1	1,5625
4	66,53	65,293	1,530169
5	68,62	67,383	1,530169
6	98,88	97,63	1,5625
7	83,69	84,92	1,5129

$$S_{АД}^2 = \frac{m}{N-1} \sum_{j=1}^N (y_j - y_j^*)^2 = 10,85 \quad (3.13)$$

Соответственно значение F – критерия Фишера (дисперсионное отношение) определялось по формуле:

$$F = \frac{S_{АД}^2}{S_{ВОСПР}^2} \quad (3.14)$$

В данном случае значение $F=11,512$.

После определения чисел степеней свободы, выборки уровня значимости, по таблице [1] $F_{кр}=239$.

Так как $F < F_{кр}$, то гипотеза об адекватности модели не отвергалась, и уравнение регрессии считалось адекватным.

Таким образом, модель объекта строилась в следующей последовательности:

- проводился эксперимент;
- оценивались его результаты;
- определялись коэффициенты регрессии;
- проверялась значимость полученных коэффициентов;

– проверялась адекватность полученной модели исследуемому объекту.

По полученной адекватной математической модели (3.11) можно сказать, что наибольшее влияние на величину нагрева рабочей жидкости гидроусилителя оказывает фактор: x_1 (частота вращения коленчатого вала ДВС), фактор x_2 (время работы ГРУ); фактор x_3 – коэффициент сопротивления качению, на величину нагрева рабочей жидкости гидроусилителя оказывает наименьшее влияние. Характер влияния факторов x_1 и x_2 одинаков, при увеличении обоих факторов температура рабочей жидкости ГРУ увеличивается.

Как видно, данная методика позволила экспериментальным путем определить величину нагрева рабочей жидкости гидроусилителя в зависимости от коэффициента сопротивления качению, частоты вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания, времени работы гидравлического усилителя руля.

3.4.2 Варьирование и оптимизация наиболее значимых факторов эксперимента в зависимости от коэффициента сцепления

Анализ исследований, проведенных в главе 2, показал, что в качестве варьируемых факторов наибольший интерес представляют следующие три из них: частоты вращения коленчатого вала ДВС (n) – x_1 , время работы ГРУ(t) – x_2 , коэффициент сцепления (f) – x_3 . Уровни и интервалы варьирования факторов представлены в таблице 3.10.

Пределы варьирования фактора x_1 , выбирались, исходя из условия минимальной частоты вращения коленчатого вала ДВС на холостом ходу, рекомендуемой частоты вращения коленчатого вала ДВС; для фактора x_2 выбирались, исходя из условия перегрева рабочей жидкости, фактора x_3 – на основе экспериментально полученных нами максимального и минимального коэффициента сцепления.

Таблица 3.10 – Уровни и интервалы варьирования факторов

	Частота вращения коленчатого вала ДВС, об/мин	Время работы, с	Коэффициент сцепления
Обозначение	x_1	x_2	x_3
Основной уровень	1100	40	0,53
Интервал варьирования	400	30	0,38
Верхний уровень	1500	70	0,91
Нижний уровень	700	10	0,15

За параметр оптимизации принималась температура рабочей жидкости ГРУ. Модель объекта в соответствии с [43] имеет вид:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{13}x_1x_3, \quad (3.15)$$

где b_i – коэффициенты уравнения регрессии.

После определения наиболее значимых факторов, уровней и интервалов их варьирования, с учетом значений функций отклика, соответствующих суммарному среднему уровню величины температуры рабочей жидкости ГРУ, был составлен план проведения эксперимента, представленный в таблице 3.11.

Таблица 3.11 – План проведения эксперимента по определению величины температуры рабочей жидкости ГРУ

№	Порядок проведения опыта	Матрица планирования		
1	8,13	—	—	—
2	3,12	—	+	+
3	11,15	—	+	—
4	6,14	—	—	+
5	2,4	+	—	—
6	5,7	+	+	+
7	1,9	+	+	—
8	10,16	+	—	+

В ходе проведения эксперимента по рандомизированному плану, для минимизации систематической ошибки, были получены отклики (параметры оптимизации), которые представлены в таблице 3.12.

Таблица 3.12– Рабочая матрица и результаты эксперимента по определению величины температуры рабочей жидкости ГРУ

№	Факторы			Отклики (параметры оптимизации)			Дисперсия опыта
	x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_{cp}	S_j^2
1	700	10	0,91	65,08	66,10	65,59	0,26
2	700	70	0,15	73,05	74,06	72,55	2,28
3	700	70	0,91	68,57	67,5	68,35	0,72
4	700	10	0,15	66,27	66,8	66,53	0,07
5	1500	10	0,91	68,23	69	68,62	0,15
6	1500	70	0,15	97,76	100	98,88	1,25
7	1500	70	0,91	82,87	84,5	83,69	0,65
8	1500	10	0,15	69,15	72,1	70,63	2,16

При оценке результатов проведенного эксперимента проверялась его однородность по критерию Кохрена. Вычислялись дисперсии опытов по формуле (3.5), значения которых приведены в таблице 3.12.

После чего находилась сумма дисперсий $\sum_{j=1}^8 S_j^2 = 7,24$

Значение критерия Кохрена рассчитывалось по формуле (3.6). В данном случае $G_p=0,3$. После определения числа степеней свободы, для уровня значимости $\alpha=0,05$ в таблице [16] $G_{кр}=0,68$. Экспериментальная величина G – критерия меньше этого значения, следовательно, гипотеза об однородности дисперсии не отвергается.

По методу наименьших квадратов находили коэффициенты уравнения регрессии. Эти коэффициенты были рассчитаны по формуле (3.7).

Таким образом, были получены следующие коэффициенты:

$$b_0=74,355; b_1=6,1; b_2=6,51; b_3=-2,74; b_{12}=4,3175; b_{23}=-1,5075; b_{13}=-2,055; b_{123}=-1,24.$$

Для проверки значимости полученных коэффициентов определяли дисперсию воспроизводимости по формуле (3.8).

$$\text{В данном случае } S_{\text{ВОСПР}}^2=0,9425.$$

Дисперсию ошибки определения коэффициентов регрессии рассчитывали по формуле (3.9). После преобразований получили $-S_{b_i}=0,2427059$.

После определения чисел степеней свободы, выборки уровня значимости, по таблице [1] находили $t_{кр}$, $t_{кр}=2,31$.

Для коэффициентов уравнения регрессии подсчитывали доверительный интервал по формуле (3.10). В данном случае доверительный интервал $\Delta t_i=\pm 0,56$. Коэффициент регрессии значим, если его абсолютная величина больше доверительного интервала. Таким образом, уравнение регрессии получили в следующем виде:

$$y = 74,355 + 6,1x_1 + 6,51x_2 - 2,74x_3 + 4,3175x_1x_2 - 1,5075x_1x_3 - 2,055x_2x_3 - 1,24x_1x_2x_3 \quad (3.16)$$

Рабочая матрица планирования и взаимодействия факторов представлена в таблице 3.13.

Таблица 3.13 – Рабочая матрица планирования и взаимодействия факторов

	X_0	Матрица планирования			Матрица взаимодействия				Отклик
		x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	x_1 x_2 x_3	$Y_{ср}$
1	+	-	-	+	+	-	-	+	65,59
2	+	-	+	-	-	+	-	+	72,55
3	+	-	+	+	-	-	+	-	68,35
4	+	-	-	-	+	+	+	-	66,53
5	+	+	-	+	-	+	-	-	68,62
6	+	+	+	-	+	-	-	-	98,88
7	+	+	+	+	+	+	+	+	83,69
8	+	+	-	-	-	-	+	+	70,63

Полученная функция отклика, аппроксимируемая полиномом, коэффициенты которого найдены по методу наименьших квадратов, может не соответствовать (быть неадекватной) наблюдаемым значениям величины y .

Проверка адекватности математической модели выполнялась по критерию Фишера (F – критерию).

Для этого находилась дисперсия адекватности по формуле (3.13). Расчет дисперсии адекватности произведенный по методике [1] представлен в таблице 3.14.

$$S_{\text{Ад}}^2 = \frac{m}{N-1} \sum_{j=1}^N (y_j - y_j^*)^2 = 10,85$$

Соответственно значение F – критерия Фишера (дисперсионное отношение) определялось по формуле (3.14). В данном случае значение $F=11,512$.

После определения чисел степеней свободы, выборки уровня значимости, по таблице [16] $F_{\text{кр}}=239$.

Так как $F < F_{\text{кр}}$, то гипотеза об адекватности модели не отвергалась, и уравнение регрессии считалось адекватным.

Таблица 3.14 – Матрица дисперсии адекватности функции отклика наблюдаемым значениям величины y

№	$y_{\text{ср}}$	y^*	$(y_{\text{ср}} - y^*)^2$
1	65,59	65,293	0,088209
2	72,55	73,788	1,532644
3	68,35	67,1	1,5625
4	66,53	65,293	1,530169
5	68,62	67,383	1,530169
6	98,88	97,63	1,5625
7	83,69	84,92	1,5129
8	70,63	71,87	1,5376

Таким образом, модель объекта строилась в следующей последовательности:

- проводился эксперимент;
- оценивались его результаты;
- определялись коэффициенты регрессии;
- проверялась значимость полученных коэффициентов;
- проверялась адекватность полученной модели следующему объекту.

По полученной адекватной математической модели (3.16) можно сказать, что наибольшее влияние на величину нагрева рабочей жидкости гидроусилителя рулевого управления оказывает x_1 (частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания) и фактор x_2 (время работы гидроусилителя рулевого управления). Фактор x_3 – коэффициент сцепления, на величину нагрева рабочей жидкости гидроусилителя рулевого управления оказывает наименьшее влияние. Характер влияния факторов x_1 и x_2 одинаков, при увеличении обоих факторов температура рабочей жидкости гидроусилителя рулевого управления увеличивается.

Как видно, данная методика позволила экспериментальным путем определить величину нагрева рабочей жидкости гидравлического усилителя рулевого управления в зависимости от коэффициента сцепления, частоты вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания, времени работы гидравлического усилителя рулевого управления.

3.5 Сопоставительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований

В результате проведенного эксперимента была получена зависимость нагрева рабочей жидкости гидроусилителя рулевого управления в зависимости от варьируемых факторов. Данные значения приведены в таблицах 3.15 – 3.17., где в числителе приведены результаты полученных экспериментальных данных, в знаменателе расчетных.

Максимальная относительная погрешность результатов эксперимента по определению зависимости температуры рабочей жидкости от частоты вращения коленчатого вала при движении автомобиля по песку, асфальтобетону, грунту составляет не более 12,4 %, что говорит о достаточной точности измерений.

Таблица 3.15 – Зависимость температуры рабочей жидкости от частоты вращения коленчатого вала при движении по асфальтобетону

t, c	n, об/мин		
	700	1100	1500
10	68,8	71,91	74,98
	66,4	69,5	71,8
20	70,48	74,7	78,92
	68,8	74,7	79,1
30	72,12	77,49	82,86
	70,9	79,5	85,9
40	73,76	81,2	90,8
	73,05	84,1	92,3
50	75,4	86,07	96,7
	74,9	88,2	98,4
60	77,04	88,86	102,69
	76,8	90,1	104,1

Таблица 3.16 – Зависимость температуры рабочей жидкости от частоты вращения коленчатого вала при движении по грунту

t, c	n, об/мин		
	700	1100	1500
10	67,88	68,15	68,4
	65,3	67,5	70,6
20	68,95	70,36	71,78
	66,6	70,9	74,3
30	70	72,59	77,15
	67,7	74	79
1	2	3	4

Продолжение таблицы 3.16

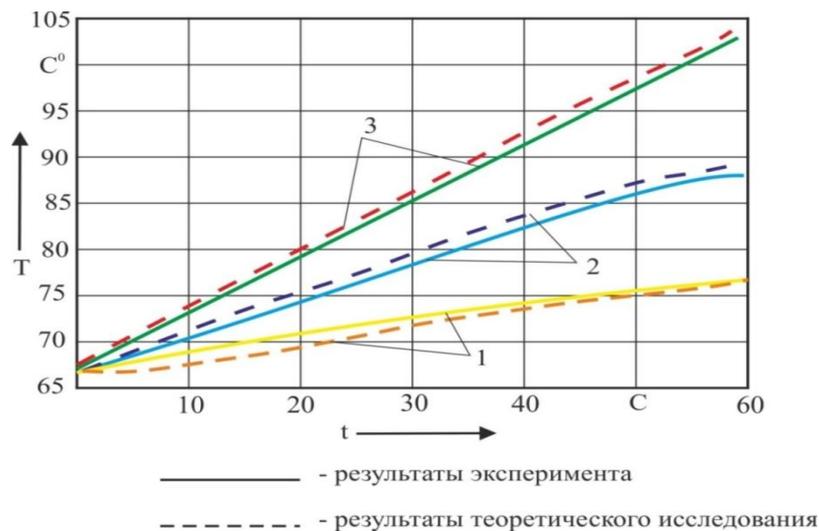
1	2	3	4
40	71,09	74,81	80,53
	68,8	77	83,4
50	72,1	77,03	82,89
	69,8	79,9	85,9
60	73,23	79,25	89,27
	70,8	82,5	91,5

Таблица 3.17 – Зависимость температуры рабочей жидкости от частоты вращения коленчатого вала при движении по песку

t, c	n, об/мин		
	700	1100	1500
10	66	70,91	72,99
	65,2	67,9	70,56
20	69,48	74,7	78,93
	66,3	71,56	76,74
30	70,12	77,5	82,87
	67,4	75,14	82,5
40	71,76	80,29	86,81
	68,3	78,27	88,01
50	72,4	83,08	90,75
	70,9	79,18	93,14
60	74,04	85,87	94,7
	72,19	82,27	97,9

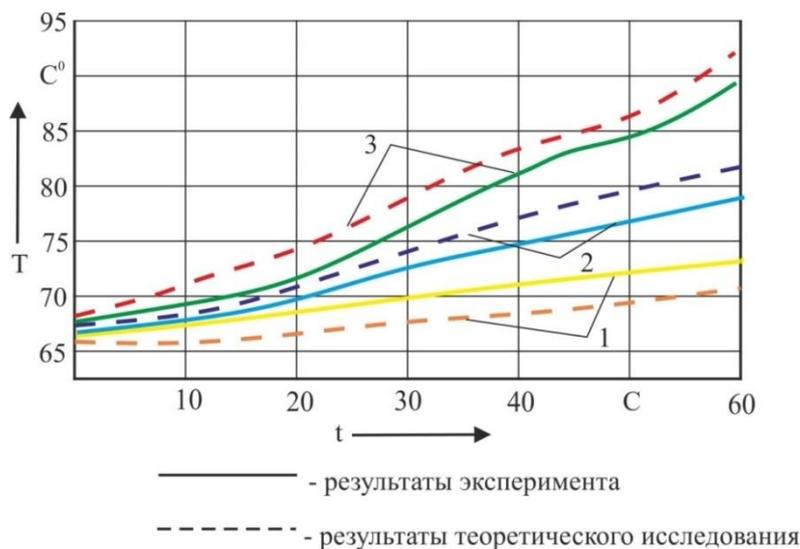
На рисунках 3.12, 3.13, 3.14 представлены расчетные и экспериментальные зависимости изменения температуры рабочей жидкости при повороте автомобиля на асфальтобетоне, грунте и песке.

Как можно заметить, данные зависимости, полученные в результате математического моделирования процессов теплообразования, находятся в пределах доверительного интервала и достаточно точно повторяют характер кривых, полученных в результате экспериментальных исследований.



Частота вращения коленчатого вала: 1-700 об/мин, 2- 1100 об/мин, 3- 1500 об/мин

Рисунок 3.12 – Зависимость изменения температуры рабочей жидкости при повороте автомобиля на асфальтобетоне



Частота вращения коленчатого вала: 1-700 об/мин, 2- 1100 об/мин, 3- 1500 об/мин

Рисунок 3.13 – Зависимость изменения температуры рабочей жидкости при повороте автомобиля на грунте

Кохрена. Для этого определялась дисперсия для каждого опыта:

$$D = \sigma_i^2 = \frac{\sum_{j=1}^m (y_{ij} - y_i^-)^2}{m-1} \quad (3.17)$$

где $D = \sigma_i^2$ – дисперсия отклика для i – го опыта;

y_{ij} – отклик i – го опыта при j – ом повторе;

y_i^- – среднее значение отклика i – го опыта при j – ом повторе;

m – количество повторов опыта.

Вычислялось экспериментальное значение критерия Кохрена:

$$G = \frac{\sigma_{i_{\max}}^2}{\sum_{i=1}^8 \sigma_i^2} \quad (3.18)$$

где $\sigma_{i_{\max}}^2$ – максимальная дисперсия из 8 опытов.

Вычисленное значение критерия сравнивалось с критическим $G_{кр} = 0,68$, определенным по соответствующим таблицам при уровне значимости $\alpha = 0,05$ и степенях свободы $f_1 = 1$, $f_2 = 8$.

Поскольку по всем регистрировавшимся параметрам на всех вариантах испытаний $G < G_{кр}$, то гипотеза об однородности дисперсии не отвергалась, эксперимент признавался воспроизводимым.

Проверка значимости полученных коэффициентов регрессии выполнялась с помощью t – критерия Стьюдента. Проверка начиналась с нахождения дисперсии воспроизводимости:

$$\sigma_{\text{воспр}}^2 = \frac{1}{8} \sum_{i=1}^8 \sigma_i^2 \quad (3.19)$$

Далее вычислялась дисперсия коэффициентов по величине среднеквадратичного отклонения:

$$\sigma_{bi} = \sqrt{\frac{1}{8} \sigma_{\text{воспр}}^2} \quad (3.20)$$

Затем находилось экспериментальное значение t –критерия Стьюдента и сравнивалось с критическим $t_{кр} = 2,31$, выбранным по таблицам [58, 82] при уровне значимости $\alpha = 0,05$ и числе степеней свободы $f_3 = 8$, т.е.:

$$t = \frac{|b_i|}{\sigma_b} > t_{кр} \quad (3.21)$$

где $|b_i|$ – абсолютное значение коэффициента.

Исходя из условия (3.22), все коэффициенты признавались значимыми.

Проверка адекватности математической модели выполнялась по критерию Фишера (F–критерию):

$$F = \frac{\sigma_{ад}^2}{\sigma_{воспр}^2} < F_{кр} \quad (3.22)$$

где $\sigma_{ад}^2$ – дисперсия адекватности;

$F_{кр}$ – критическое значение критерия.

При этом:

$$\sigma_{ад}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^8 (y_i^- - y_i^*)^2 \quad (3.23)$$

где y_i^* – расчетное по уравнению регрессии значение отклика в i -ом опыте.

Для уровня значимости $\alpha=0,05$ и чисел степеней свободы соответственно $f_3 = 1$, $f_4 = 8$ критическое значение $F_{кр}=239$. Так как по всем регистрировавшимся параметрам на всех вариантах испытаний $F < F_{кр}$, то математическое описание функции отклика уравнением регрессии считается адекватным.

Таким образом, данная процедура статистической оценки была выполнена для всех регистрируемых оценочных параметров. Относительная погрешность моделирования в данном случае не превышает 5 %. Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что математическая модель нагрева рабочей жидкости в гидравлическом рулевом усилителе с доверительной вероятностью 0,95 описывают исследуемые процессы в указанных пределах варьирования факторов.

3.7 Выводы

1) Предложенные методика и комплект измерительной и регистрирующей аппаратуры позволили провести натурный эксперимент, который можно признать воспроизводимым по всем регистрировавшимся параметрам на всех вариантах испытаний на общепринятом уровне $P = 0,95$. В методике экспериментального исследования основное внимание уделено

минимизации необходимого количества опытов, возможности одновременного варьирования всеми переменными. Данная методика позволила принимать обоснованные решения после каждой серии эксперимента.

2) Математическая модель определения теплового потока в гидравлическом рулевом усилителе, с доверительной вероятностью 0,95 описывает исследуемые процессы в указанных пределах варьирования факторов. Погрешность модели для различных параметров не превышает 5 %, что удовлетворительно для инженерных расчетов.

3) Экспериментальные исследования определения теплового потока в гидравлическом рулевом усилителе, подтвердили справедливость полученных аналитическим путем зависимостей. Расхождение результатов не превышает 5%.

4) При увеличении частоты вращения коленчатого вала, времени работы ГРУ, коэффициента сцепления, коэффициента сопротивления качению увеличивается тепловой поток в ГРУ.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ТЕХНИКО- ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА

4.1 Методика расчета функционирования гидравлических рулевых усилителей при эксплуатации автомобиля в условиях сельскохозяйственного производства

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили создать базу для разработки методики расчета функционирования гидравлических рулевых усилителей при эксплуатации автомобиля в условиях сельскохозяйственного производства. Такая методика позволяет оценивать гидравлические рулевые усилители по компоновке и конструкционным параметрам, определить интенсивность нагрева рабочей жидкости. Все это, в свою очередь позволяет наиболее точно и разносторонне оценивать разные по компоновке и конструкционным параметрам гидравлические рулевые усилители.

Основу методики составила расчетная схема поворота автомобиля и энергетический баланс гидравлического рулевого усилителя, математическое описание формирования показателя эффективности гидравлического рулевого усилителя разработанного во второй главе. На основании расчетной схемы разработан алгоритм методики и составлена программа расчета, блок-схема которой представлена на рисунке 4.1.

Методика позволяет при заданных конструкционных параметрах автомобиля, эксплуатационных параметров автомобиля, дорожных условий определять значения следующих величин: количество тепла, выделяемое в гидравлическом рулевом усилителе в зависимости от режимов движения и дорожных условий, показатель эффективности гидравлического рулевого усилителя. Расчетная программа выполнена в системе компьютерной математики Matcad.

Большая номенклатура получаемых в результате расчета величин служит

основой для широкого анализа влияния различных конструктивных исполнений гидравлических рулевых усилителей.

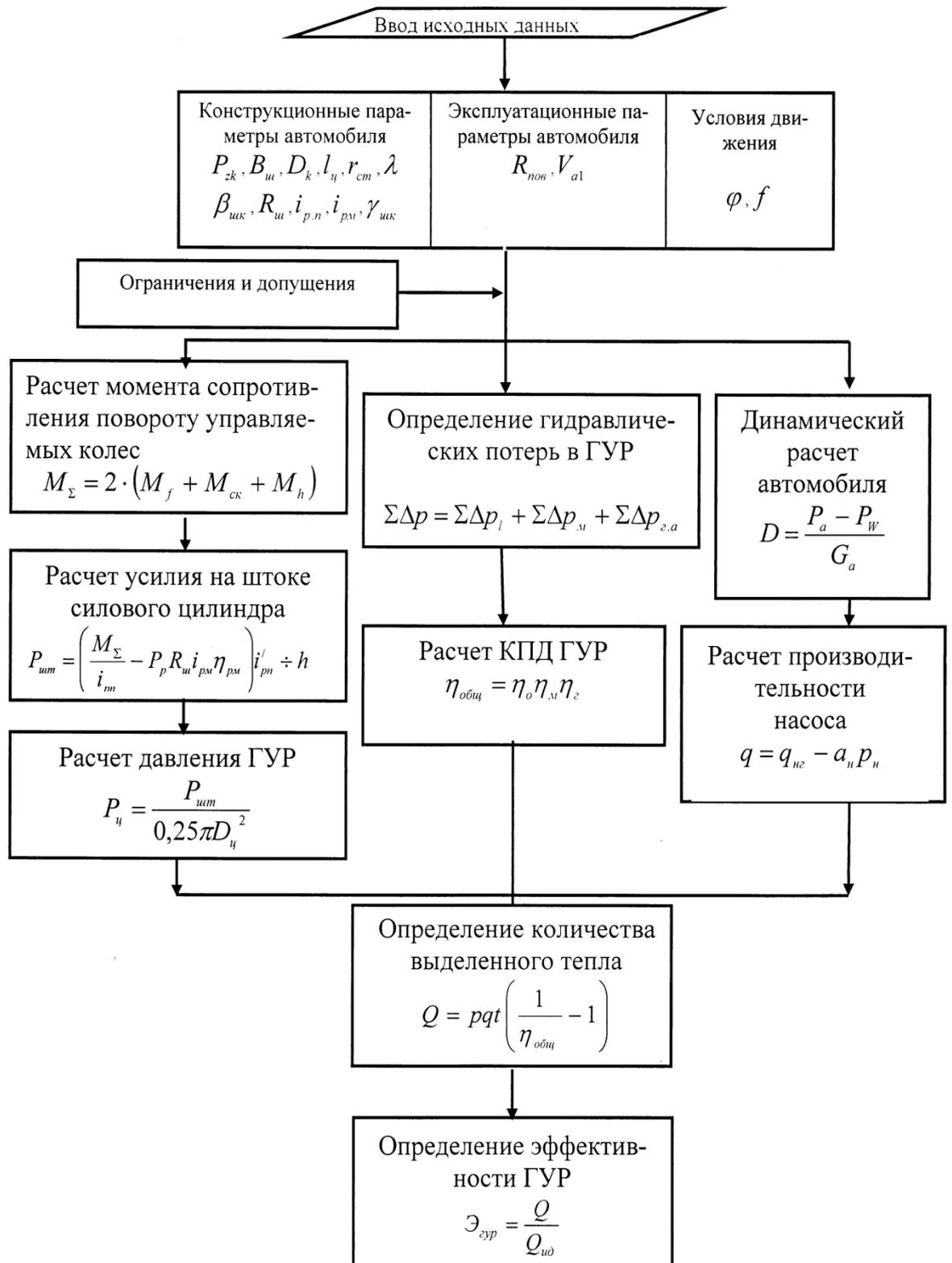


Рисунок 4.1 – Блок-схема алгоритма расчета функционирования гидравлических рулевых усилителей при эксплуатации автомобиля

4.2 Предложения по совершенствованию эксплуатации гидравлических рулевых усилителей

В процессе эксплуатации автомобилей повышенной проходимости было выявлено, что при движении автомобиля в условиях бездорожья или повреждения одного из управляемых колес, гидравлический рулевой усилитель может оказаться включенным длительное время, и насос будет работать при максимальном давлении в течении 30 – 60 секунд. Температура масла при этом достигает 100 – 120°C. При нагреве масла выше 80°C ее вязкость и смазочные качества значительно снижаются. При работе на таком масле объемный коэффициент полезного действия гидропривода падает, снижается эффективность гидравлического рулевого усилителя, а в элементах, имеющих взаимное перемещение, может наступить полужидкостное трение, и они быстро выйдут из строя.

Данная ситуация была смоделирована нами путем понижения давления в одном из управляемых колес автомобиля Урал 4320-0010-31 с 0,4 МПа до 0,15 МПа и движения его по песку со скоростью 20 км/ч.

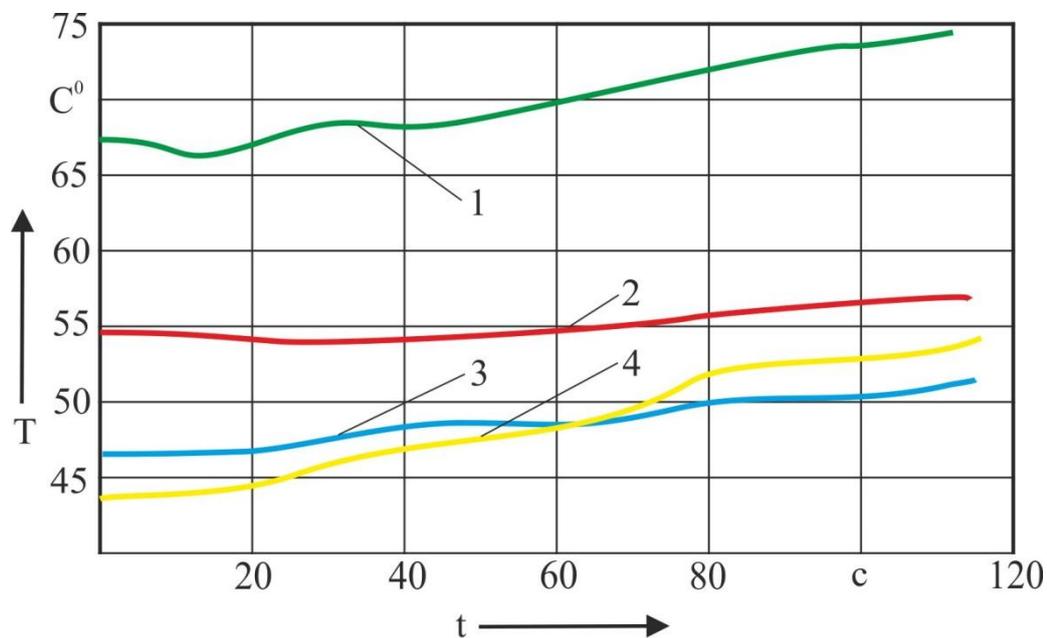
Интенсивность нагрева рабочей жидкости приведена на рисунке 4.2.

Анализ графика показывает, что движение автомобиля по песку даже при частично спущенном колесе в течении 5 минут приведет к перегреву масла. Масляная пленка в насосе начнет разрушаться из-за недостаточного подвода масла, его низкой вязкости. В результате появляются задиры и нарушение стандартных допусков, что приводит к выходу насоса гидравлического рулевого усилителя его из строя.

Для повышения надежности автомобиля и улучшения эффективности гидравлического рулевого усилителя необходимо предохранить насос от перегрева [5, 6, 83].

Одним из методов решения этой проблемы может быть модернизация конструкции гидравлического рулевого управления путем установки устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости

гидроусилителя руля и устройства для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса, оборудованного гидроусилителем, запатентованных автором. Патент на изобретение RUS 2655966 25.11.2016 [63], RUS 2665109 13.03.2017 [64]



1 – температура в насосе, 2 – температура в бачке, 3,4 – температура на входе и выходе из силового цилиндра

Рисунок 4.2 – График нагрева рабочей жидкости

4.2.1 Устройство для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса, оборудованного гидроусилителем

Устройство относится к области транспортного машиностроения, а именно к системам рулевого управления транспортных средств, и может быть использовано при конструировании и изготовлении гидравлических рулевых усилителей транспортных средств рисунок 4.3.

Устройство состоит из реостата 1, жестко закрепленного на корпусе 2 транспортного средства. При этом вывод «А» реостата 1 электрически соединен с отрицательным полюсом аккумулятора 3, а бегунок «Б» – неподвижно закреплен на рулевой тяге 4 и электрически соединен с одним из входов вольтметра 5. Второй вход вольтметра 5 электрически соединен с

положительным полюсом аккумулятора и с выводом «В» реостата 1. Такое соединение образует замкнутую регулируемую электрическую цепь.

Предлагаемое устройство позволяет контролировать период неблагоприятных условий для работы насоса гидроусилителя руля по показаниям вольтметра 5.

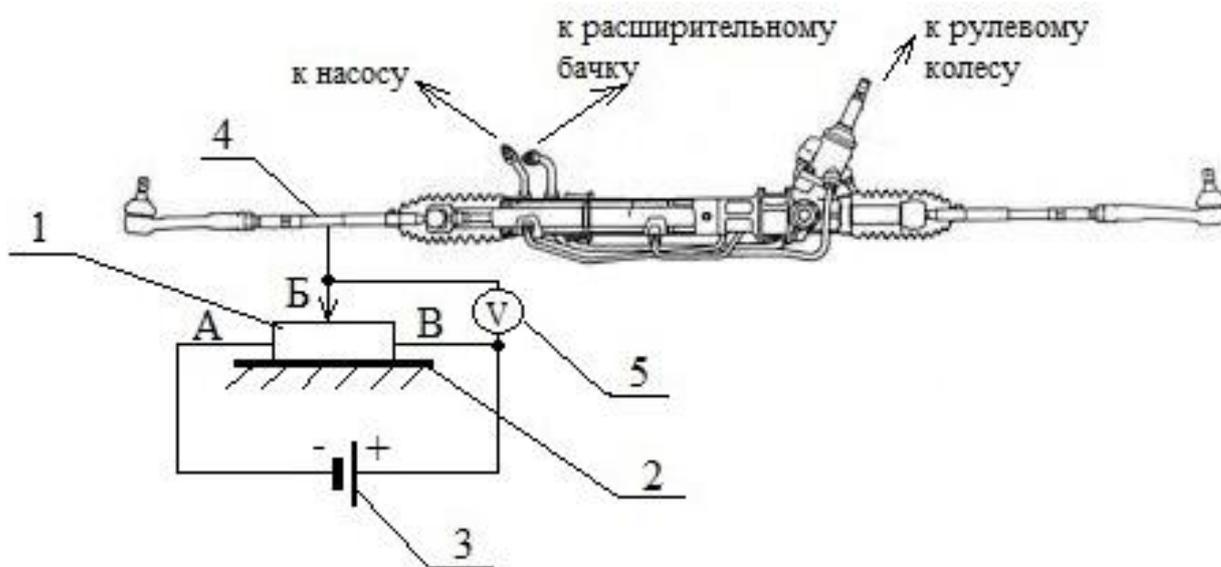


Рисунок 4.3 – Устройство для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса, оборудованного гидроусилителем

4.3 Техничко-экономическая оценка результатов исследования

Эффективность от использования результатов проведенных исследований определяется их практической значимостью и может быть оценена с различных сторон: научно-технической, эксплуатационной, экономической.

Производственные затраты на совершенствование серийных рулевых управлений, путем установки устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля и устройства для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса, оборудованного гидроусилителем, несущественны по сравнению с возможными потерями от его отказов в работе. Кроме того, для достоверной экономической оценки предлагаемых технических решений, направленных на совершенствование эксплуатации рулевого управления и вызывающих его удорожание, в

настоящее время необходимо проведение самостоятельного исследования. В связи с этим эффективность полученных результатов может быть оценена лишь с позиций снижения затрат на проектирование рулевого управления.

Использование методики определения эффективности гидравлического рулевого усилителя, позволяет сократить время на расчеты при проектировании рулевого управления с гидравлическим усилителем [76] в 2.5 – 3 раза. Оценка технико-экономического эффекта от внедрения разработанной методики проводилась по затратам времени на проектирование изделий некоторых автомобильных заводов (таблица 4.1).

Анализ представленных данных показывает, что технические расчеты C_p при проектировании составляют 8.4 ± 10.6 % общих затрат времени. При определении возможного экономического эффекта, следует учитывать, что показатели, характеризующие его величину, носят вероятностный характер. Поэтому размер затрат по вариантам уточняют, умножая на соответствующий коэффициент вероятности T_p . На основании рекомендаций [76] принимаем значение $T_p = 0.75$.

Используя представленные данные, можно оценить технико-экономический эффект $\mathcal{E}_{тэ}$ от внедрения разработанной методики

$$\mathcal{E}_{тэ} = T_p \left(C_p - \frac{C_p}{2.5} \right) \quad (4.1)$$

$$\mathcal{E}_{тэ} = 0.75 * \left(8.4 \pm 10.6\% - \frac{8.4}{2.5} \right) = 3.85$$

Таблица 4.1 – Структура затрат рабочего времени при проектировании, %

Вид работ	ПАО «КамАЗ»	АО автомобильный завод «Урал»	ГАЗ
Поиск информации и согласование принимаемых решений	8.8	5.9	9.3
Технические расчеты	10.6	10.3	8.4
Чертежно-графические работы	39.3	22.3	42.3
Копировально-множительные работы	6.6	3.1	8.2
Согласование документов и решение организационных вопросов	21.6	47.0	22.6
Прочие	13.1	11.4	9.2

Таким образом, использование разработанной методики позволяет сократить затраты при проектировании автомобилей многоцелевого назначения. Техничко-экономический эффект составляет около 4%.

Оценка функционирования использования гидравлического рулевого усилителя в эксплуатации проводилась по методике [76]. Согласно требованиям указанной методики было выделено существенное для гидравлического рулевого усилителя свойство функционирования (передача силового усилия) и определен основной оценочный показатель эффекта функционирования (количество выделившегося тепла), после чего по методике, разработанной в главе 2, вычислялось значение основного показателя эффективности функционирования гидравлического рулевого усилителя.

Сравнение технических средств предлагается проводить с помощью интегрального показателя U_i , учитывающего эффективность и стоимость

$$U_i = \frac{\varepsilon_i}{C_i}, \quad (4.2)$$

где ε_i – показатель эффективности гидравлического рулевого усилителя;

C_i – комплексный показатель стоимости гидравлического рулевого усилителя, оценивающий материальные затраты на все этапы жизненного цикла: разработку, серийное производство, эксплуатацию и ликвидацию.

Анализ весомости отдельных составляющих показателя Q показал, что порядка 92% его значения составляют материальные затраты на его серийное производство, определяемые, как правило, стоимостью непосредственно гидравлического рулевого усилителя.

Комплексный показатель стоимости базового гидравлического рулевого усилителя берем равным 1. Тогда комплексный показатель стоимости гидравлического рулевого усилителя с устройством для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля и устройства для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса, будет равен сумме комплексного показателя, стоимости базового гидравлического рулевого усилителя и доли стоимости устройства для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля и устройства для контроля

нежелательных углов поворота рулевого колеса от стоимости базового гидравлического рулевого усилителя.

Оптовая цена гидравлического рулевого усилителя, используемого в настоящее время на автомобиле Урал 4320-0010-31, и предлагаемого нами гидравлического рулевого усилителя с устройством для повышения эффективности (УПЭО) охлаждения жидкости гидроусилителя руля и устройством для контроля нежелательных углов поворота (УКНУП) рулевого колеса представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Оптовые цены рулевого управления

Цена базового образца ГРУ Урал 4320, руб.	Цена ГРУ с УПЭО и УКНУП, руб.	Доля стоимости
49364	50470	0,022

* - цены указаны по состоянию на 1.06.2019 года.

Вычисленные таким образом относительные значения интегрального показателя эффективности приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Интегральные показатели функционирования гидравлического рулевого усилителя с автоматом разгрузки насоса и без него

Наименование показателя	ГРУ базовый	ГРУ с УПЭО и УКНУП
Относительный интегральный показатель	0,14	0,79

Анализ данных, представленных в таблице 4.3, позволяет констатировать факт безусловной предпочтительности варианта гидравлического рулевого усилителя с устройством повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля и устройством контроля нежелательных углов поворота

рулевого колеса для увеличения надежности, безопасности и средней наработки на отказ.

4.4 Выводы

1) Разработана методика расчета экономического эффекта предложенного гидравлического рулевого усилителя.

2) Техническая и экономическая оценка результатов исследования позволяют сделать вывод о предпочтительности варианта гидравлического рулевого усилителя с устройством повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля и устройством контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведен анализ конструкций схем, режимов работы и особенностей функционирования гидравлических рулевых усилителей автомобилей в условиях агропромышленного комплекса РФ. На основе анализа сделан вывод о том, что наиболее массовым типом усилителей рулевого управления автомобилей в АПК являются гидравлические рулевые усилители, причем из-за тяжелых условий эксплуатации автомобилей происходит перегрев рабочей жидкости гидравлического рулевого усилителя.

2. На основе проведенных теоретических исследований температурных режимов гидравлического рулевого усилителя установлены:

- распределение теплогидравлического потока рабочей жидкости в гидравлическом рулевом усилителе, позволяющее определить коэффициент полезного действия гидравлического рулевого усилителя на любых режимах его работы;

- физическая модель устройства повышения эффективности охлаждения рабочей жидкости гидравлического рулевого усилителя (патент на изобретение RUS 2665109 13.03.2017), предложено устройство для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса, позволяющее предотвратить перегрев гидравлического рулевого усилителя и предохранить детали от чрезмерных нагрузок и преждевременного износа (патент на изобретение RUS 2655966 25.11.2016);

- энергетический баланс гидравлического рулевого усилителя в условиях движения по песку, как наиболее тяжелому режиму поворота, который позволяет констатировать, что наиболее интенсивный нагрев жидкости в гидравлическом рулевом усилителе происходит при максимальном моменте сопротивления повороту управляемых колес и частоте вращения коленчатого вала двигателя 1800-2100 об/мин;

- наибольший показатель эффективности гидравлического рулевого усилителя достигается при повороте автомобиля на снегу – 0.1, а наименьший

показатель эффективности достигается при повороте автомобиля на песке – 0.004.

3. Разработана методика и комплект измерительной и регистрирующей аппаратуры, позволившие провести натурный эксперимент, который можно признать воспроизводимым по всем регистрировавшимся параметрам на различных вариантах испытаний.

В результате проведенного эксперимента получена зависимость нагрева рабочей жидкости гидравлического рулевого усилителя в зависимости от варьируемых факторов: частоты вращения коленчатого вала ДВС, времени работы гидравлического рулевого усилителя, коэффициента сопротивления качению.

4. Техничко-экономическая оценка результатов исследования позволяет сделать вывод о необходимости использования в условиях АПК варианта гидравлического рулевого усилителя с применением устройств для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля и контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса. Экономический эффект предложенных разработок составит 4% от стоимости автомобиля.

Предложения производству

Разработанная автором методика позволяет при заданных конструкционных, эксплуатационных параметрах автомобиля и дорожных условиях, определять значения следующих величин: количество тепла, выделяемое в ГРУ в зависимости от режимов движения и дорожных условий, показатель эффективности гидравлического рулевого усилителя.

Перспективы дальнейшей разработки темы

Дальнейшие исследования следует направить на углубление теоретических и практических исследований влияния процесса теплообразования на коэффициент полезного действия ГРУ и разработке рекомендаций по совершенствованию эксплуатации рулевого управления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Адлер, Ю.Н. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.И. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 176 с.
2. Алексеев, И.Л. Эксплуатационные свойства автомобилей. Рулевое управление– Калининград: Издательство БГРАФ, 2009. – 105 с.
3. Алексеева, Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин [Текст]/ Т.В.Алексеева.– М.: Машиностроение, 2002. – 234с.
4. Анализ методов диагностирования топливной аппаратуры автотракторных дизелей и разработка математической модели топливного насоса высокого давления / Н.В. Бышов, С.Н. Борычев, И.К. Данилов и др. // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2016. – №09(123). С. 169 – 192. – IDA [article ID]: 1231609010. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2016/09/pdf/10.pdf>, 1,5 у.п.л.
5. Анализ методов разработки технических систем / Г.Д. Кокорев, И.А. Успенский, И.А. Юхин, Ю.Н. Храпов, В.В. Коченов, О.В. Филюшин, И.А. Афиногенов // В сборнике: Актуальные вопросы транспорта в современных условиях. Сборник научных статей по материалам III Международной научной конференции. Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А. 2016. С. 74-78.
6. Анализ состояния вопроса долговечности турбокомпрессоров / Н.В. Орлов, А.Р. Асоян, А.А. Видинеев, В.А. Гейцман // В сборнике: Роль опорного ВУЗА в развитии транспортно-энергетического комплекса Саратовской области (Трансэнергоком-2018). Сборник научных трудов по материалам Всероссийской научно-практической конференции. 2018. С. 114-117.
7. Антонов, А.С. Армейские автомобили [Текст]. В 2ч. Ч. 2. Ходовая

часть и органы управления/ А.С. Антонов, М.М. Запрягаев, Л.К. Крылов, Е.И. Магидович, М.М. Щукин.–М.: Изд-во МО СССР, 1970.– 480 с.

8. Антонов, А.С. Комплексные силовые передачи. Теория силового потока и расчет передающих систем [Текст] / А.С. Антонов.–Л.: Машиностроение, 1981.– 496 с.

9. Бадмутский, М.М. Влияние чувствительности автомобиля к повороту руля на управляемость и устойчивость движения [Текст] / М.М. Бадмутский. // Автомобильная промышленность. – М.,1980. - № 4. – С. 22-23.

10. Балабин, И.В. Испытание автомобилей [Текст] / И.В. Балабин, В.А. Куров, Т.М. Башта. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы [Текст]./ Т. М. Башта.– М.: Машиностроение, 1970. – 505 с.

11. Башта, Т.М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы [Текст]./ Т.М. Башта.– М.: Машиностроение, 1970. – 505 с.

12. Башта, Т.М. Гидравлические следящие приводы [Текст]./ Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1960. – 202 с.

13. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика [Текст]./ Т.М. Башта.– М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.

14. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст]./ Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.

15. Башта, Т.М. Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств [Текст]./ Т.М. Башта. – М.: Оборонгиз, 1961. – 606 с.

16. Большее, Л. Н. Таблицы математической статистики [Текст]./ Л. Н. Большее, Н. В. Смирнов. – М.: Наука, 1983. – 416 с.

17. Брон, Л.С. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий [Текст]./ Л.С. Брон, Ж.Э.Тартаковский.– М.: Машиностроение, 1974. – 327 с.

18. Бочаров, Н.Ф. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости [Текст]./ Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович, А.А. Полунгян, В.М. Семенов, В.С. Цыбин, Л.Ф. Жеглов. – М.: Машиностроение, 1983. – 304с.

19. Бурков, В.В. Автотракторные радиаторы [Текст]./ В.В. Бурков, А.И. Индейкин. – Л.: Машиностроение, 1978. – 216с.

20. Васильченков, В.Ф. Военные автомобили. Конструкция и расчет. [Текст]/ В.Ф. Васильченков.– Рыбинск: Издание АОТ «РДП» – АРП, 1998. – 560с.

21. Влияние теплонапряженности элементов турбокомпрессора на его ресурс. / А.С. Денисов, А.Р. Асоян, Д.А. Никитин и др. // В сборнике: Совершенствование автотранспортных систем и сервисных технологий. Сборник научных трудов по материалам XIV Международной научно-технической конференции, посвященной 95-летию юбилею доктора технических наук, профессора, заслуженного деятеля науки и техники РФ Авдонькина Фёдора Николаевича (1923-1996). Саратовский государственный технический университет имени Ю.А. Гагарина, 2018. С. 188-192.

22. Вознюк, В.С. Гидравлика и гидравлические машины систем /В.С. Вознюк.–М.: Воениздат, 1979. – 168с.

23. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления [Текст]./Н.С. Гамынин.– М.: Машиностроение, 1972. – 576 с.

24. Гамынин, Н.С. Гидравлический следящий привод [Текст]./ Н.С. Гамынин, В.А.Лещенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с.

25. Гапич, Д.С. Динамика движения упруго закрепленного рабочего органа культиваторного МТА / Д.С. Гапич, С.Д. Фомин, Е.В. Ширяев // Тракторы и сельхозмашины. 2017. №10. С. 28-32.

26. Гапич, Д.С. Теоретико-экспериментальный метод определения массово-инерционных показателей рабочего органа почвообрабатывающего орудия /Д.С. Гапич, Р.А. Косульников, С.А. Чумаков // В сборнике: Актуальные направления научных исследований в АПК: от теории к практике. Материалы национальной научно-практической конференции. Министерство сельского хозяйства Российской Федерации, Департамент научно-технологической политики и образования, ФГОУ ВО «Волгоградский государственный аграрный университет». 2017. С.28-33.

27. Гинцбург, Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей [текст]./ Л.Л. Гинцбург. – М.: Машиностроение, 1972. – 121 с.

28. Гинцбург, Л.Л. Исследование работы гидравлического усилителя рулевого управления [Текст]: дис. ...канд. тех. наук: 20.02.14 / Гинцбург Леонид Леонидович – Москва, МВМИ 1959. – 165 с.

29. Гоникберг, Е.М. Рулевое управление грузового автомобиля с гидроусилителем [Текст]./ Е.М. Гоникберг, А.А. Гольбрейх. – М.: Транспорт, 1969. – 90 с.

30. ГОСТ Р 52453 – 2005. Автомобильные транспортные средства. Механизмы рулевые с гидравлическим усилителем и рулевые гидроусилители. Технические требования и методы испытаний [Текст]. Введ. 06-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 2007. – 49 с.

31. ГОСТ 20306– 8. Автомобили. Методы испытаний на топливную экономичность [Текст]. Введ. 92-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 27 с.

32. ГОСТ 37.001.471 – 88. Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний [Текст]. Введ. 90-01-01.– М.: Изд-во стандартов, 1989. – 48 с.

33. ГОСТ 8.207 – 76. Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. Основные положения [Текст]. Введ. 77-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 9 с.

34. Денисов, А.С. Диагностирование автомобильных дизелей по параметрам работающего масла на ранней стадии его использования / А.С. Денисов, А.Р. Асоян, А.В. Кожинская // В сборнике: Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта. Сборник научных трудов по материалам 76-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ. 2018. С. 91-98.

35. Дж. Вонг. Теория наземных транспортных средств [Текст]. / Дж. Вонг – М.: Машиностроение, 1982г. – 284 с.

36. Емцев, Б.Т. Гидравлика: Техническая гидромеханика [Текст]./ Б.Т.Емцев. – М.: Машиностроение, 1987. – 543 с.

37. Зависимость ресурса двигателя от уровня масла в картере / А.С. Денисов, А.Р. Асоян, А.О. Носов, А.М. Биниязов // Грузовик. 2017. №12. С.8-13.

38. Загородских, Б.П. Краткое обоснование процесса очистки дизельного топлива от воды в электростатическом очистителе-водоотделителе / Б.П. Загородских, С.В. Абрамов // Труды ГОСНИТИ. 2016. Т. 124. № 1. С. 63-68.

39. Загородских, Б.П. Влияние обводнённости дизельного топлива на работоспособность прецизионных деталей топливной аппаратуры / Б.П. Загородских, С.В. Абрамов, Д.С. Маяков // В сборнике: Стратегическое развитие АПК и сельских территорий РФ в современных международных условиях. Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию Победы в Великой Отечественной войне 1941-1945 гг.. Главный редактор А.С. Овчинников. Волгоградский государственный аграрный университет, 2015. С. 27-30.

40. Загородских, Б.П. Обоснование и подбор оборудования установки для очистки дизельного топлива при заправке мобильных сельскохозяйственных машин / Б.П. Загородских, С.В. Абрамов, Д.С., Маяков // Труды ГОСНИТИ. 2015. Т. 119. С. 108-112.

41. Загородских, Б.П. Снижение обводнённости дизельного топлива при эксплуатации автотракторной техники / Б.П. Загородских, С.В. Абрамов, Д.С. Маяков // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2016. № 3 (43). С. 192-196.

42. Збигнев, К.С. Разработка и использование гидростатической передачи для наземных и транспортных средств, регулируемой изменением физических свойств рабочего тела [Текст]./ К.С. Збигнев – М.: Машиностроение, 1996. – 478с.

43. Иванкина, О. П. Методика планирования эксперимента: учеб. пособие для студентов вузов. [Текст]. / О. П. Иванкина. –2-е изд., перераб.– М.: Наука, 2003. - 29 с.

44. Коваль, П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин [Текст]./ П.В. Коваль. – М.: Машиностроение, 1979. – 320 с.
45. Кокорев, Г.Д. Оценка эффективности гидравлического рулевого усилителя методом тепловых потерь / Г.Д. Кокорев, И.А. Афиногенов // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева. 2019. № 2 (42). С. 117-121.
46. Крюков, Д.А. Тепловой расчет трансмиссии транспортных машин [Текст] / Д.А.Крюков.–М.: Машгиз, 1961. – 140 с.
47. Лаптев, С.А. Автомобильные полигоны [Текст]. / С.А. Лаптев –М.: Машиностроение, 1976. – 191 с.
48. Литвинов, А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств [Текст]: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин– М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
49. Литвинов, А.С. Грузовые автомобили [Текст]./ А.С. Литвинов, Я.Б. Фаробин– М.: Машиностроение, 1989. – 239 с.
50. Лысов, М.И. Рулевые управления автомобилей [Текст]./ М.И. Лысов. – М.: Машиностроение, 1972. – 344 с.
51. Льюис, Э.М. Гидравлические системы управления [Текст]./ Э.М. Льюис. – М.: Мир, 1966. – 408 с.
52. Математическая модель колесного трактора / П.В. Коновалов, А.Ю. Попов, Р.А. Косульников, С.Д. Фомин // В сборнике: Мировые научно-технологические тенденции социально-экономического развития АПК и сельских территорий. Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 75-летию окончания Сталинградской битвы. Волгоградский государственный аграрный университет, 2018. С. 162-166.
53. Метлюк, Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей [Текст]./ Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушенко.– М.: Машиностроение, 2002. – 320 с.
54. Метод повышения точности измерения тягового сопротивления в

навесном устройстве трактора / Р.А. Косульников, А.А. Карсаков, С.Д. Фомин, Е.А. Назаров // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2018. № 1 (49). С. 326-333.

55. Методические указания на проектирование систем объемного гидропривода машин транспортного строительства [Текст]./ М.: Оргтрансстрой, 1972. - 320 с.

56. Мягков, Д.С. Совершенствование очистки дизельного топлива при заправке автотракторной техники / Д.С. Мягков, Б.П. Загородских, С.В. Абрамов // В сборнике: Проблемы и перспективы инновационного развития мирового сельского хозяйства. Под редакцией И.Ф. Сухановой, М.В. Муравьевой. 2015. С.120-122.

57. Мясоедов, Н.С Ресурс гидроусилителя. [Текст] // Земля сибирская, дальневосточная, 1969, №5, с 3-8.

58. Налимов, В.В. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов [Текст] / В.В. Налимов, Н.А. Чернова. – М.: Наука, 1965. – 127 с.

59. Новицкий, П.В. Оценка погрешностей результатов измерений [Текст] / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – Л. : Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.

60. Осепчугов, В.В. Автомобиль, анализ конструкций, элементы расчета [текст]./ В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.

61. Осепчугов, В.В. Грузовые автомобили [Текст]./ В.В. Осепчугов, М. С. Высоцкий.– М.: Машиностроение, 1979. – 385 с.

62. Патент на изобретение RUS 2578892 04.06.2014 Устройство для термофиксации поршневых колец в пакете [Текст] / Б.П. Загородских, А.В. Хохлов, С.В. Абрамов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО СГАУ.

63. Патент на изобретение RUS 2655966 25.11.2016. Устройство для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса, оборудованного гидроусилителем [Текст] / А.А. Симдянкин, И.А. Успенский, Н.В. Бышов, Г.Д. Кокорев, И.А. Афиногенов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО РГАТУ.

64. Патент на изобретение RUS 2665109 13.03.2017. Гидравлический рулевой усилитель [Текст] / И.А. Афиногенов, Н.В. Бышов, С.Н. Борычев, Г.Д. Кокорев, А.А. Симдянкин, И.А. Успенский, И.А. Юхин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО РГАТУ.

65. Певзнер, Я.М. Проблемы устойчивости и управляемости автомобиля [Текст] // Автомобильная промышленность. – 1951. – №1. – с. 14-15.

66. Переработка шин и их элементов / И.А. Афиногенов, Н.В. Бышов, С.Н. Борычев, А.А. Карташов, Г.Д. Кокорев, А.С. Колотов, С.В. Колупаев, Р.Н. Москвин, И.А. Успенский, И.А. Юхин, В.А. Шафоростов // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2016. № 124. С. 366-389.

67. Петляков, Л.Е. Гидравлический расчет объемного гидропривода [Текст] / Л.Е. Петляков, С.С. Ямпиров, В.Г. Блекус.–Улан-Уде: Восточно-сибирский государственный технологический университет, 2001. – 32 с.

68. Пирковский, Ю.В. Влияние конструктивных показателей полноприводных автомобилей на сопротивление движению по деформируемому грунту [Текст]./ Ю.В. Пирковский, Н.Ф. Бочаров, С.Б. Шухман.– М.: Издательство МГТУ им.Баумана, 1996. – 73 с.

69. Повышение эффективности процесса технической эксплуатации автомобильного транспорта в условиях агропромышленного производства / Г.Д. Кокорев, И.А. Афиногенов, Е.А. Журавлева, В.П. Воронов // В сборнике: Инновационное научно-образовательное обеспечение агропромышленного комплекса. Материалы 69-ой Международной научно-практической конференции. 2018. С. 149-155.

70. Причины отказов турбокомпрессоров и рекомендации по ремонту узлов уплотнения / Д.А. Никитин, Г.Д. Межецкий, А.Р. Асоян и др. // Аграрный научный журнал. 2017. № 10. С. 50-54.

71. Проблемные вопросы повышения энергоэффективности МТА с упруго закрепленными рабочими органами / Д.С. Гапич, Р.А. Косульников, С.А. Чумаков, В.А. Эвиев // Известия Нижневолжского агроуниверситетского

комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2018. №1(49). С. 312-318.

72. Прокофьев, В.Н. Гидравлические передачи колесных и гусеничных машин [Текст] / В.Н. Прокофьев. – М.: Воениздат, 1960. – 300 с.

73. Разработка аппаратного комплекса для применения экологически чистого топлива в двигателях внутреннего сгорания / А.Р. Асоян, Н.В. Орлов, И.А. Лебедев, И.А. Асоян // В сборнике: Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта. Сборник научных трудов по материалам 75-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ. 2017. С. 7-10

74. Разработка теоретических и методологических основ технологий обеспечения работоспособности автотранспортных средств / А.С. Денисов, А.С. Гребенников, А.Р. Асоян и др. // Отчет о НИР № 13В.01 от 30.01.2013 (Саратовский государственный технический университет им.Гагарина Ю.А.) – 93 с.

75. Рампель, Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление [Текст]./ Й. Рампель. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.

76. Расчеты экономической эффективности новой техники. Под ред. К.М. Великанова– Л.: Машиностроение, 1989– 448 с.

77. Редчиц, В.В. Определение моментов сопротивления повороту колесных машин [Текст]: дис. ... канд. тех. наук: 05.05.03 / Редчиц Владимир Васильевич - Харьков, 1974. – 170 с.

78. Романов, Н.Н. Эксплуатация АТ в сложных условиях [Текст]./ Н.Н. Романов. – М.: Военное издательство, 1984. – 171 с.

79. Савин, И.Ф. Основы гидравлики и гидропривод [Текст]./ И.Ф. Савин, П.В. Сафонов. – М.: Высшая школа, 1978. – 222 с.

80. Селифанов, В.В. Проходимость автомобиля [Текст]./ В.В. Селифанов, В.В.Серебряков. –М.: МГТУ «МАМИ», 1998. – 64 с.

81. Силовые и кинематические зависимости рулевого усилителя / Г.Д. Кокорев, И.А. Успенский, И.А. Юхин, И.А. Афиногенов // Известия

Нижеволжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2019. № 2 (54). С. 192-196.

82. Смирнов, Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики [Текст] / Н.В. Смирнов, А.В. Дудин, И.В. Барковский. – М.: Наука, 1969. – 203 с.

83. Совершенствование эксплуатации автомобилей в сельском хозяйстве путем повышения надежности рулевого управления / Г.Д. Кокорев, И.А. Успенский, А.А. Симдянкин, И.А. Афиногенов // В сборнике: Инновационное развитие современного агропромышленного комплекса России. Материалы национальной научно-практической конференции. Министерство сельского хозяйства Российской Федерации, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева». 2016. С. 83-87.

84. Стесин, С.П. Гидромеханические передачи [Текст]./ С.П. Стесин, Е.А. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1973. – 352 с.

85. Стратегия технического обслуживания и ремонта автомобиля КАМАЗ / А.Г. Жутов, Д.С. Гапич, Г.И. Жидков, А.Ю. Попов // Научная жизнь. 2018. № 12. С. 24-28.

86. Тронеv, С.В. Диагностика и техническое обслуживание машин / С.В. Тронеv, А.И. Ряднов, А.В. Семченко // Методические рекомендации к лабораторным занятиям. ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ. Волгоград, 2018 – 32 с.

87. Тронеv, С.В. Диагностика и техническое обслуживание машин / С.В. Тронеv, А.И. Ряднов // Методические рекомендации к выполнению курсового проекта. ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ. Волгоград, 2018 – 32 с.

88. Успенский, И.А. Анализ методов и средств диагностирования тормозных систем автомобиля / И.А. Успенский, Г.Д. Кокорев, И.А. Юхин, И.А. Афиногенов и др. // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2016. № 116. С.

1051-1072.

89. Фезандье, Ж.С. Гидравлические механизмы [Текст]./ Ж.С. Фезандье. – М.: Оборонгиз, 1960. – 192 с.

90. Фомин, С.Д. Математическая модель для исследования неустановившегося криволинейного движения погрузочно-транспортного агрегата // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2017. № 1 (45). С. 234-245.

91. Фомин, С.Д. Повышение эффективности применения транспортных агрегатов на основе стабилизации движения с упругодеформирующими связями // В сборнике: Мировые научно-технологические тенденции социально-экономического развития АПК и сельских территорий. Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 75-летию окончания Сталинградской битвы. 2018. С. 30-325.

92. Фомин, С.Д. Влияние диссипативных свойств упругодеформирующих звеньев на управляемость транспортного агрегата / С.Д. Фомин, Е.С. Воронцова // В сборнике: Эколого-мелиоративные аспекты рационального природопользования. Материалы Международной научно-практической конференции. 2017. С. 128-133.

93. Чайковский, И.П. Рулевые управления автомобилей [Текст] / И.П. Чайковский, П.А. Саломатин. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.

94. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры [Текст]./ В.М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416с.

95. Чугев, Р.Р. Гидравлика: Техническая механика жидкости [Текст]./ Р.Р. Чугев– Л.: Энергоиздат, 1982. – 543 с.

96. Школьникова, С.Б. Исследование гидравлического усилителя рулевого управления как автоматического регулятора устойчивости движения направляющих колес трактора [Текст]: дис. ...канд. тех. наук: 20.02.14 / Школьникова, С.Б.– Челябинск, 1971. –194 с.

97. Шухман, С.Б. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости [Текст]./ С.Б. Шухман, В.И. Соловьев, Е.И. Прочко.– М.:

Агробизнесцентр, 2007. – 336 с.

98. Энергоэффективность машинно-тракторного агрегата на переходных режимах / С.Д. Фомин, В.И. Аврамов, Д.С. Гапич, Е.С. Воронцова // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2017. № 1(31). С. 2-7.

99. Яковлев, Н.А. Основы гидравлического расчета насосных установок и гидроприводов [Текст]./ Н.А. Яковлев. – Л.: ЛПИ, 1982. – 217 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2655966

УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ НЕЖЕЛАТЕЛЬНЫХ УГЛОВ ПОВОРОТА РУЛЕВОГО КОЛЕСА, ОБОРУДОВАННОГО ГИДРОУСИЛИТЕЛЕМ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева" (ФГБОУ ВО РГАТУ) (RU)*

Авторы: *см. на обороте*

Заявка № 2016146438

Приоритет изобретения 25 ноября 2016 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 30 мая 2018 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 25 ноября 2036 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



(19) **RU** (11) **2 655 966**⁽¹³⁾ **C2**

(51) МПК
B62D 5/06 (2006.01)
B62D 15/02 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) **ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

(52) СПК
B62D 5/06 (2006.01); *B62D 15/02* (2006.01)

(21)(22) Заявка: 2016146438, 25.11.2016
 (24) Дата начала отсчета срока действия патента:
 25.11.2016
 Дата регистрации:
 30.05.2018
 Приоритет(ы):
 (22) Дата подачи заявки: 25.11.2016
 (43) Дата публикации заявки: 25.05.2018 Бюл. № 15
 (45) Опубликовано: 30.05.2018 Бюл. № 16
 Адрес для переписки:
 390044, г.Рязань, ул. Костычева, 1, ФГБОУ ВО
 РГАТУ, Голиков А.А.

(72) Автор(ы):
 Симдянкин Аркадий Анатольевич (RU),
 Успенский Иван Алексеевич (RU),
 Бышов Николай Владимирович (RU),
 Кокорев Геннадий Дмитриевич (RU),
 Афиногенов Игорь Александрович (RU)
 (73) Патентообладатель(и):
 Федеральное государственное бюджетное
 образовательное учреждение высшего
 образования "Рязанский государственный
 агротехнологический университет имени
 П.А. Костычева" (ФГБОУ ВО РГАТУ) (RU)
 (56) Список документов, цитированных в отчете
 о поиске: US 6541962 B1, 01.04.2003. EP
 1350709 A1, 08.10.2003. US 4720791 A,
 19.01.1988. RU 2374116 C2, 10.08.2009.

(54) **УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ НЕЖЕЛАТЕЛЬНЫХ УГЛОВ ПОВОРОТА РУЛЕВОГО КОЛЕСА, ОБОРУДОВАННОГО ГИДРОУСИЛИТЕЛЕМ**

(57) Формула изобретения

Устройство для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса, оборудованного гидроусилителем, имеющим насос, рулевой механизм, связанный механически с рулевым колесом, гидроцилиндр, связанный с рулевыми тягами, а также фильтр и бачок, связанные между собой гидравлически, отличающееся тем, что на одной из рулевых тяг неподвижно закреплен бегунок реостата, который, в свою очередь, жестко закреплен на корпусе транспортного средства, при этом один из его выводов электрически соединен с отрицательным полюсом аккумулятора транспортного средства, а второй - электрически с положительным полюсом аккумулятора и с одним из входов вольтметра, второй вход которого электрически соединен с бегунком реостата, при этом шкала вольтметра имеет симметрично расположенные относительно нуля его показаний яркие одноцветные зоны.

RU 2 6 5 5 9 6 6 C 2

RU 2 6 5 5 9 6 6 C 2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2665109

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РУЛЕВОЙ УСИЛИТЕЛЬ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева" (ФГБОУ ВО РГАТУ) (RU)*

Авторы: *Афиногенов Игорь Александрович (RU), Бышов Николай Владимирович (RU), Борычев Сергей Николаевич (RU), Кокорев Геннадий Дмитриевич (RU), Симдянкин Аркадий Анатольевич (RU), Успенский Иван Алексеевич (RU), Юхин Иван Александрович (RU)*

Заявка № 2017108371

Приоритет изобретения 13 марта 2017 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 28 августа 2018 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 13 марта 2037 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** (11) **2 665 109**⁽¹³⁾ **C1**(51) МПК
B62D 5/06 (2006.01)
B60K 11/00 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ(12) **ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**(52) СПК
B62D 5/06 (2006.01); B60K 11/00 (2006.01)

(21)(22) Заявка: 2017108371, 13.03.2017

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
13.03.2017Дата регистрации:
28.08.2018

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 13.03.2017

(45) Опубликовано: 28.08.2018 Бюл. № 25

Адрес для переписки:
390044, г.Рязань, ул. Костычева, 1, ФГБОУ ВО
РГАТУ, Голиков А.А.

(72) Автор(ы):

Афиногенов Игорь Александрович (RU),
Бышов Николай Владимирович (RU),
Борычев Сергей Николаевич (RU),
Кокорев Геннадий Дмитриевич (RU),
Симдянкин Аркадий Анатольевич (RU),
Успенский Иван Алексеевич (RU),
Юхин Иван Александрович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования "Рязанский государственный
агротехнологический университет имени
П.А. Костычева" (ФГБОУ ВО РГАТУ) (RU)(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 2374116 C2, 27.11.2009. DE
4418071 C1, 03.08.1995. EP 0283803 B1,
16.09.1992.RU
2 6 6 5 1 0 9
C 1(54) **ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РУЛЕВОЙ УСИЛИТЕЛЬ**(57) **Формула изобретения**

Гидравлический рулевой усилитель, связанный механически с рулевым колесом и имеющий автономный контур охлаждения, включающий насос, гидроцилиндр, фильтр и бачок, связанные между собой посредством трубопровода, отличающийся тем, что в теле трубопровода по всей его длине размещены и жестко закреплены по отношению к телу пластинчатые вставки с коэффициентом теплопроводности выше, чем у основного материала трубопровода, с одной стороны входящие внутрь трубопровода и непосредственно контактирующие с рабочей жидкостью, а с другой стороны выходящие за пределы трубопровода на величину, не менее половины его наружного диаметра.



«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по научной работе
Л.Н. Лазуткина
« 06 » сентября 2019 г.

АКТ

**о внедрении законченной научно-исследовательской,
опытно-конструкторской и технологической работы**

Мы, нижеподписавшиеся, представитель федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева» в лице научного руководителя научно-исследовательской (опытно-конструкторской) работы

д.т.н., доцента Кокорева Геннадия Дмитриевича
и представитель СПК «Новоселки» Рыбновского района
(наименование организации, предприятия)
Рязанской области

в лице председателя Зюбы Ивана Валентиновича

составили настоящий акт в том, что результаты научно-исследовательской (опытно-конструкторской) работы на тему: «Совершенствование эксплуатации гидравлических рулевых усилителей автомобилей в сельском хозяйстве» выполненной кафедрой (лабораторией): «Техническая эксплуатация транспорта»

ФГБОУ ВО РГАТУ в 2016...2019 годах внедрены на СПК «Новоселки»
(предприятие, организация)
Рыбновского района Рязанской области

путем сравнительных полевых испытаний серийного автомобиля Урал 4320-0010-31 и автомобиля Урал 4320-0010-31 оборудованного экспериментальным устройством для контроля нежелательных углов поворота рулевого колеса (патент на изобретение RUS 2655966 25.11.2016) и экспериментальным устройством для повышения эффективности охлаждения жидкости гидроусилителя руля (патент на изобретение RUS 2665109 13.03.2017)

(указать, каким образом внедрена работа)

Внедрение результатов исследований дало возможность предприятию (организации) получить следующий технико-экономический эффект:

1. Применение модифицированного гидравлического рулевого усилителя позволяет повысить эффективность охлаждения жидкости гидравлического рулевого усилителя, осуществлять мониторинг нежелательных углов поворота рулевого колеса, что повысит его ресурс на 7 – 10%.
2. Разработанная автором методика позволяет при заданных конструкционных, эксплуатационных параметрах автомобиля и дорожных условиях, определять значения следующих величин: количество тепла, выделяемое в гидравлическом рулевом усилителе в зависимости от режимов движения и дорожных условий, показатель эффективности гидравлического рулевого усилителя что позволит выработать рекомендации по оптимальному использованию автомобиля в условиях агропромышленного производства.

Замечания и предложения о дальнейшей работе по внедрению: _____

1. Совместно с кафедрой «Техническая эксплуатация транспорта» ФГБОУ ВО РГАТУ продолжить исследование в направлении углубления теоретических и практических исследований по определению взаимосвязи между процессом теплообразования и коэффициентом полезного действия гидроусилителя рулевого управления и разработке рекомендаций по совершенствованию конструкции рулевого управления.

В научно-исследовательской работе принимали участие:

д.т.н., доцент _____ Г.Д. Кокорев
соискатель _____ И.А. Афиногенов

Представитель ФГБОУ ВО РГАТУ,
научный руководитель работы

д.т.н. _____ Г.Д. Кокорев
(подпись)

М.П. «9» сентября 2019 г.

Председатель СПК «Новоселки»
Рыбновский район Рязанской области

_____ И.В. Зюба
(подпись)

М.П. «9» сентября 2019 г.