

На правах рукописи

РАЗЯПОВ Махмут Магдутович

**ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ
АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИИ
АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ
В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР**

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Специальность 05.20.03 - Технологии и средства технического
обслуживания в сельском хозяйстве

Уфа 2013 г.

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Башкирский государственный аграрный университет» (ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ), на кафедре «Тракторы и автомобили»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Неговора Андрей Владимирович

Официальный оппонент: **Кулаков Александр Тихонович**
доктор технических наук, профессор,
кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта»
Набережночелнинский институт ФГАОУ ВПО
Казанский (Приволжский) федеральный университет,
заведующий кафедрой

Официальный оппонент: **Алмаев Равиль Асхатович**
кандидат технических наук, профессор,
кафедра «Природообустройства, строительства и гидравлики»
ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ, профессор

Ведущая организация: Государственное научное учреждение
Сибирский физико-технический институт аграрных проблем
Российской академии сельскохозяйственных наук
(ГНУ СибФТИ РАСХН)

Защита диссертации состоится 29 ноября 2013 г. в 16.00 ч. на заседании диссертационного совета ДМ 220.003.04 при ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ по адресу: 450001, г. Уфа, ул. 50 летия Октября, д.34, ауд. 257/3.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ.

Автореферат разослан ____ октября 2013 года

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук, профессор

Мударисов С.Г.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Деятельность предприятий АПК осуществляется круглый год и следует отметить, что при эксплуатации, как мобильной сельскохозяйственной техники, так и автомобилей в условиях низких температур наблюдается заметное увеличение числа их отказов, особенно при отсутствии отапливаемых мест хранения. Наибольший рост отказов наблюдается зимой в зонах с холодным климатом, однако и в Средней полосе России температура воздуха зачастую опускается ниже -35°C . Практика показывает, что в такие периоды даже разовая эксплуатация не подготовленной соответствующим образом автотракторной техники приводит к отказам таких узлов как рабочее оборудование, рулевое управление, тормозная система, агрегаты трансмиссии, в частности, коробки передач, раздаточные коробки и пр.

Данная проблема связана с повышением вязкости смазывающих и рабочих жидкостей и, как следствие, нарушением баланса их расходов через каналы системы, критическим ростом давления и недостаточным поступлением масла к узлам трения. В частности, перед, и в течении первых минут после начала движения, сопрягаемые детали трансмиссии тракторов и автомобилей работают в условиях недостаточного поступления масла. При этом они испытывают большую нагрузку, особенно при трогании с места, из-за примерзания шин, преодоления снежного покрова и др. Рекомендации заводов-изготовителей по использованию синтетического трансмиссионного масла в соответствии с химмотологической картой так же не обеспечивают гарантированного поступления смазки ко всем трущимся поверхностям.

Некоторые заводы-изготовители агрегатов предписывают в данных условиях применять средства обогрева узлов трансмиссии. Однако, как в руководствах по эксплуатации, так и в нормативной документации не указаны средства и режимы их обогрева. Зачастую по причине нечетких инструкций по выполнению тепловой подготовки ими пренебрегают, что приводит к отказам и нарушению работоспособности автотракторной техники.

Учитывая, что в АПК все чаще используют автотракторную технику с различными гидравлическими системами, в том числе с системами принудительной смазки агрегатов трансмиссии, представляются актуальными и практически значимыми вопросы обеспечения их работоспособности при эксплуатации в условиях низких температур, а так же работы по поиску новых способов и обоснованию параметров и режимов работы технических средств для тепловой подготовки мобильных сельскохозяйственных машин к приему нагрузки.

Степень разработанности. Существующие способы тепловой подготовки в большей части основаны на преобразовании электрической энергии в стационарных условиях и не соответствуют требованиям ГОСТ Р 50992-96. Исследования носят, в основном, экспериментальный характер, где не в полной мере реализован потенциал современных программных продуктов, а в качестве критерия оценки принята температура масла. Для агрегатов трансмиссии более актуальным является обоснование продолжительности подогрева, до той температуры масла, когда сохраняется заданный баланс его расхода во всех каналах системы смазки.

Цель работы. Повышение работоспособности агрегатов трансмиссии автотракторной техники в условиях низких температур путем обоснования режимов и разработки новых способов их тепловой подготовки к принятию нагрузки.

Объект исследований. Объектом исследования являются гидродинамические и теплообменные процессы в механической коробке передач ZF 16S1820 при использовании средств тепловой подготовки в условиях низких температур.

Предмет исследования. Закономерности влияния конструктивно-режимных параметров системы тепловой подготовки и температуры рабочей жидкости на показатели работы системы смазки коробки передач.

Методика исследований. Поставленные задачи решены путем проведения теоретических и экспериментальных исследований. В работе использованы положения теории гидравлики, теплообмена, а также методы современного компьютерного моделирования с использованием пакетов прикладных программ (MathCAD 2011, Компас V12, FlowVision, Statistica).

Научная новизна работы.

Разработана математическая модель и численно реализован в программной среде FlowVision рабочий процесс системы смазки коробки передач ZF 16S1820, позволяющие оценить изменение давления масла в каналах системы смазки в процессе тепловой подготовки.

Установлена количественная взаимосвязь между температурно-вязкостными характеристиками масла и балансом распределения его потоков по каналам системы смазки.

Предложен метод обоснования рациональной продолжительности тепловой подготовки коробки передач с учетом индекса вязкости масла, при которой обеспечивается работоспособность агрегатов трансмиссии автотракторной техники.

Практическую ценность представляют:

Доведенная до практического использования в среде FlowVision модель расчета падения напора рабочей жидкости в любых каналах системы смазки коробки передач ZF 16S1820.

Предложенные устройства для комплексной тепловой подготовки автомобиля (патент РФ 2478824) и парового обогрева агрегатов с теплоносителем смешанного типа (патент РФ 2480617).

Обоснованные рациональные конструктивные параметры и режимы работы устройства для тепловой подготовки коробки передач ZF 16S1820 в различных условиях эксплуатации.

Рекомендации по осуществлению тепловой подготовки агрегатов трансмиссии к приему нагрузки на примере коробки передач автомобилей КАМАЗ.

Вклад автора в проведенное исследование. Личный вклад соискателя состоит в участии на всех этапах процесса проведения теоретических и экспериментальных исследований, обработке и интерпретации экспериментальных данных, подготовке основных публикаций по выполненной работе.

Реализация результатов исследований. Результаты исследований внедрены в Илишевском филиале ГУСП МТС «Центральная», ОАО «Торгово-финансовая компания КАМАЗ», ООО «ZF КАМА», а также используются в учебном и научно-исследовательском процессах ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ и НОУ «Региональный институт передовых технологий и бизнеса» (РИПТиБ, г.Н.Челны).

Апробация работы. Результаты исследований по теме диссертации доложены, обсуждены и одобрены на международных и всероссийских научно-технических конференциях: в Башкирском ГАУ (2010-13гг.), Уфимском ГАТУ (2011г.); Московском ГАУ (2012г.); Санкт-Петербургском ГАУ (2011-13гг.); Челябинской ГАА (2012г.); Сибайском филиале БГУ (2010г.); Сибирском отд. РАСХН г.Новосибирск (2012г.); НТС ООО «ZF КАМА» г.Набережные Челны (2013г.).

Публикация результатов работы. По теме диссертации опубликовано 12 печатных работ, в том числе 2 статьи в перечне изданий, рекомендуемых ВАК РФ и 2 патента РФ на изобретение №2478824 и №2480617.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы из 203 наименований, в т.ч. на иностранном языке 33, изложена на 143 страницах, включая 53 рисунка, 17 таблиц и 4 приложений.

Научные положения и результаты исследований, выносимые на защиту:

Модель процесса распределения потоков масла в системе смазки коробки передач, учитывающая ее конструктивные особенности и позволяющая обосновать рациональные режимы ее тепловой подготовки.

Аналитические выражения для расчета расхода рабочей жидкости в каналах системы смазки коробки передач с учетом ее температурно-вязкостных характеристик.

Апробированная методика оценки качества смазки подшипников качения, расположенных в труднодоступных местах.

Конструкции разработанных устройств для тепловой подготовки агрегатов автотракторной техники к приему нагрузки.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию конструктивных и режимных параметров средств тепловой подготовки, позволяющих обеспечить работоспособность агрегатов трансмиссии автотракторной техники в условиях низких температур.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована цель исследования и изложены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе «Анализ проблем тепловой подготовки автотракторной техники к приему нагрузки в условиях низких температур и пути их решения» представлен подробный анализ данных официального представителя концерна ZF в России фирмы «ZF КАМА» по отказам коробок передач (КП) автотракторной техники (АТТ) при эксплуатации в условиях низких температур за 2007-12 годы. По статистике завода, в месяцы с низкой температурой наблюдается увеличение отказов связанных с недостаточным поступлением масла к точкам трения в условиях низких температурах, например, количество выходов из строя переднего подшипника вторичного вала увеличивается на 33%, заднего опорного подшипника на 20%, а число отказов остальных деталей КП увеличивается на 12%.

Анализ действующей нормативной документации по эксплуатации АТТ показал, что в настоящее время не определены требования к тепловой подготовке агрегатов трансмиссии к принятию нагрузки и отсутствуют практические рекомендации по ее осуществлению.

В работах Брусянцева Н.В., Долгушина А.А., Карницкого В.Г., Клинковштейн Г.И., Неговоры А.В., Орехова А.П., Покровского А.И., Roh S., Thurm R, Drabant S., Radner R. и др. ученых рассмотрено влияние низких температур окружающей среды на вязкостные свойства моторных и трансмиссионных масел и показатели работы агрегатов, особенно имеющих автономную систему смазки. Также проведен анализ способов и средств, повышающих надежность работы агрегатов АТТ в условиях низких температур, где рассмотрены работы Анискина Л.Г., Карнаухова Е.Н., Осипова А.Г., Долгушина А.А., Schlitt H.G., Bartz W., Wang C. и др.

В результате анализа установлено несоответствие существующих способов тепловой подготовки требованиям ГОСТ Р 50992-96. Анализ так же показал, что исследования носят, в основном, экспериментальный характер, где не в полной мере реализован потенциал современных программных продуктов и рассмотрены преимущественно только тепловые процессы, а в качестве критерия оценки тепловой подготовки принимают температуру масла. Более важным представляется изучение гидравлических процессов в системе смазки, которые фактически определяют количество поступившей местам трения смазочной жидкости.

На основании анализа сформулированы **задачи исследования:**

- 1 Установить закономерности описывающее влияние температурно-вязкостных характеристик масла на его расход в любом канале системы смазки конкретной КП.
- 2 Обосновать рациональные режимы тепловой подготовки КП путем математического и компьютерного моделирования процесса распределения потоков масла по линиям системы смазки в среде подходящего программного продукта.
- 3 Разработать методику оценки качества смазки подшипников и довести ее до практического использования.
- 4 Разработать эффективный способ тепловой подготовки трансмиссии автомобиля к принятию нагрузки и обосновать режимные и конструктивные параметры используемых для этого устройств.
- 5 Провести оценку экономической эффективности разработанных мероприятий и подготовить практические рекомендации по организации тепловой подготовки агрегатов трансмиссии автотракторной техники.

Во второй главе «Теоретический анализ рабочего процесса системы смазки КП ZF 16S1820» представлены результаты численных исследований и программного моделирования рабочего процесса системы смазки КП ZF 16S1820.

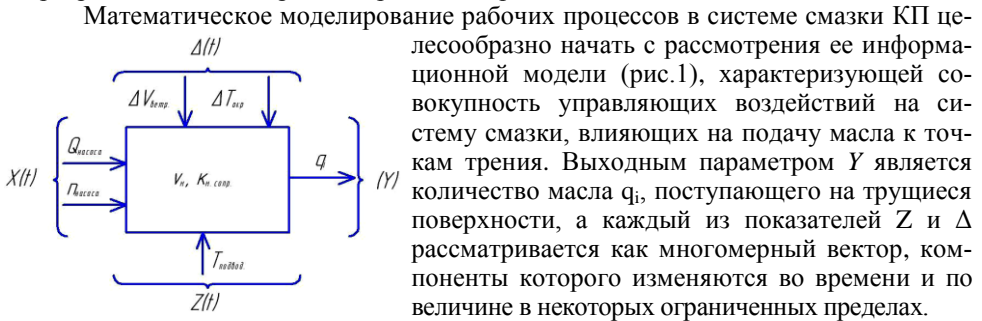


Рисунок 1. Информационная модель системы смазки КП

ν_m – вязкость масла; $k_{m,сop.}$ – k -ит местных сопротивлений; $X(t)$ – вход ($Q_{насоса}$ – пр-ть насоса); $Y(t)$ – выход (q_i – расход масла в i -ой точке), $\Delta(t)$ – вектор случайных воздействий ($\Delta V_{темп}$, $\Delta T_{окр}$ – изменения скорости ветра и температуры); $Z(t)$ – вектор управляющих воздействий ($T_{подогр}$ – подводимое тепло).

Анализ информационной модели показывает, что под действием внешних факторов на работу системы смазки, в большей мере, оказывает влияние вязкость масла. В свою очередь вязкость масла определяется двумя показателями: температурой, с понижением которой вязкость масла возрастает экспоненциально, и классом масла, в соответствии с химмотологической картой. Поэтому следует рассматривать вязкость масла как основной фактор, воздействующий на рабочий процесс системы смазки.

Для математического описания рабочего процесса системы смазки КП изобразим ее гидравлическую схему (рис.2). Установлено, что система смазки имеет несколько направлений потоков, а основным узлом распределения масла является полость в крышке первичного вала.

Система смазки КП, таким образом, для описания гидравлических процессов представляется в виде разветвленной сетевой гидравлической системы.

При эксплуатации коробки передач в условиях больших температурных амплитуд, в системе смазки наблюдаются следующие условия:

$$\nu_{\phi}(T_{\phi}) > \nu_p(T_p); \quad q_{\phi} < q_p; \quad \Delta q_i = q_{ip} - q_{i\phi}, \quad (1)$$

где q_{ip} – элементарный расход в любой точке системы смазки при рекомендуемой температуре масла, m^3/c ; $q_{i\phi}$ – элементарный расход в любой точке системы смазки при фактической температуре масла, m^3/c

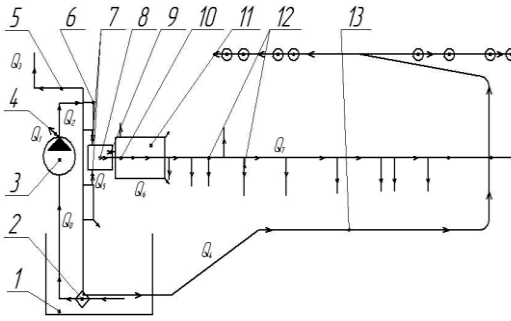


Рисунок 2. Гидравлическая схема системы смазки КП ZF16S1820.

1-картер коробки передач; 2- фильтр; 3- масляный насос; 4- отверстие для смазки подшипника промежуточного вала; 5- подвод масла к механизму переключения передач; 6- полость «насос-картер-крышка первичного вала»; 7- радиальные отверстия в первичном валу; 8- полость в первичном валу; 9 – отверстие $\varnothing 2,5$ мм; 10- полость во вторичном валу; 11- полость переднего подшипника вторичного вала; 12-отверстия во вторичном валу; 13 – трубка $\varnothing 12$ мм.

Условие работоспособности системы смазки, т.е. требуемое обеспечение смазочным материалом всех трущихся поверхностей в зоне действия системы смазки, будет определяться из соотношения:

$$q_{\min} < q_{\phi}(T) \leq q_{\text{дост}}(T), \quad (2)$$

где q_{\min} – минимальное количество масла в сопряжении, обеспечивающее его нормальные температурный и трибологический режимы.

Как показатель оценки качества смазки в каком-либо сопряжении примем элементарный расход или расход смазывающей жидкости через соответствующее конечное сечение i -того канала. При этом, для обоснования выбора модели расчета, по критерию подобия течения вязкой жидкости определены режимы движения масла в линиях системы смазки (в соответствии с рис.2).

Результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1. Изменение значения числа Рейнольдса по линиям системы смазки.

t масла, °C	-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60
Линия 1	11,2	54,7	74,3	95,3	166,2	270,7	413,3	605,7	863,1	1204,8	1655,5	2246,6
Линия 2	74,7	60,8	222,8	317,5	498,6	744,3	991,8	1312,3	1689,2	2168,6	2759,1	3527,2
Линия 3	9,9	27,3	66,8	90,7	166,2	406,0	578,5	807,5	1109,7	1505,9	2023,3	2695,9

Как видно из таблицы 1, до 40°C во всех линиях системы смазки, вследствие значительного влияния параметра вязкости рабочей жидкости, режим движения является ламинарным ($Re < 2300$), поэтому принято допущение, что в качестве математической модели для рассматриваемой разветвленной гидравлической системы принята модель установившегося ламинарного течения несжимаемой жидкости, где течение масла в каналах определяется уравнениями Навье-Стокса и неразрывности потока. Для представления системы смазки используем ориентированный граф, матрица связей которого представляется в виде

$$\nabla_{ii} = \begin{cases} 1, & \text{если } l \in Y_i \\ -1, & \text{если } l \in X_i \\ 0, & \text{иначе,} \end{cases} \quad (3)$$

где l – длина линии, м; Y_i – множество линий потока, входящих в i -ый узел, X_i – множество линий потока, исходящих из i -го узла.

Для рассматриваемой системы мы имеем разветвление на 3 главных линии и вход двух каналов в один узел с последующим его разделением на 3 линии.

В качестве допущений принято, что общий расход масла на линии Q_i равен сумме элементарных расходов q_{m_i} , утечки рабочей жидкости из системы отсутствуют, при этом давление на выходе из насоса и частота вращения вала насоса постоянные ($P_n = \text{const}$, $n_n = \text{const}$). Используя матрицу связей, задачу распределения потока в системе смазки можно свести к сочетанию законов сохранения массы в узле и падения давления на линии, используя потери напора h как функцию от Q_i :

$$\sum_{i \in N} \nabla_{ii} Q_i = q_i, \quad \sum_{i \in N} \nabla_{ii} P_i = h_i(Q_i) \quad (4)$$

Ранее определено, что параметрами, влияющими на падение давления в системе смазки, являются вязкость масла и местные сопротивления. Последние определяются как конструктивными особенностями каналов системы смазки, так и трением смазывающей жидкости о стенки каналов. В связи с этим необходимо подробно рассмотреть суммарные потери напора с учетом потерь в каждой конечной линии системы смазки КП. Для этого для каждой линии потока запишем уравнение потерь напора с учетом всех участков:

$$\sum h_o \left\{ \begin{array}{l} \sum h_2 + \sum h_3 \\ \sum h_2 + \sum h_6 + \sum h_7 \\ \sum h_2 + \sum h_4 \end{array} \right.$$

Потери напора для каждой конечной линии системы смазки КП:

$$\begin{aligned} \sum h_{2-3} &= \frac{V_3^2}{g} \left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_2/S_3}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_3 \cdot \nu_3}{g \cdot d_3^2} \\ \sum h_{2-4} &= \frac{V_4^2}{g} \left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_2/S_4}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_4 \cdot \nu_4}{g \cdot d_4^2} \\ \sum h_{2-5} &= 2 \cdot \left(\frac{V_5^2}{g} \left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_2/S_5}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_5 \cdot V_5}{g \cdot d_5^2} \right) + \\ &+ 2 \cdot \frac{V_6^3}{g} \left(\left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_5/S_6}{2} \right)^2 \right) + \left(\frac{1-S_5/S_7}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_6}{d_6^2} + \frac{32\nu \cdot l_7}{d_7^2} \end{aligned} \quad (5)$$

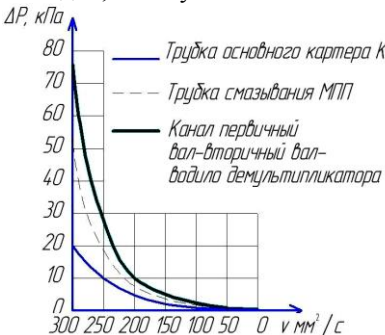
Для исследования любой конкретной системы смазки в узком диапазоне температур (вязкости) применяемой жидкости, можно записать уравнение потерь. В конечном итоге, подставляя реальные значения размеров системы смазки и учитывая уравнения (5), для каждой конечной линии смазки выразим зависимость суммарных потерь от скорости движения и вязкости смазывающей жидкости:

$$\begin{cases} \sum h_{2-3} = 0,266V_3^2 + 290,25 \cdot V_3 \cdot \nu \\ \sum h_{2-4} = 0,065V_4^2 + 21,8 \cdot V_4 \cdot \nu \\ \sum h_{2-7} = (9,92V_5^2 + 7,25 \cdot V_5 \cdot \nu) + (5,79V_6^2 + 37 \cdot V_6 \cdot \nu) + (0,0127V_7^2 + 46,7 \cdot V_7 \cdot \nu) \end{cases} \quad (6)$$

Результаты численных исследований по системе (6) представлены на рис.3.

Видно, что с увеличением вязкости масла потери напора по линиям увеличиваются неравномерно, что приводит к дисбалансу расходов и перераспределению потоков смазывающей жидкости в системе. Для КП ZF 16S1820 падение давления в линиях начинается при вязкости масла равном 65мм²/с, а при 200 мм²/с наблюдается значительная (более 10%) неравномерность давления по линиям, что может привести к перераспределению потоков масла в системе и вызывает недостаточное поступление масла к конкретным точкам смазки, в данном случае к подшипникам вторичного вала.

Рисунок 3. Теоретические зависимости падения давления от вязкости масла в различных каналах системы смазки КП.



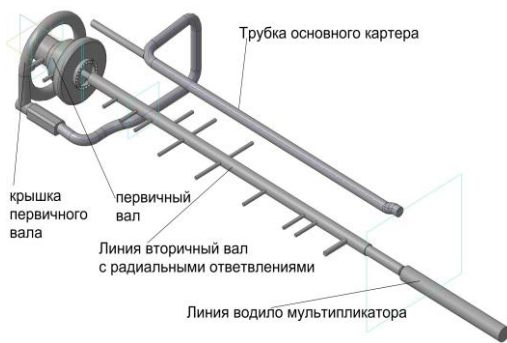


Рисунок 4 3D модель системы смазки КП ZF16S1820.

Визуализация технологического процесса потока масла в системе смазки КП ZF16S1820 при различных температурах проводилась как для отдельных узлов (рис.5), так и для системы смазки в сборе. При этом изменение температуры имитировалось изменением свойств смазывающей жидкости, фактические значения параметров которой были взяты с табличных значений для различных значений температур. В созданной модели был исследован рабочий процесс системы смазки КП в различных вариантах исполнения: базовом, с увеличенными до 6 мм. радиальными отверстиями во вторичном валу и то же, но с уменьшенным до 3 мм. отверстием в переходнике.

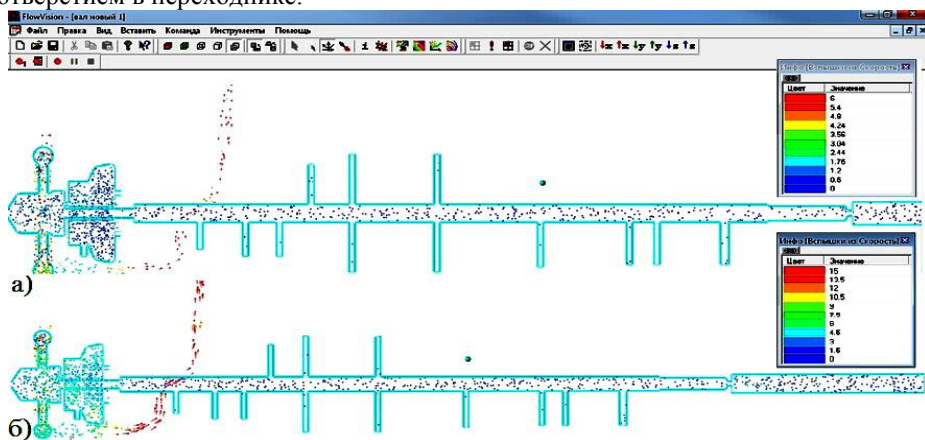


Рисунок 5 Визуализация технологического процесса потока масла в системе смазки КП ZF16S 1820 при температуре а) минус 30 °С; б). плюс 20 °С.

В результате моделирования установлено, что изменение конструктивных параметров положительно влияет на динамику расхода при низких температурах. Однако, при рабочей температуре масла увеличение проходных сечений каналов вызывает падение давления масла в трубке смазывания механизма переключения передач. Таким образом, изменять конструктивные параметры системы смазки не рационально, а обеспечивать подачу заданного количества масла в точки трения при низких температурах следует путем управления вязкостью топлива.

Использование созданной модели позволяет определить потери напора в любом сечении канала и при любой вязкости (температуре) масла. Однако принятая методика расчетов не позволяет оценить расход или количество поступающего в точку трения масла. Поэтому для оценки качества смазки в каком-либо сопряже-

нии будем исходить из элементарного расхода или расхода смазывающей жидкости через соответствующее конечное сечение i -того канала. Для расчетов принимаем модель установившегося ламинарного течения, где течение масла в каналах определяется уравнением Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P \left(\frac{dQ}{d\tau} \right) = \frac{8\xi}{\pi^2 \cdot \rho \cdot d^4} \cdot \left(\frac{dQ}{d\tau} \right)^2 + \frac{128 \cdot \nu \cdot l}{d^4 \cdot \pi} \cdot \frac{dQ}{d\tau}, \quad (7)$$

где ξ – коэффициент Дарси местных сопротивлений; d – диаметр трубопровода, м; ρ – плотность масла, кг/м³; ν – вязкость масла, мм²/с

Расход через любое сечение каналов системы смазки в большей мере определяется коэффициентом местных сопротивлений на линии, площадью сечения линии потока и вязкостью масла. Подставляя значения скорости каждого участка и потери напора, полученные при расчете системы смазки в программной среде FlowVision, можно рассчитать соответствующий конечный расход масла, поступающего к точкам. Суммирование расходов позволяет получить график балансов расхода по каналам системы смазки при различной вязкости масла.

В качестве допущений было принято, что утечки рабочей жидкости из системы отсутствуют, при этом давление на выходе из насоса и частота вращения вала насоса постоянные ($P_n = \text{const}$, $n_n = \text{const}$). Баланс расходов показывает, что общий расход на линии Q_i равен сумме элементарных расходов q_{in} .

Для расчета расхода на каждой линии, воспользуемся формулой:

$$Q_i = \mu_i \cdot S_i \sqrt{2 \cdot g \cdot H_i}, \quad (8)$$

где S – площадь сечения потока, м²; H – потеря напора на линии, м; μ_i – коэффициент расхода с учетом местных сопротивлений на линии

$$\mu_i = 1 / \sqrt{1 + \xi_{сум}}. \quad (9)$$

Поставляя известные параметры каждого участка, рассчитаем расход на каждой линии, при этом для разных температур значение суммарных потерь h_i изменялось. По итогам расчетов составим график баланса расходов (рис.6).

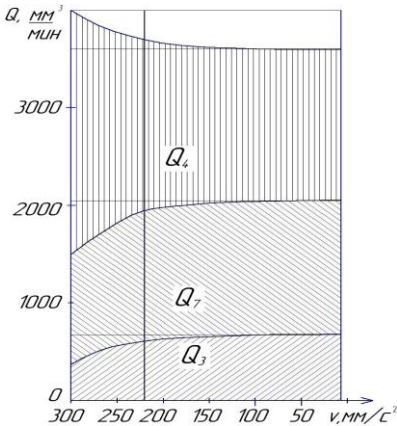


Рисунок 6. Баланс расходов масла по линиям системы смазки.

Данный график позволяет определить максимально допустимую вязкость масла для конкретной коробки передач. Видно, что при изменении вязкости, расход по разным линиям меняется, причем как в положительную, так и в отрицательную стороны, а на линии «первичный вал-вторичный вал-водило мультипликатора» расход масла при вязкости 235 мм²/с снижается более чем на 10%, что ведет к недостаточному поступлению масла к точке трения.

Таким образом, предложенный алгоритм расчета, опирающийся на данные, полученные моделированием, позволяет установить закономерности, описывающее влияние температурно-вязкостных характеристик масла на его расход в каналах системы смазки и рассчитать баланс расходов масла. Данный алгоритм положен в основу метода обоснования рациональных режимов тепловой подготовки КП.

Установлено, что для нормальной работы системы смазки КП ZF16S1820 с трансмиссионным маслом ZF TE-ML02 Total Tranself его максимально допустимая вязкость не должна быть более 235 мм²/с, что по химотологической карте соответствует температуре -5⁰С. Это значение температуры и будет являться рекомендованным для готовности коробки передач к приему нагрузки при прогреве.

В третьей главе «Методика экспериментального исследования» описаны методики процесса экспериментальных исследований, описание измерительной аппаратуры, экспериментальных установок, принятые способы тарировки датчиков и обработки экспериментальных данных.

Исследования проводились по ГОСТ 8670-82 на экспериментальных установках, собранных на базе КП ZF 16S1820 с приводом от электродвигателя и установленных в ней датчиков давления и температуры согласно рис.7. Регулировка оборотов первичного вала производилась преобразователем частоты VFDF-5, сигналы с датчиков регистрировались АЦП ZetLab210 и обрабатывались программным комплексом ПОС.

Подвод теплоносителя (ОГ) производился от жидкостного подогревателя 14ТС10-24 к направляющему устройству при помощи гибкого металлического рукава типа P1-Ц-А-50.

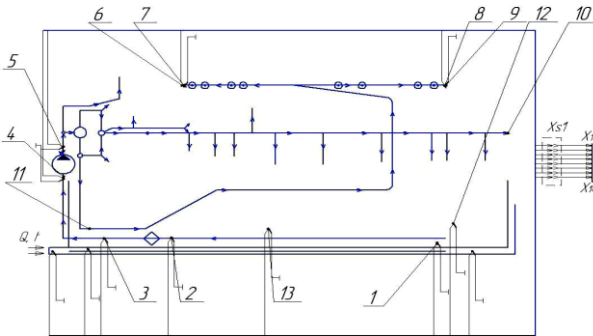


Рисунок 7. Схема экспериментальной установки на базе КП ZF16S1820.

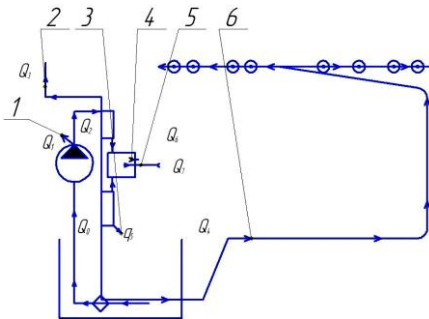


Рисунок 8. Гидравлическая схема установки для определения расхода масла.

Для повышения достоверности экспериментальных исследований была разработана методика оценки качества работы принудительной системы смазки. Методика позволяет определить моменты поступления смазывающей жидкости к подшипнику и достижения необходимого для продолжительной работы количества смазки непосредственно в процессе работы агрегата. Суть методики заключается в том, что на каждый подшипник установлено по 2 термопары - внизу и сверху, как показано на рис.9. При отсутствии или недостатке смазки верхняя часть обоймы подшипника не омывается маслом, что приводит к ее местному нагреву. По разнице показаний каждой пары термопреобразователей можно судить о поступлении смазки в подшипник.

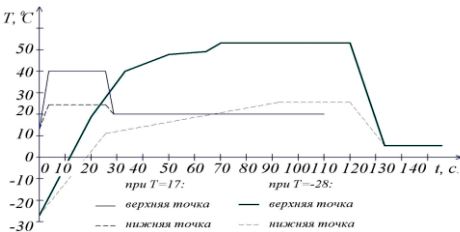
Рисунок 9. Схема расположения термопар на подшипнике.

Установка для экспериментальных исследований влияния низких температур на работу системы смазки собрана на базе КП ZF16S1820 с размещенными в наиболее нагруженных местах термопреобразователями и датчиками давления в остальных точках контроля.

В четвертой главе «Экспериментальные исследования рабочего процесса системы смазки» приведены результаты экспериментальных исследований. Проверена адекватность используемой математической модели процесса разогрева масла в коробке передач ZF 16S1820 в отношении точности расчета температур и давления масла.

Эксперименты разделили на 2 стадии. Первая стадия экспериментов проводилась в нормальных температурных условиях (19°C). Вторая стадия проводилась в условиях низких температур (минус 28°C). Экспериментально было установлено, что для теплового равновесия масла и деталей необходимо выдержать установку с КП в заданных условиях не менее 4 часов.

В ходе экспериментов на первой стадии были получены следующие данные (рис.10): после включения привода КП температура подшипника в верхней точке возрастает до 40°C , а в нижней точке до 23°C . Через 26 с. к подшипнику поступает масло через систему смазки, поэтому температура подшипника снижается и выравнивается в верхней и нижней точках измерения.



Во второй стадии после включения привода КП температура подшипников вторичного вала повысилась за 70с. до 53°C , а продолжительность работы КП с недостаточной смазкой узла составляла 120с., и только потом t снизилась до 7°C .

Рисунок 10. Изменение температуры подшипника вторичного вала по времени.

Результатами испытаний системы смазки КП установлено, что при снижении температуры масло к точкам смазки поступает значительно позже, чем при нормальных температурных условиях. Полученные данные позволяют однозначно идентифицировать момент поступления смазки к каждому подшипнику и оценить работоспособность системы смазки применительно к высоко нагруженным элементам КП.

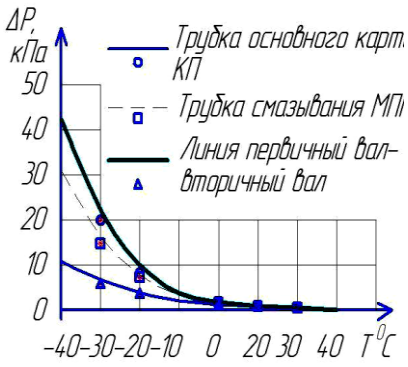
На втором этапе исследования определяли влияние низких температур на потери давления (потери напора) в системе смазки КП ZF16S1820 при температуре минус 30°C . Результаты экспериментов представлены в табл.2.

Таблица 2 Значение давления масла при температуре воздуха $-30^{\circ}\text{C}/+15^{\circ}\text{C}$.

Время прогрева t,с	2	40	90	140	260
№ датчика	Значение давления масла при времени прогрева, кПа				
2	34,3/0	34,3/56,0	34,3/69,7	34,3/70,0	45,5/71,0
3	63,7/0	65,0/125,0	70,0/134,5	85,0/140,0	98,8/142,0
4	40,0/0	10,0/40,0	50,0/61,6	96,4/80,0	159,0/90,0
5	118,7/0	12,0/182,0	125,0/177,8	133,0/170,0	140,2/174,0

По данным табл.2 видно, что с понижением температуры масла в одних и тех же линиях потока системы смазки давление масла различается по значению. Это подтверждает теоретические данные о падении давления из-за возрастания вязкости масла и местных сопротивлений.

Полученные экспериментальным путем данные по падению давления в различных точках системы были сопоставлены с теоретически полученными результатами (рис.11) и показали хорошую сходимость. Для всех проверенных вариантов расчета критерий Пирсона составил не менее 0,96. Таким образом, составленная математическая модель представляется адекватной и идентифицированной применительно к КП ZF 16S1820.



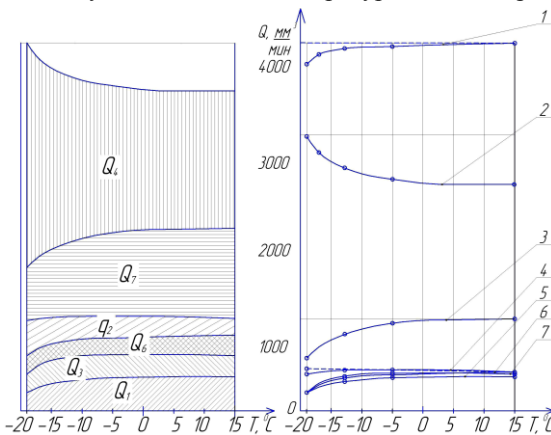
Экспериментальное определение расхода масла проводилось с маслами различного индекса вязкости, при разных температурах окружающей среды. Для определения расхода масла в условиях низких температур было применено масло с большим индексом вязкости. В табл.3 представлены результаты экспериментов, которые проводились с маслом классификации 80W-90 ($T_{\text{застывания}} = -25^{\circ}\text{C}$).

Рисунок 11 Теоретические зависимости (линии) и экспериментальные значения (точки) падения давления от температуры (вязкости) масла.

Таблица 3 Расход масла в основных узлах системы смазки КП, мм³/мин

Обозначения на рис.1 Температура	Q_0	Q_1	Q_2				
			Q_3	Q_4	Q_5	Q_6	Q_7
при 15°C	4146,00	198,80	448,00	2553,85	226,00	184,50	534,85
при -17°C	3797,00	153,60	237,00	2766,40	213,60	138,00	288,40
при -19°C	3741,30	123,50	204,00	2831,30	203,70	123,60	255,20

По результатам экспериментов был построен график баланса расходов масла в контрольных точках при изменении температуры (рис.12) из которого видно, что с уменьшением температуры общая производительность насоса снижается.



1 Однако снижение расхода масла по контрольным точкам при этом не пропорционально, например, расход Q_4 на трубке главного картера увеличивается, а расход Q_2 на канале «крышка-первичный вал-вторичный вал-водило» резко снижается, достигая минимально допустимой величины. Объясняется это тем, что проходное сечение S линии больше, соответственно повышение вязкости не снижает скорость V потока. Таким образом, расход при малых сечениях S снижается из-за повышения вязкости.

Рисунок 12. Баланс расходов в системе смазки.

1-общий расход; 2-расход в трубке главного картера; 3-расход в полости вторичного вала; 4- расход на передний подшипник первичного вала; 5- расход на передний подшипник промежуточного вала; 6- расход в трубке механизма переключения передач; 7- расход на передний подшипник вторичного вала.

По графику на рисунке 12 видно, что перераспределение потока масла на величину более 10% начинается при температуре минус 14°C , что для используемого масла 80W-90 соответствует значению кинематической вязкости $239 \text{ мм}^2/\text{с}$. Данное значение сопоставимо с теоретически рассчитанной предельной величиной вязкости, при которой нарушается баланс потоков масла. Сопоставлением теоретических и экспериментальных значений расхода масла в каналах смазки по критерию Пирсона установлена их согласуемость на уровне 0,95, при уровне значимости 0,05.

Таким образом, предложенный алгоритм расчета позволяет установить закономерности влияния температурно-вязкостных характеристик масла на его расход в каналах системы смазки, рассчитать баланс расходов масла и на его основе обосновать рациональные режимы тепловой подготовки конкретной коробки передач.

В пятой главе «Практические рекомендации и экономический расчет предложенных мероприятий» описаны экспериментальные исследования, направленные на разработку практических рекомендаций по организации тепловой подготовки КП, представлено описание разработанных средств тепловой подготовки КП и перечислены конкретные технологические операции по их использованию.

Экспериментальное исследование разогрева масла в КП отработавшими газами жидкостного подогревателя проводилось (рис. 13) при $T_{\text{окр}} = -34^{\circ}\text{C}$.



Рисунок 13 Экспериментальная установка для исследования возможности использования отработавших газов подогревателя для разогрева масла в КП

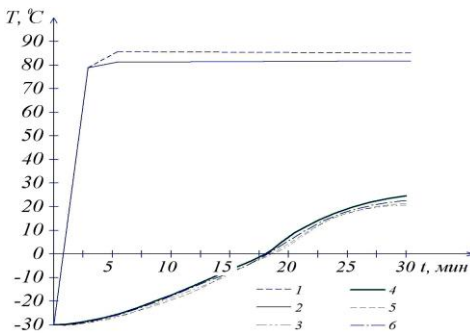


Рисунок 14. Временная реализация температуры отработавших газов 1–внутри фальшподдона, в левой задней части; 2–в левой передней части фальшподдона; 3– внутри фальшподдона, в правой задней части; 4–в правой передней части фальшподдона, перед входом рукава; 5–в средней части картера на высоте 25 мм от дна; 6–внутри полости всасывания перед фильтром; 7–внутри полости всасывания после фильтра; 8–в зоне маслоприемника.

За время прогрева двигателя штатным жидкостным подогревателем, которое при температуре окружающего воздуха -30°C соответствует периоду 25-30 минут, использование энергии его отработавших газов позволяет прогреть масло в картере КП до температуры 11°C . Этого более чем достаточно для обеспечения требуемой прокачиваемости масла в системе смазки КП и уверенного приема нагрузки, например, при трогании автотракторной техники.

По результатам исследования на основе полученных патентов предложены новые конструктивные схемы устройств тепловой подготовки агрегатов, позволяющие использовать выхлопные газы штатного подогревателя (до $T = -34^{\circ}\text{C}$) или ускорить процесс прогрева путем применения смешанного теплоносителя.

Эффективность применения предлагаемого способа тепловой подготовки достигается за счет увеличения межремонтного пробега автотракторной техники при увеличении ресурса КП и снижения простоя техники. При этом годовая экономия составит около 15 тыс. рублей на одну единицу техники.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1 Анализ состояния вопроса исследования показал, что из-за несоответствия существующих способов тепловой подготовки требованиям ГОСТ Р 50992-96 отказы агрегатов трансмиссии в месяцы с низкой температурой повышаются на 11%, а по отдельным узлам до 31%, что свидетельствует о необходимости обязательной тепловой подготовки автотракторной техники при температуре ниже -5°C .

2 Предложенный алгоритм расчета позволяет установить закономерности влияния температурно-вязкостных характеристик масла на его расход в каналах системы смазки, рассчитать баланс расходов масла и на его основе обосновать рациональные режимы тепловой подготовки конкретной коробки передач.

Моделирование процессов в системе смазки, выполненное в программной среде FlowVision, позволило доказать, что изменение конструктивных параметров системы смазки неэффективно, а повысить работоспособность агрегата может только тепловая подготовка. Установлено, что для обеспечения работоспособности системы смазки КП ZF16S1820 вязкость масла не должна быть более $235 \text{ мм}^2/\text{с}$, что, например, для масла ZF TE-ML02 соответствует температуре -5°C . Данное значение температуры является рекомендованным для применения или завершения тепловой подготовки.

3 Разработана и апробирована методика оценки качества смазки подшипников, позволяющая определять моменты поступления к нему смазки и достижения заданного расхода масла, необходимого для обеспечения работоспособности узла.

4 Разработан способ тепловой подготовки трансмиссии к принятию нагрузки в различных условиях эксплуатации с обоснованными энергетическими и конструктивными параметрами фальшподдона и источников теплоносителя. Для тепловой подготовки КП ZF 16S1820 по ГОСТ Р 50992-96 с использованием разработанного фальшподдона до температуры окружающего воздуха ниже -34°C достаточно использовать отработавшие газы штатного предпускового подогревателя, при более низких температурах требуются дополнительные источники тепла.

5 Эффективность применяемых мероприятий достигается за счет применения предлагаемого способа тепловой подготовки, увеличения межремонтного пробега автомобиля и ресурса коробки передач. При этом годовая экономия составит около 15000 рублей на единицу техники.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНО:

в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. Разяпов М.М. Предпусковая подготовка двигателя и агрегатов трансмиссии автомобиля к принятию нагрузки [Текст] / А.В. Неговора, М.М. Разяпов, Ю.К. Филипов // Известия Международной академии аграрного образования. Выпуск №14(2012) Том 1 – СПб: СПбГАУ, 2012. – С.266-270.

2. Разяпов М.М. Теоретическое исследование рабочего процесса системы смазки коробки передач ZF16S1820 [Текст] / А.В. Неговора, Разяпов М.М., М.Г. Закиев // Известия МААО. Выпуск №16(2013) Том 4 – СПб: СПбГАУ, 2013. – С.199-203.

патенты и свидетельства:

3. Патент №2478824 F 02N 19/02 на изобретение «Устройство с электронным управлением для парового обогрева масляного картера двигателя внутреннего сгорания, коробки передач, мостов автомобиля» / Габитов И.И., Неговора А.В., Разяпов М.М., Гусев Д.А. – Уфа: Башкирский ГАУ – заявлено 15.04.2011г., опубликовано 10.04.2013 г. Бюллетень №10.

4. Патент 2480617 F 02N 19/02 на изобретение «Устройство для тепловой подготовки агрегатов автомобиля»/ Габитов И.И., Неговора А.В., Разяпов М.М., Гусев Д.А. – Уфа: Башкирский ГАУ – заявлено 15.04.2011г., опубл. 27.04.2013г. Бюлл.№12.

в других изданиях

5. Разяпов М.М. Особенности эксплуатации автомобилей при низких температурах [Текст] // Уральский регион Республики Башкортостан: человек, природа, общество: Материалы региональной научно-практической конференции – Сибай: Издательство ГУП РБ «СГТ», 2010.- С. 320-321.

6. Разяпов М.М. Повышение эффективности тепловой подготовки автотракторной техники путем применения теплоносителя смешанного типа [Текст]/Гусев Д.А. // Особенности развития АПК на современном этапе. Материалы всероссийской научно-практической конференции в рамках XXI Международной специализированной выставки «АгроКомплекс-2011. Часть II. – Уфа: БашГАУ, 2011. – С. 33-35.

7. Разяпов М.М. Исследование влияния низких температур на механизм рулевого управления автомобиля КАМАЗ [Текст]/А.В. Неговора, Гусев Д.А. // Молодежная наука и АПК: проблемы и перспективы: материалы IV Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых (16-17 ноября 2011 г.). – Уфа: Башкирский ГАУ, 2011. –С. 113-114.

8. Разяпов М.М. Разработка экспериментальной установки для исследования влияния низких температур на работу системы смазки коробки передач ZF 16S151 автомобиля КАМАЗ [Текст]/А.В. Неговора //Материалы LI международной научно-практической конференции «Достижения науки – АПК» Ч. IV. – Челябинск: ЧГАА, 2012. – С. 71-74.

9. Разяпов М.М. Методика исследования температурного состояния подшипников коробки передач ZF 16S1820ТО[Текст]/А.В. Неговора // Актуальные вопросы науки. Материалы VI Международной практической конференции – М.: Издательство «Спутник+», 2012. – 204 с. Стр. 57-61.

10. Разяпов М.М. Повышение эксплуатационных качеств коробок передач фирмы ZF для автомобилей КАМАЗ [Текст]/А.В. Неговора, М.Г. Закиев // Информационные технологии, системы и приборы в АПК. Ч. 1: материалы 5-ой международной научно-практической конференции «Агроинфо-2012» РАСХН, Сиб. регион. отделение, Сиб. физико-техн. ин-т аграр. проблем. – Новосибирск, 2012. – С. 353-360.

11. Разяпов М.М. Обоснование отдельных положений нормативной базы к тепловой подготовке двигателя и автомобиля [Текст]/А.В. Неговора, Ю.К. Филиппов // Научное и инновационное обеспечение модернизации АПК России: сб. трудов ВСМУиС. – М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2012. – С. 59-63.

12. Разяпов М.М. Исследование работоспособности системы смазки коробки передач ZF16S 1820 в условиях низких температур [Текст]/А.В. Неговора, М.Г. Закиев// Фундаментальные основы научно-технической и технологической модернизации АПК (ФОНТиТМ-АПК-13): материалы Всероссийской научно-технической конференции. Часть I. – Уфа: Башкирский ГАУ, 2013. - С.241-247.