

ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА



УДК 631.372

Г.М. Крохта, А.Б. Иванников, Е.А. Пронин
G.M. Krokhta, A.B. Ivannikov, Ye.A. Pronin

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ САМОХОДНЫХ МАШИН В ЗИМНИЙ ПЕРИОД ЭКСПЛУАТАЦИИ ПУТЕМ ВТОРИЧНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БРОСОВОЙ ТЕПЛОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

INCREASING EFFICIENCY OF SELF-PROPELLED MACHINERY DURING WINTER OPERATION BY ENGINE EXHAUST HEAT SECONDARY UTILIZATION

Ключевые слова: дизельный двигатель, моторно-трансмиссионная установка, послепусковой прогрев, эксергетический коэффициент полезного использования теплоты, потери мощности, оптимальный тепловой режим, отработанные газы, утилизационный контур, теплопотребляющий контур, теплообменник.

Приведен краткий анализ проблем эксплуатации самоходных машин в условиях низких температур окружающей среды, который свидетельствует о том, что одним из важных условий эффективного использования тракторов и самоходных машин в холодное время года является обеспечение нормального функционирования агрегатов трансмиссии и других систем. В зимний период эксплуатации тепловой режим трансмиссии и других систем не достигает оптимального значения, что ведет к большим потерям мощности. Рассмотрена методика оценки степени полезности использования теплоты топлива, сгоревшего в двигателе, в период послепускового прогрева моторно-трансмиссионной установки самоходной машины, основанная на эксергетическом методе. Предложена функциональная схема системы автоматического поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в основных агрегатах и узлах самоходных машин, работающих

в широком диапазоне температур окружающего воздуха, за счет вторичного использования теплоты отработавших газов двигателя. В данную систему входят утилизационный контур, в котором непосредственно аккумулируется теплота отработавших газов, и контуры теплопотребления, в которых теплота отработавших газов вторично используется для поддержания оптимального температурного режима потребителей. Потребителями теплоты в послепусковой период прогрева являются системы смазки двигателя и КП, система охлаждения двигателя, гидравлическая система навесного оборудования и различные редукторы (раздаточные коробки, ведущие мосты и т.д.). Для предотвращения перегрева масел и рабочих жидкостей в контурах теплопотребления предусмотрены штатные и дополнительно установленные терморегулирующие элементы.

Keywords: diesel engine, engine-transmission assembly, after-start warming up, exergy coefficient of heat utilization, power losses, optimal thermal conditions, exhaust gases, utilization circuit, heat consuming circuit, heat exchanger.

A summarized analysis of operational problems in self-propelled vehicles under conditions of low ambient temperatures is presented. The analysis reveals

that one of the important conditions for tractors' and self-propelled vehicles' effective operation in the cold season is to ensure normal functioning of transmission units and other systems. In winter operation period the thermal conditions of transmission and other systems do not reach their optimal values which results in high power losses. The authors discuss the technique to estimate the degree of efficient heat utilization of the engine fuel burnt during the after-start warming up of the engine-transmission assembly in a self-propelled vehicle; the technique being based on the exergy method. The paper proposes a functional pattern of the system of automated optimum temperature maintenance for operating liquids and oils in basic assemblies of self-

propelled vehicles running under the conditions of ambient air wide-ranged temperatures by secondary utilization of engine exhaust gases' heat. The system includes utilization circuit which directly accumulates the heat of exhausted gases, and heat consuming circuits where the exhaust gases' heat undergoes secondary utilization to maintain optimal temperature conditions for consumers. The heat consumers in the after-start warming up period are engine lubrication systems and gear-box, engine cooling system, hydraulic system of attachments and different reduction gears (transfer cases, drive axles, etc.). To prevent over-heating of oils and operating liquids, regular and additional thermostatic elements are mounted in heat consuming circuits.

Крохта Геннадий Михайлович, д.т.н., проф., Новосибирский государственный аграрный университет. Тел. 913-952-68-24. E-mail: mshipo@mail.ru.

Иванников Алексей Борисович, аспирант, Новосибирский государственный аграрный университет. Тел. 923-190-12-51. E-mail: mshipo@mail.ru.

Пронин Евгений Александрович, аспирант, Новосибирский государственный аграрный университет. Тел. 913-926-84-41. E-mail: mshipo@mail.ru.

Krokhta Gennady Mikhailovich, Dr. Tech. Sci., Prof., Novosibirsk State Agricultural University. Ph.: 913-952-68-24. E-mail: mshipo@mail.ru.

Ivannikov Alexey Borisovich, Post-Graduate Student, Novosibirsk State Agricultural University. Ph.: 923-190-12-51. E-mail: mshipo@mail.ru.

Pronin Evgeny Alexandrovich, Post-Graduate Student, Novosibirsk State Agricultural University. Ph.: 913-926-84-41. E-mail: mshipo@mail.ru.

Введение

Готовность машин к работе в зимний период эксплуатации обеспечивается путем их хранения в закрытых отапливаемых и закрытых неотапливаемых помещениях, а также на открытых специальных площадках или по месту работы. При хранении на открытых площадках машины могут оснащаться индивидуальными подогревателями.

Во время стоянки в отапливаемом помещении нагреву подвергаются все узлы и детали многотонной машины, следовательно, затраты энергии на одно машино-место будут максимальными. При групповом хранении на открытых площадках обогревается только моторный отсек, что сопровождается значительным сокращением затрат энергии на одну и ту же машину. Применение автономных подогревателей резко сокращает затраты энергии по сравнению с вышеперечисленными способами.

Известно, что работа двигателя в послепусковой период характеризуется большой неполнотой сгорания топлива, интенсивным износом деталей цилиндропоршневой группы, существенным увеличением вредных выбросов в атмосферу, потерями мощности в узлах и агрегатах машины и, как следствие, большим расходом топлива.

Очевидно, что предпочтение нужно отдавать тем способам, которые требуют минимальных затрат энергии на предпусковую подготовку, способствуют качественному процессу сгорания топлива в двигателе, сокращают время послепускового прогрева и расход топлива машиной.

Неполнота сгорания – результат низкого теплового режима двигателя. Холодное топливо, подаваемое форсункой в камеру сгорания, не успевает полностью испариться и сгореть. Во время прогрева часть несгоревшего топлива конденсируется на холодных стенках цилиндра, разжижая масляную пленку, и затем попадает в поддон двигателя, снижая качество моторного масла. Другая часть в виде промежуточных продуктов окислительного процесса и паров топлива выбрасывается в окружающую среду, загрязняя ее. Количество несгоревшего топлива можно уменьшить путем его нагрева в форсунке и сокращения времени послепускового прогрева двигателя.

Кроме того, в период послепускового прогрева имеют место значительные потери мощности, которые в основном определяются тепловым режимом и, соответственно, вязкостью масла в узлах и агрегатах двигателя и трансмиссии. Потери мощности, как известно, вызывают дополнительный расход топлива.

Следует отметить, что после прогрева двигателя, а в ряде случаев ранее, включаются в работу радиатор охлаждающей жидкости и масляный радиатор системы смазки двигателя. Избыточная теплота радиаторами рассеивается в окружающую среду (ОС). Количество этой теплоты может достигать 30% и более. В то же время создать оптимальную температуру масла в агрегатах трансмиссии серийных машин, особенно в зимний период эксплуатации, как правило, не удается.

При исследовании потерь мощности в коробке передач (КП) трактора К-701 установлено, что минимальные значения потерь мощности (около 4 кВт) зафиксированы на всех скоростных режимах при температуре масла М-8-В₂ от 60 до 80°C. Уменьшение температуры ниже 60°C из-за интенсивного повышения его вязкости приводит к существенному возрастанию потерь холостого хода. При температуре 10°C потери достигают 14 кВт, т.е. превышают минимальные в 3-3,5 раза [1].

Аналогичные результаты получены при исследовании теплового режима агрегатов трансмиссии трактора Т-150К. Известно, что температура ОС определяет начальную температуру масла в КП и продолжительность прогрева до ее стабилизации. Понижение температуры ОС (начальная температура масла) до минус 30°C сопровождается соответствующим увеличением потерь мощности. Так, на второй передаче в первые минуты работы потери находятся в пределах 34-35 кВт, а при повышении температуры масла до плюс 30°C потери уменьшаются на 14-15 кВт и составляют около 20 кВт. При работе на восьмой передаче и температуре масла -30°C потери возрастают до 52 кВт. С повышением температуры масла до +30°C потери снижаются до 28 кВт [2].

Таким образом, установлено, что величина потерь мощности в большей степени зависит от теплового режима КП трактора, а время достижения стабилизации температуры масла в КП, определяемое температурой ОС, передаточным отношением и частично нагрузкой, может достигать 3 ч и более. Кроме того, установлено, что минимальные потери мощности в КП трактора Т-150К имеют место в том же диапазоне температур масла, как у трактора К-701 (60-80°C).

В эксплуатационных условиях при вспашке тракторами Т-150К и К-701 и температуре ОС +25°C температура масла в КП не превышает 45-50°C [3, 4]. Следовательно, даже при работе в таких почти экстремальных условиях тепловой режим КП не достигает оптимальных значений. Таким образом, существующий механизм авторегулирования теплового режима трансмиссии, связанный с двойным преобразованием тепловой энергии в механическую энергию, а затем в тепловую, является крайне не совершенным.

Очевидно, что для сокращения времени послепускового прогрева моторно-трансмиссионной установки (МТУ) машины и поддержания ее теплового режима на оптимальном уровне необходимо изыскать дополнительные источники энергии и провести мероприятия по сокращению возможных потерь энергии в ОС боковой поверхностью МТУ и радиаторами.

Большие потери теплоты в ОС с отработавшими газами (ОГ), через систему охлаждения и систему смазки двигателя свидетельствуют о потенциальной возможности ее вторичного использования для сокращения времени послепускового прогрева и последующего поддержания оптимального теплового режима в агрегатах МТУ.

На современном этапе нашло широкое применение использование теплоты ОГ в когенерационных установках на основе поршневых и газотурбинных двигателей, которые вырабатывают одновременно электроэнергию и теплоту. В том числе проблемами вторичного использования теплоты отработавших газов занимаются инженеры таких ведущих производителей автомобилей, как BMW и TOYOTA.

Цель исследования – повышение эффективности самоходных машин в зимний период эксплуатации путем вторичного использования бросовой теплоты двигателя.

Объекты и методы исследований

При выполнении исследований использовался эксергетический метод, который базируется как на первом, так и на втором законах термодинамики. Кроме того, использовались общепринятые методики и частные, разработанные авторами.

Объект исследований – тепловые процессы в моторно-трансмиссионных установках самоходных машин.

Результаты исследований

Оценить эффективность использования теплоты, выделившейся в результате сгорания в двигателе топлива в послепусковой период, наиболее точно можно с помощью эксергетического метода [5, 6, 8].

Эксергетический коэффициент полезного использования теплоты в период послепускового прогрева может быть определен с помощью известного уравнения:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{L_e + \sum_{i=1}^n E_q}{E_T}, \quad (1)$$

где η_{Σ} – эксергетический коэффициент полезного использования теплоты в самоходной машине;

L_e – полезная работа машины, Дж/ч;

$\sum_{i=1}^n E_q$ – суммарная эксергия теплоты,

полезно используемая в агрегатах и узлах трансмиссии самоходной машины, Дж/ч;

E_T – химическая эксергия топлива, Дж/ч.

Эксергетический баланс для силовой установки любой самоходной машины можно представить в виде равенства [6]:

$$E_T' + E_B = \sum_{i=1}^n E_p + \sum_{i=1}^n E_{нов} + E_{oz} + L_e + \sum_{i=1}^n D_m, \quad (2)$$

где E_T' – эксергия теплоты, выделившейся в результате сгорания топлива, Дж/ч;

E_B – эксергия воздуха, поступившего в цилиндр двигателя, Дж/ч;

$$\sum_{i=1}^n E_p – эксергия теплоты, рассеиваемой$$

радиаторами (системы охлаждения двигателя, системы смазки двигателя, наддувочного воздуха, КП и т.п.) в окружающую среду, Дж/ч;

$$\sum_{i=1}^n E_{нов} – эксергия теплоты, отводимой$$

поверхностью силовой установки трактора в окружающую среду, Дж/ч;

E_{oz} – эксергия отработавших газов, Дж/ч;

$$\sum_{i=1}^n D_m – суммарные потери эксергии$$

вследствие потерь на трение в силовой установке, привод вспомогательных механизмов и т.п., Дж/ч.

Эксергию теплоты топлива, выделившейся в результате его сгорания можно представить как:

$$E_T' = E_T - D_{нс}, \quad (3)$$

где $D_{нс}$ – потери эксергии топлива от неполноты сгорания, Дж/ч.

В свою очередь, химическую эксергию топлива можно определить по формуле [7]:

$$E_T = 1,02 \cdot Hu \cdot G_T, \quad (4)$$

где Hu – низшая теплота сгорания топлива, Дж/ч;

G_T – расход топлива, кг/ч.

Подогрев воздуха, как правило, осуществляется в период предпусковой подготовки двигателя. Иногда подогрев воздуха на впуске может продолжаться в течение нескольких минут после пуска. Поскольку подогрев воздуха осуществляется кратковременно, его эксергия по сравнению с химической эксергией топлива очень мала, вследствие чего эксергию воздуха в дальнейших расчетах не учитываем.

Эксергию теплоты, рассеиваемой радиаторами $\sum_{i=1}^n E_p$ на режиме послепускового

прогрева с достаточной точностью, можно также принять равной нулю, так как радиатор системы охлаждения двигателя отключен термостатами, а масляные радиаторы двигателя и КП – клапанами-термостатами.

Большинство современных самоходных машин на моторных отсеках имеют утеплительные чехлы. По причине низкого теплово-

го режима в период послепускового прогрева боковой поверхностью моторно-трансмиссионной установки в окружающую среду рассеивается незначительное количество эксергии. По ряду литературных источников эта величина не превышает 2-3%. Поэтому можно предположить, что в период пуска и послепускового прогрева двигателя температура боковой поверхности МТУ практически соответствует температуре окружающей

среды, следовательно, величина $\sum_{i=1}^m E_{нов}$ также равна нулю.

Таким образом, с учетом ранее изложенного и ряда проведенных преобразований уравнений (2, 3, 4) уравнение коэффициента полезного использования теплоты сгоревшего в двигателе топлива в послепусковой период (1) можно представить в следующем виде:

$$\eta_{э} = (1 - \delta_{нс}) - \delta_{оз}, \quad (5)$$

где $\delta_{нс}$ – доля эксергии теплоты от неполноты сгорания;

$\delta_{оз}$ – доля эксергии теплоты, отводимой с отработавшими газами.

Из уравнения (5) следует, что часть сгоревшего топлива полезно используется для разогрева всех систем МТУ. Другая часть включает в себя долю неполученной теплоты в результате неполного сгорания топлива и долю теплоты, которая выбрасывается в ОС с ОГ.

Например, неполнота сгорания топлива двигателя Д-240 в первые секунды его работы может достигать 50-60%. К концу второй минуты работы двигателя количество несгоревшего топлива значительно снижается, составляя только 20-25%. На четвертой минуте неполнота сгорания продолжает снижаться и составляет 12-13% при температуре охлаждающей жидкости 5-8°C [6].

Предварительные расчеты, выполненные авторами, показывают, что коэффициент полезного использования теплоты сгоревшего в двигателе топлива в послепусковой период с учетом вторичного использования части бросовой теплоты, рассеиваемой в ОС системами охлаждения и смазки двигателя, а также ОГ, может достигать 80-90%.

Из вышеприведенного материала, теоретических и экспериментальных исследований следует, что для снижения неполноты сгорания топлива и потерь мощности в агрегатах и механизмах МТУ необходимо сократить время послепускового прогрева и обеспечить выход всех систем, агрегатов и механизмов МТУ на оптимальный тепловой режим. Очевидно, что положительный результат может быть достигнут при условии рационального использования бросовой теплоты, рассеиваемой

мой в окружающую среду системами охлаждения и смазки двигателя, отработанными газами, а также снижения потерь боковой поверхностью МТУ машины.

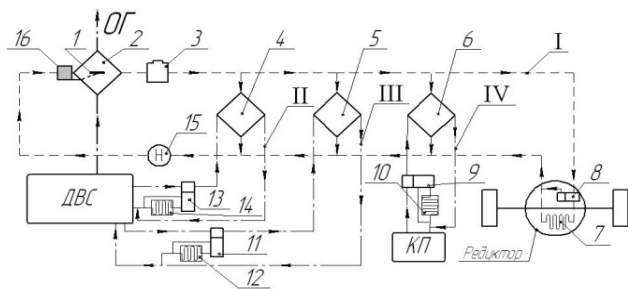


Рис. Функциональная схема системы послепускового прогрева и автоматического поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в основных агрегатах и узлах самоходных машин при последующей работе:
I – контур утилизационный;
II – контур теплотребления системы охлаждения ДВС; **III** – контур теплотребления системы смазки ДВС; **IV** – контур теплотребления системы смазки КП;
 1 – газовая заслонка; 2 – газо-жидкостный теплообменник утилизационного контура; 3 – расширительный бак теплоносителя утилизационного контура; 4 – теплообменник контура теплотребления системы охлаждения ДВС; 5 – теплообменник контура теплотребления системы смазки ДВС; 6 – теплообменник контура теплотребления системы смазки КП; 7 – теплообменник ведущего моста; 8 – терморегулятор ведущего моста; 9 – терморегулятор контура теплотребления системы смазки КП; 10 – масляный радиатор системы смазки коробки передач; 11 – терморегулятор контура теплотребления системы смазки ДВС; 12 – масляный радиатор системы смазки ДВС; 13 – терморегулятор (термостат) контура теплотребления системы охлаждения ДВС; 14 – радиатор системы охлаждения ДВС; 15 – циркуляционный насос утилизационного контура; 16 – терморегулятор с исполнительным механизмом заслонки

Техническая задача, целью которой является снижение неполноты сгорания и потеря мощности в МТУ самоходной машины, может быть решена путем введения новых конструктивных и функциональных элементов и изменения характера взаимосвязи между существующими и новыми элементами систем МТУ, работающей в широком диапазоне температур ОС. На рисунке представлена разработанная авторами функциональная схема системы, которая позволяет сократить время послепускового прогрева и обеспечивает автоматическое поддержание оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в основных агрегатах и узлах самоходных машин при последующей работе.

Утилизационный контур включается в работу сразу после пуска двигателя. Теплота отработавших газов аккумулируется теплоносителем. В качестве теплоносителя может использоваться жидкость с высокой температурой кипения и высокими коэффициентами теплоемкости и теплоотдачи.

Теплообменники теплотребляющих контуров могут быть внешними или внутренними (встроенными). В теплообменниках происходит теплопередача от теплоносителя к рабочим жидкостям, циркулирующим в контурах теплотребления.

Контур теплотребления содержат жидкостно-жидкостный теплообменник, который предназначен для подвода теплоты к системе жидкостного охлаждения ДВС, жидкостно-масляный теплообменник – для системы смазки ДВС, жидкостно-масляный теплообменник – для коробки передач, жидкостные теплообменники – для ведущих мостов и других редукторов трансмиссии самоходной машины. Для поддержания оптимального теплового режима в системах жидкостного охлаждения, смазки ДВС и смазки коробки передач установлены радиаторы охлаждения и регуляторы температуры.

В других редукторах (к которым можно отнести ведущие мосты, бортовые редукторы, раздаточные коробки и т.д.), где отсутствует принудительная система смазки, теплообменники размещаются непосредственно в корпусах редукторов. Внутренний (встроенный) теплообменник может быть пластинчатым или выполненным из металлической трубки, уложенной внутри корпуса редуктора с учетом его конструктивных особенностей. Теплообменник также имеет терморегулятор.

Система работает следующим образом. При пуске холодного двигателя заслонка 1 закрыта. Выхлопные газы проходят только через кожухотрубную часть газо-жидкостного теплообменника 2. Теплоноситель, который находится в утилизационном контуре, нагревается и подается с помощью циркуляционного насоса 15 в соответствующий контур теплообменников 4-7 и т.д. При достижении заданной температуры заслонка 1 в результате срабатывания терморегулятора с исполнительным механизмом 16 открывается, и выхлопные газы выбрасываются в атмосферу, минуя теплообменник 1.

Теплообменник 4 включен последовательно малому кругу циркуляции жидкости в системе охлаждения через терморегулятор (термостат) 13 и параллельно охлаждающему радиатору 14 ДВС. После пуска холодного двигателя охлаждающая жидкость проходит через терморегулятор 13, поступает в теплообменник 4, нагревается и подается обратно в двигатель (на линию всасывания

циркуляционного насоса или блок двигателя). При достижении оптимального теплового режима в системе охлаждения двигателя терморегулятор перекрывает трубопровод, и подача охлаждающей жидкости в теплообменник 4 прекращается. Дальнейшее повышение температуры охлаждающей жидкости в ДВС сопровождается включением в работу радиатора охлаждения 14. Система охлаждения ДВС с теплообменником способна отрабатывать промежуточные положения, когда охлаждающая жидкость одновременно циркулирует через теплообменник 4 и охлаждающий радиатор 14. Таким образом, обеспечиваются сокращение времени послепускового прогрева ДВС и стабилизация его теплового режима на оптимальном уровне.

Теплообменник 5 включен параллельно масляному радиатору 12 ДВС через терморегулятор 11. После пуска холодного двигателя масло из поддона двигателя закачивается радиаторной секцией масляного насоса ДВС и через терморегулятор 11 поступает в теплообменник 5, нагревается и по трубопроводу сливается в поддон. При достижении оптимального теплового режима масла в системе смазки двигателя подача масла в теплообменник прекращается. Дальнейшее повышение температуры масла в системе смазки вызывает включение в работу радиатора охлаждения масла 12. Система охлаждения масла с теплообменником может также отрабатывать промежуточные положения, когда масло одновременно циркулирует через теплообменник 5 и охлаждающий радиатор 12. Таким образом, достигается оптимизация температуры масла в системе смазки и сокращение времени прогрева ДВС.

Теплообменник 6 включен параллельно масляному радиатору 10 коробки передач (КП) самоходной машины через терморегулятор 9. После холодного пуска двигателя масло засасывается из КП масляным насосом (или радиаторной секцией масляного насоса) и через терморегулятор 9 подается в теплообменник 6, где нагревается и далее по трубопроводу сливается во внутреннюю полость маслозаборника КП. При достижении оптимального теплового режима в системе смазки КП подача масла в теплообменник прекращается. Дальнейшее повышение температуры масла в системе смазки КП сопровождается включением в работу радиатора охлаждения масла 10. Таким образом, достигаются сокращение времени прогрева и стабилизация теплового режима КП в широком диапазоне температур окружающей среды.

В редукторах (ведущие мосты, бортовые редукторы, раздаточные коробки и т.д.) теплообменники размещаются непосредственно в корпусах. Например, в корпусе одного из ведущих мостов установлен теплообменник 7

с терморегулятором 8. Терморегулятор 8 содержит термочувствительный силовой элемент, который срабатывает при определенной температуре и обеспечивает циркуляцию теплоносителя через теплообменник или мимо него. Таким образом, достигаются сокращение времени прогрева редукторов в трансмиссии самоходной машины и дальнейшая стабилизация их теплового режима.

Выводы

1. Большие потери теплоты системами охлаждения и смазки двигателя, а также отработавшими газами, свидетельствуют о потенциальной возможности ее использования для сокращения времени послепускового прогрева и последующего поддержания оптимального теплового режима в агрегатах трансмиссии самоходных машин.

2. Предложена методика оценки эксергетического коэффициента полезного использования теплоты, выделившейся от сгорания топлива, в период послепускового прогрева МТУ самоходной машины. Расчеты показывают, что эксергетический коэффициент полезного использования теплоты сгоревшего в двигателе топлива в период послепускового прогрева может достигать 80-90%.

3. Реализация на практике предлагаемой системы автоматического поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в основных агрегатах и узлах самоходных машин позволит уменьшить время подготовки к работе, потери мощности в МТУ и увеличить их топливную экономичность.

Библиографический список

1. Селиванов Н.И. и др. Потери мощности в коробке передач трактора К-701 // Сборник науч. тр. КрасГАУ. – 2000. – Ч. 1.
2. Крохта Г.М., Иванников А.Б. Эксергетический коэффициент полезного использования теплоты сгоревшего в двигателе топлива // Вестник НГАУ. – 2013. – № 1 (26).
3. Кошелев А.И. Исследование тяговой динамики пахотного агрегата на базе трактора Т-150К: дис. ... канд. техн. наук. – ЛСХИ, 1975.
4. Каширин В.Т. Исследование потерь в коробке передач и на приводе гидравлических систем трактора «Кировец» // Повышение проходимости и совершенствование конструкции тракторов и автомобилей. – 1975. – Т. 280. – 57 с.
5. Бродянский В.М. Эксергетический метод и перспективы его развития // Теплоэнергетика. – 1988. – № 2.
6. Крохта Г.М. Повышение эффективности эксплуатации энергонасыщенных тракторов в условиях Западной Сибири: дис. ... д-ра техн. наук. – Новосибирск, 1995. – 329 с.

7. Жмудяк Л.М. Оптимизация рабочих процессов дизелей и нетрадиционных ДВС: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Новосибирск, 1993. – 34 с.

8. Grassmann P. Allg. Warmetechn., 1959, 9, № 4/5.

References

1. Selivanov N.I. i dr. Poteri moshchnosti v korobke peredach traktora K-701 // Sbornik. nauch. tr. KrasGAU. – 2000. – chast' 1.

2. Krokhta G.M., Ivannikov A.B. Eksergeticheskiy koeffitsient poleznogo ispol'zovaniya teploty sgorevshego v dvigatele topliva // Vestnik NGAU. – 2013. – № 1 (26).

3. Koshelev A.I. Issledovanie tyagovoi dinamiki pakhotnogo agregata na baze traktora T-150K: dis. ... kand. tekhn. nauk. – LSKhI, 1975.

4. Kashirin V.T. Issledovanie poter' v korobke peredach i na privode gidravlicheskiykh sistem traktora «Kirovets» // Povyshenie prokhodimosti i sovershenstvovanie konstruksii traktorov i avtomobilei. – 1975. – Tom 280. – 57 s.

5. Brodyanskii V.M. Eksergeticheskiy metod i perspektivy ego razvitiya // Teploenergetika. – 1988. – № 2.

6. Krokhta G.M. Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii energonasyshchennykh traktorov v usloviyakh Zapadnoi Sibiri: dis. ... d-ra tekhn. nauk. – Novosibirsk, 1995. – 329 s.

7. Zhmudyak L.M. Optimizatsiya rabochikh protsessov dizelei i netraditsionnykh DVS: avto-ref dis. ... d-ra tekhn. nauk. – Novosibirsk, 1993. – 34 s.

8. Grassmann P. Allg. Warmetechn., 1959, 9, № 4/5.



УДК 631.3 Ю.Г. Горшков, А.А. Калугин, И.Н. Старунова, И.С. Житенко
Yu.G. Gorshkov, A.A. Kalugin, I.N. Starunova, I.S. Zhitenko

АНТИБЛОКИРОВОЧНАЯ СИСТЕМА КОЛЕСНЫХ МАШИН С ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ ТОРМОЗНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ

ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM OF WHEELED VEHICLES WITH PNEUMATIC BRAKING SYSTEMS

Ключевые слова: автомобиль, ABS, тормозная система, коэффициент сцепления.

Грузовые, легковые, специальные автомобили, сельскохозяйственные уборочные комбайны, жатки и т.д. занимают особое место среди колесных машин и других видов транспортных средств. Следует отметить важнейшую проблему автомобильного транспорта – обеспечение безопасности на дорогах, которая в значительной степени зависит от качества автомобильных тормозных систем. Очевидно, что электронное управляющее устройство способно существенно повысить тяговые возможности и активную безопасность мобильных колесных машин, работающих в условиях сельскохозяйственного производства. В странах Западной Европы, Японии и США электроника уверенно «прописалась» в современных тормозных системах. Анализ существующих работ отечественных и зарубежных авторов, посвященных вопросам применения антиблокировочных систем (ABS) показывает, что в настоящее время недостаточно обосновано и изучено влияние ABS на устойчивость автомобиля. Предлагается принципиальная конструкция автоматической ABS, улучшающая управляемость и тормозные качества мобильных колесных машин, эксплуатируемых в сельскохозяйственном производстве. Электрическая схема управления работой ABS защищена патентом № 35298 РФ (авторы: Горшков Ю.Г., Бельх С.А., Кульпин Э.Ю. и др.). Анализ проведенных экспериментальных исследований автомо-

биля УАЗ-2206, оборудованного предложенной конструкцией ABS, доказывает эффективность ее применения для автомобилей, эксплуатируемых в сельскохозяйственном производстве. С определенной конструктивной доработкой предложенная авторами ABS может быть с успехом использована на других колесных машинах сельскохозяйственного назначения.

Keywords: automobile, anti-lock braking system (ABS), braking system, adhesion coefficient.

Load-carrying vehicles, cars, special vehicles, agricultural combine harvesters, reapers, etc. hold a special place among wheeled vehicles and means of transport. Road safety is highly dependent on the quality of automotive brake systems. It is obvious that the electronic control unit is able to significantly improve traction and active safety of mobile wheeled machines operating in agricultural production. Electronics is an essential component of modern brake systems in Western Europe, Japan and the U.S. The analysis of the Russian and foreign literature on ABS application shows that the ABS effect on vehicle stability is understudied and not sufficiently substantiated. The authors propose the conceptual design of automatic ABS which improves handling and braking features of mobile wheeled vehicles used in agricultural production. The electrical circuit controlling the operation of the ABS is covered by the Russian Federation Patent No. 35298 (Authors: Gorshkov Yu.G., Belykh S.A., Kulpin E.Yu, et al.).