МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ

Г. М. КРОХТА

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАКТОРОВ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Монография

Новосибирск 2017

УДК 631.3
ББК 40.72
К 838

Рецензенты: д-р техн. наук, ст. науч. сотр. *А. Е. Немцев* (СибИМЭ СФНЦА РАН);
д-р техн. наук, проф. *Д. М. Воронин* (Новосибирский государственный аграрный университет)

Крохта Г. М.

К 838 Особенности эксплуатации тракторов в условиях низких температур: монография / Новосиб. гос. аграр. ун-т, Инженер. ин-т. – Новосибирск: ИЦ НГАУ «Золотой колос», 2017. – 376 с.

ISBN 978-5-944-77-168-1

В монографии проанализированы особенности и изложены результаты исследований по повышению эффективности эксплуатации тракторов в условиях низких температур.

Разработан ряд частных методик, которые позволяют оценить эффективность полезного использования теплоты сгоревшего в двигателе топлива. Намечены пути повышения эффективности и надежности работы машин за счет сокращения времени пуска и прогрева моторно-трансмиссионной установки в послепусковой период.

Издание предназначено для разработчиков перспективных машин, работающих в условиях низких температур, руководителей и специалистов по технической эксплуатации машинно-тракторного парка, магистрантов и аспирантов, для слушателей программ ДПО, педагогических работников ВО и СПО, научных работников и специалистов АПК, студентов аграрных и других вузов.

УДК 631.3
ББК 40.72

ISBN 978-5-944-77-168-1

© Крохта Г. М., 2017
© Новосибирский государственный аграрный университет, 2017

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

АПД – автомат прогрева двигателя.
АПК – агропромышленный комплекс.
БУ – блок управления.
ВГ – выхлопные газы (перед турбиной или теплообменником).
ВМТ – верхняя мертвая точка.
ВОМ – вал отбора мощности.
ГМП – гидромеханическая передача.
ВТХ – вязкостно-температурная характеристика.
ГМТ – гидромеханическая трансмиссия.
ГТН – газотурбинный наддув.
ДВС – двигатель внутреннего сгорания.
ДПМ – двигатель постоянной мощности.
КП – коробка передач.
КШМ – кривошипно-шатунный механизм.
МДПМ – многоуровневый двигатель постоянной мощности.
МПГ – монопропиленгликоль.
МТА – машинно-тракторный агрегат.
МТУ – моторно-трансмиссионная установка.
МЭГ – моноэтиленгликоль.
НМТ – нижняя мертвая точка.
ОГ – отработанные газы (выбрасываемые непосредственно в атмосферу).
ОС – окружающая среда.
ПЖБ – подогреватель жидкостный бензиновый.
ПЖД – подогреватель жидкостный дизельный.
ПП – предпусковой подогрев.
ТКР – турбокомпрессор.
ТНВД – топливный насос высокого давления.
ТТК – теплообменник теплопотребляющего контура.
ТУК – теплообменник утилизационного контура.
ЦПГ – цилиндропоршневая группа.
A_x – анергия теплового потока, Дж.

B_e – эксергетический коэффициент, характеризующий степень готовности топливовоздушной смеси к началу окислительного процесса, Дж/цикл.

B_e^T – эксергия топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания, Дж/цикл.

$B_e^в$ – эксергия заряда воздуха в камере сгорания, Дж/цикл.

$C_м$ – теплоемкость масла, Дж/кг·К.

C_v^T – теплоемкость топлива при постоянном объеме, Дж/кг·К.

$C_{пп}$ – удельная теплоемкость перегретого пара, Дж/кг·К.

C_P – теплоемкость при постоянном объеме, Дж/ кг·К.

D – диаметр поршня, м.

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

$D_н$ – эксергия, затраченная на нагрев топлива, Дж/цикл.

D_r – эксергия, затраченная на парообразование, Дж/цикл.

$D_{пп}$ – эксергия, затраченная на перегрев паров топлива, Дж/цикл.

$\sum_{i=1}^{n} D_ц$ – потери эксергии в результате теплопередачи через стенки цилиндра и камеры сгорания, Дж/цикл.

$\sum_{i=1}^{n} D_{исп}$ – затраты эксергии на нагрев, испарение и перегрев паров топлива (внутренние потери), Дж/цикл.

$\sum_{i=1}^{n} D^T$ – суммарные потери эксергии в системе топливоподачи дизеля, Дж/цикл.

$\sum_{i=1}^{n} D_{мту}$ – суммарные потери эксергии в МТУ вследствие потерь на трение, привод вспомогательных механизмов и т.п., Дж/ч.

$\sum_{i=1}^{n} D_{вп}$ – суммарные внутренние потери эксергии, связанные с изменением внутренней энергии системы, Дж/ч.

$dP / d\phi$ – скорость нарастания давления (жесткость), МПа/ град. п.к.в.

E_x – эксергия теплового потока, Дж.

$E_{вг}^E$ – термическая составляющая эксергии выпускных газов, Дж/ч.

$E_P^{св}$ – механическая составляющая эксергии выпускных газов в период свободного выпуска, Дж/ч.

$E_P^{пр}$ – механическая составляющая эксергии выпускных газов в период принудительного выпуска, Дж/ч.

$E_P^{кп}$ – эксергия избыточной теплоты, рассеиваемой в ОС масляным радиатором КП, Дж/ч.

$E_{пов}$ – эксергия теплоты, отводимой в ОС поверхностью МТУ, Дж/ч.

$E_{вг}$ – эксергия теплоты выхлопных газов перед турбиной при ее наличии или теплообменником, Дж/ч.

$E_{ог}$ – эксергия теплоты отработанных газов, отводимой в ОС, Дж/ч.

$E_{ж}$ – эксергия теплоты, отводимой в систему охлаждения двигателя, Дж/ч.

$E_{м}^{кп}$ – эксергия теплоты масла, поступающего из КП в двигатель, Дж/ч.

$E_{пов}^{кп}$ – эксергия теплоты, отводимой поверхностью КП, Дж/ч.

$E_P^{кп}$ – эксергия теплоты, отводимой поверхностью масляного радиатора КП в ОС, Дж/ч.

$E_{ф}^{T}$ – полная физическая эксергия топлива, подаваемого форсункой в камеру сгорания, Дж/ч.

$E_{ТН}^{T}$ – термомеханическая эксергия топлива на выходе из ТНВД, Дж/цикл.

$E_{нт}^{T}$ – эксергия теплоты, полученной топливом от нагретого топливопровода высокого давления, Дж/цикл.

$E_{ж}^{T}$ – эксергии теплоты, переданной от охлаждающей жидкости топливу в форсунке, Дж/цикл.

$E_{эн}^{T}$ – эксергии теплоты, выделяемой электронагревателем, Дж/цикл.

$E_{ц}^{T}$ – эксергия теплоты, подведенной к топливу от рабочего тела, Дж/цикл.

$E_{пол}$ – эксергия полезно используемая, Дж/цикл.

E_T – химическая эксергия израсходованного двигателем топлива, Дж/цикл.

$E_T^{'}$ – эксергия теплоты, выделившейся в результате сгорания топлива, Дж/цикл.

$E_к$ – термомеханическая эксергия воздуха на выходе из компрессора, Дж/ч.

$E_в$ – эксергия воздуха на входе в двигатель (в воздухоочистителе), Дж/ч.

F – площадь поверхности теплообмена, м^2.

G_T^{xx} – расход топлива на холостом ходу, эквивалентный внутренним потерям в двигателе, кг/ч.

$G_T^{нс}$ – расход топлива, вызванный химической неполнотой сгорания, кг/ч.

G_T – полный расход топлива, кг/ч.

$G_в$ – расход воздуха двигателем, кг/ч.

$H_1, H_{ос}$ – энтальпия рабочего тела соответственно при данных условиях и равновесных с ОС, Дж/кг.

H_u – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг.

$K_э^T$ – эксергетический критерий активности топливного факела в камере сгорания, Дж/мг.

$K_э^в$ – эксергетический критерий энергообеспеченности воздушного заряда в камере сгорания, Дж/мг.

$L_e^{дв}$ – полезная работа двигателя на коленчатом валу, Дж.

$L_{ТН}$ – работа секции ТНВД, Дж/цикл.

$L_{упр}$ – работа, затраченная на преодоление силы упругости пружины, Дж/цикл.

L_{nw} – работа, затраченная на подачу топлива в цилиндр за цикл, Дж/цикл.

$L_{мп}$ – работа механических потерь, Дж.

L_i – индикаторная работа за цикл, Дж/цикл.

L_e – эффективная работа, Дж.

$M_к$ – текущее значение крутящего момента двигателя, Н·м.

$M_н$ – номинальный крутящий момент, Н·м.

$M_п$ – текущее значение крутящего момента пускового устройства, Н·м.

M_i – текущее значение индикаторного крутящего момента двигателя, Н·м.

M_e – текущее значение момента сопротивления проворачиванию, Н·м.

M_J – текущее значение момента сопротивления проворачиванию от сил инерции, Н·м.

N_e – текущее значение мощности двигателя, кВт.

$N_н$ – номинальная мощность двигателя, кВт.

$N_{тр}$ – потери мощности на трение, кВт.

$N_{хх}$ – потери холостого хода, кВт.

P_e – среднее эффективное давление, МПа.

P_c – давление конца такта сжатия, МПа.

P_z – максимальное давление сгорания, МПа.

$\Delta P_к$ – разряжение во впускном коллекторе, МПа.

$P_к$ – давление наддува, МПа.

P_T – давление газов перед турбиной, МПа.

$P_{ос}$ – давление рабочего тела при равновесных условиях с ОС, МПа.

$P_{вп}$ – давление топлива в форсунке в момент впрыска, МПа.

Q_x – количество теплоты, переданное через границы системы, Дж.

S – ход поршня, м.

$S_1, S_{ос}$ – энтропия рабочего тела соответственно при данных условиях и равновесных с ОС, Дж/кг·К.

$T_р$ – температура топлива в кармане распылителя, К.

$T_{кр}$ – конечная температура нагрева топлива в распылителе, К.

$T_{сф}$ – температура топлива на выходе из сопловых отверстий распылителя, К.

$T_{кип}$ – средняя температура кипения топлива, К.

$\bar{T}_{ср}$ – среднединамическая температура, К.

$T_{ос}, t_{ос}$ – температура ОС соответственно в К и ^{0}С.

$T_{ж}, t_{ж}$ – температура охлаждающей жидкости соответственно в К и ^{0}С.

T_c – температура воздуха в камере сгорания в конце такта сжатия, К.

$T_{\min}$ – минимальная температура воздуха в камере сгорания в конце такта сжатия, при которой происходит самовоспламенение горючей смеси, К.

T_s – температура самовоспламенения топлива, К.

ΔT_s – перепад температур, необходимый для нагрева, испарения и перегрева паров топлива до самовоспламенения, К.

$t_{кп}$ – температура масла в КП, ^{0}С.

$t_{вм}$ – температура масла в ведущем мосту, ^{0}С.

$U_1, U_{ос}$ – внутренняя энергия рабочего тела соответственно при данных и равновесных условиях, Дж/кг.

V_T – скорость топлива в топливном канале форсунки, м/с.

$V_1, V_{ос}$ – объем рабочего тела соответственно при данных и равновесных условиях с ОС, м^3.

X_i – факторы оптимизации.

$У_i$ – параметры оптимизации (функция отклика).

$\pi_к$ – степень повышения давления наддува.

ψ – суммарная доля скоростных и гидравлических потерь мощности в редукторе при отклонении его теплового режима от оптимального.

$\bar{\alpha}_к$ – средний по поверхности коэффициент конвективной теплоотдачи, Дж/м^2·К.

$\lambda_к$ – коэффициент теплопроводности, Дж/м·К.

$\alpha_к$ – коэффициент теплоотдачи, Дж/м^2·К·ч.

r – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

ρ_T – плотность топлива, кг/м^3.

$\tau_{пр}$ – время прогрева, мин.

$q_ц$ – цикловая подача топлива, г/цикл.

m – масса тела, жидкости, газа, кг.

μ – динамическая вязкость, Па·с.

$d_э$ – эквивалентный диаметр, м.

α – коэффициент избытка воздуха.

β – угол наклона прямой.

$\eta_м$ – механический КПД.

η_i – индикаторный КПД.

η_e – эффективный КПД.

$\eta_э$ – эксергетический КПД.

$\eta_э^{тк}$ – эксергетический КПД турбокомпрессора.

$\eta_н, \eta_{хх}$ – КПД, учитывающий соответственно потери в трансмиссии при работе под нагрузкой и на холостом ходу.

$\delta_e^{кп}$ – доля полезной работы на выходе из КП.

$\delta_{пов}^{кп}$ – доля эксергии теплоты, отведенной поверхностью КП.

$\delta_p^{кп}$ – доля эксергии теплоты, отведенной радиатором КП в ОС.

$\sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп}$ – доля суммарных внутренних потерь эксергии в КП.

$\delta_{нс}$ – доля потерь эксергии от неполноты сгорания.

$\delta_{вг}^{T}$ – доля термической составляющей эксергии выпускных газов.

$\delta_{р}^{св}$ – доля механической составляющей эксергии выпускных газов.

$\delta_{р}^{пр}$ – доля механической составляющей эксергии, снимаемой с коленчатого вала двигателя, в период принудительного выпуска.

$\delta_{ог}$ – доля эксергии, выбрасываемая отработанными газами в ОС.

$\sum_{i=1}^{n} D_{тк}$ – суммарные потери эксергии в ТКР.

$n_{е}$ – текущее значение частоты вращения, мин$^{-1}$.

$n_{н}$ – номинальная частота вращения, мин$^{-1}$.

$\sigma_{м}$ – доля потерь в механической части трансмиссии.

$\sigma_{н}$ – доля потерь на привод масляного насоса при оптимальном тепловом режиме.

$\sigma_{ост}$ – доля потерь в выключенном фрикционе при оптимальном тепловом режиме.

$\sigma_{гт}$ – доля потерь в гидротрансформаторе при его оптимальном тепловом режиме и передаточном отношении $i_{гт}$.

$\xi_{м}^{\nu}$ – коэффициент, учитывающий вязкость масла на изменение $\sigma_{м}$.

$\xi_{н}^{\nu}$ – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла на изменение доли потерь $\sigma_{н}$.

$\xi_{ост}^{\nu}$ – коэффициент, учитывающий влияние вязкости на изменение доли потерь $\sigma_{ост}$.

$N_{ф}$ – количество одновременно выключенных фрикционов.

$\xi_{iт}^{\nu}$ – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла на $\sigma_{гт}$.

ВВЕДЕНИЕ

Самым крупным экономическим районом Российской Федерации считается Сибирский федеральный округ (СФО). Располагая значительным производственным потенциалом, округ является крупнейшим производителем зерна и животноводческой продукции. Следует отметить, что агробизнес был и остается высокорискованной сферой вложения денежных средств, поскольку результаты его деятельности в основном зависят от природно-климатических условий, наличия и состояния машинно-тракторного парка.

Характерной особенностью современного этапа развития материально-технической базы агропромышленного комплекса (АПК) является переход всех его отраслей на качественно новый уровень. При этом решение всех задач, связанных с комплексной механизацией сельскохозяйственных процессов, напрямую зависит от изыскания и реализации мероприятий по совершенствованию тракторной техники. Важнейшее значение приобретают вопросы совершенствования моторно-трансмиссионных установок (МТУ), конструктивного исполнения и эксплуатационных качеств, которые определяют экономические и тяговые характеристики тракторов, их функциональные возможности.

Современное сельское хозяйство имеет огромный парк энергонасыщенных тракторов, комбайнов, большегрузных автомобилей и других машин. Большая часть машин используется в течение круглого года. Известно, что эксплуатация машин зимой значительно сложнее, чем летом, а затраты на их обслуживание и расход топлива выше в 1,5–2 раза.

На сегодняшний день затраты на топливо составляют в ряде случаев более 15 % стоимости производимой многими отраслями продукции. В условиях нашей страны каждый процент сэкономленного в производстве топлива дает огромный экономический эффект, в несколько раз превышающий экономию от роста производительности труда. Поэтому повышение эффективности использования тракторов в СФО является актуальной проблемой.

Многие годы ведутся исследования по изысканию путей и способов улучшения эксплуатационных показателей и повышения надежности тракторов сельскохозяйственного назначения, используемых при низких температурах окружающего воздуха. Обычно авторами решаются конкретные задачи по улучшению работы одной или нескольких систем трактора в зависимости от ряда параметров, зачастую взятых бессистемно из общей цепи внешних возмущений, действующих на машинно-тракторный агрегат (МТА) в процессе работы.

В настоящее время отсутствуют комплексные работы по изысканию новых способов и технических решений, позволяющих основным системам трактора автоматически самонастраиватъся (адаптироваться) на оптимальные режимы работы, что должно сопровождаться снижением расхода топлива и износа сопряжений в агрегатах, а также повышением производительности машин.

В монографии представлены материалы теоретических и экспериментальных исследований по оценке эффективности применения автоматического прогрева двигателя в период межсменных стоянок, подогрева топлива в форсунках в период пуска и послепускового прогрева, поддержания теплового режима коробки передач (КП) на оптимальном уровне за счет части теплоты, выделяемой двигателем в окружаюшую среду (ОС), оснащения двигателя автоматической системой частичного или полного отключения турбокомпрессора (ТКР) и автоматического выбора уровня мощности, развиваемой двигателем.

Большая часть исследований была выполнена на основе хозяйственных договоров с машиностроительными предприятиями и научно-исследовательскими институтами Российской Федерации и стран СНГ.

Ряд частных методик, связанных с испытанием МТУ в стендовых условиях, используются в учебном процессе со студентами Новосибирского государственного аграрного университета и слушателями факультета повышения квалификации работников АПК.

В работе использованы материалы исследований автора, а также обобщены отдельные материалы исследований, выполненных совместно с доц. Н. А. Усатых; канд. техн. наук А. И. Госман, канд. техн. наук, доц. А. А. Журбой. Им автор выражает искреннюю признательность.

Автор выражает также благодарность за техническую помощь в подготовке и оформлении материалов к изданию д-ру техн. наук Ю. А. Гуськову, доц. Н. А. Усатых, ст. препод. Е. Н. Хомченко.

1. КЛИМАТИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

1.1. Природно-климатические условия

Климат Российской Федерации отличается большим разнообразием: от арктического до субтропического. Территория занимает 17,1 млн км^2, причем около 60 % ее охватываются изотермой со средней температурой января минус 20 °С, а около 75 % площади территории имеют зимние температуры, достигающие минус 20…30 °С. Пониженная температура воздуха характерна для всей территории, а в районах концентрации автотракторной сельскохозяйственной техники продолжительность пониженных температур составляет 150…210 дней в году. Особенно следует отметить, что если в России зона с пониженными температурами составляет 95 % всей территории, то в западно-европейских странах и США на ее долю приходится всего лишь 26 % [99, 295].

На свойства материалов, производительность, экономичность машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, влияет весь комплекс климатических факторов, интенсивность воздействия которых удобно характеризовать как техническую жесткость климата и погоды. Впервые понятие жесткости (суровости) холодной погоды применительно к человеку было введено Г. Бодманом. Жесткость определяется в баллах (единицах) по формуле

$$S = (1 - 0,04t) \cdot (1 + 0,272V), \qquad (1.1)$$

где t – температура воздуха, °С;

V – максимальная скорость ветра в момент действия температуры t, м/с.

В этой формуле наибольшее предпочтение отдавалось скорости ветра, что искажало существующую реальность.

Позднее П. И. Кохом [99] был введен термин «техническая жесткость климата и погоды» и предложена формула для определения технической жесткости холодного климата в баллах:

$$N_{л} = (0,75t_{\min ср.} + 0,25t_{\min абс.}) \cdot (1 + 0,015\sigma_x) \times \\ \times (1 + 0,07V_x) \cdot (1 + 0,26\phi_x) \cdot (1 + 0,14_{ПТМ}) \cdot (1 + 0,022\tau_x), \quad (1.2)$$

где $t_{\min ср.}$ – среднее значение минимальных температур воздуха за три наиболее холодных месяца, °С;

$t_{\min абс}$ – среднее значение абсолютного минимума температуры воздуха за три наиболее холодных месяца, °С;

σ_x – средняя непериодическая температура суточных колебаний температуры воздуха за три наиболее холодных месяца, °С;

V_x – средняя скорость ветра за три наиболее холодных месяца, м/с;

ϕ_x – среднее значение относительной влажности воздуха за три наиболее холодных месяца, в долях единицы;

$ПТМ$ – среднее значение за месяц числа дней с туманом и метелью в течение трех наиболее холодных месяцев, дней;

τ_x – продолжительность действия средней температуры воздуха ниже нуля, месяцев.

Возможный диапазон технической жесткости холодного климата находится в пределах 0…170 баллов, который разбит на пять групп (рис. 1.1).

Природные факторы оказывают существенное влияние на работу машин, зачастую противоречивое. Например, низкие температуры снижают пусковые качества и тепловой режим двигателя, повышают неполноту сгорания и ухудшают экономичность двигателя. С другой стороны, из-за повышения плотности воздуха ($\rho_в$) вследствие низкой его температуры на впуске следует ожидать повышения экономичности и развиваемой двигателем мощности, а также частичного снижения количества вредных веществ, выбрасываемых в ОС.

Таким образом, оптимизация эксплуатационных показателей машин, работающих в различных климатических условиях, при нестабильном тепловом режиме МТУ, широком диапазоне нагрузочных и скоростных режимов требует детального изучения с помощью теоретических и экспериментальных исследований.

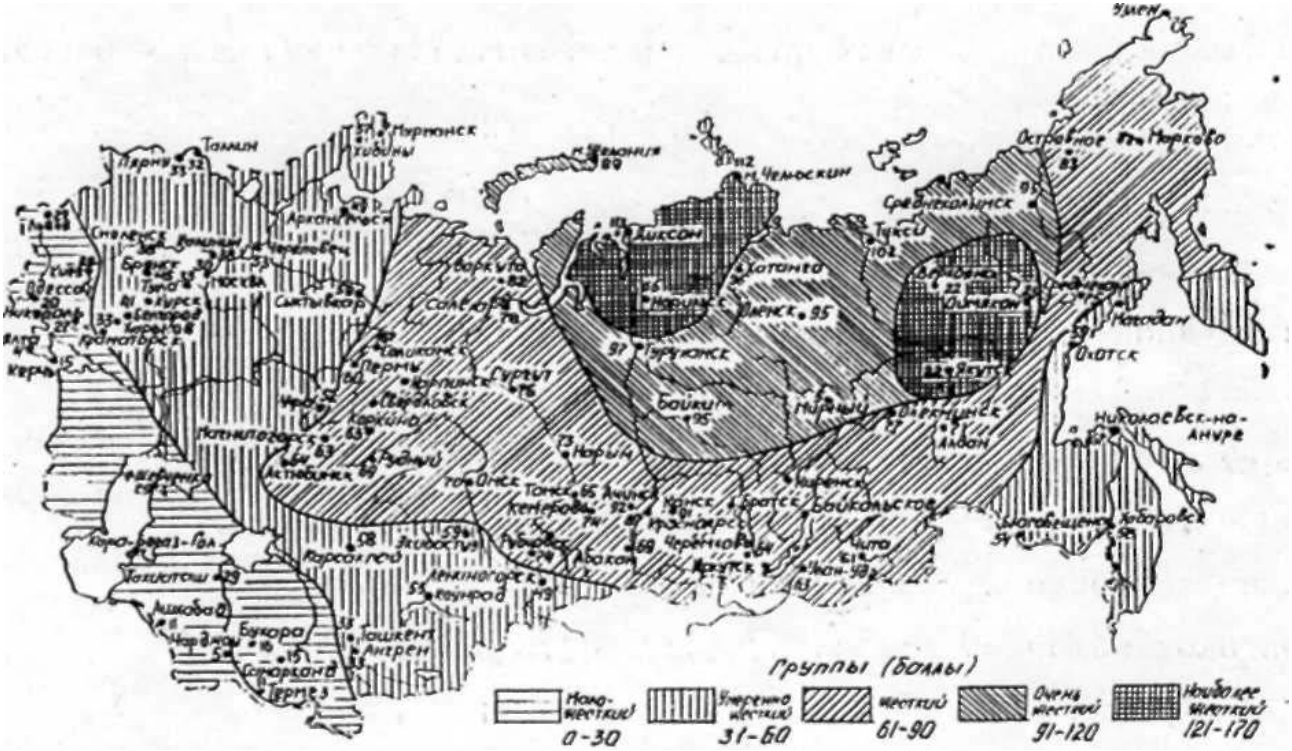


Рис. 1.1. Распределение на территории СНГ баллов технической жесткости холодного климата

Анализ формулы технической жесткости холодного климата (1.2) и результаты исследований Н.Г. Бережнова [12] дают основание для заключения, что из всех природно-климатических факторов Западной Сибири наиболее существенное значение для машиноиспользования имеют температура воздуха и скорость ветра.

Скорость ветра влияет на интенсивность охлаждения агрегатов работающих машин или в период их межсменных стоянок. Кроме того, воздействие погодных факторов во многом определяет физическое состояние и здоровье человека.

Опыт эксплуатации автотракторной техники показывает, что материальный ущерб от недоучета влияния климатических условий часто достигает значительных размеров.

Оценка влияния климата на работу машин в чистом виде представляет зачастую трудноразрешимую задачу, поскольку работоспособность машин определяется, кроме того, многими техническими и организационными причинами. Большинство машин не приспособлены к работе при низких температурах окружающего воздуха, что ведет к выходу механизмов из строя, снижению производительности, экономичности и других потребительских качеств машин.

1.2. Зависимость физических свойств конструкционных и эксплуатационных материалов от температуры окружающей среды

Надежность пуска, продолжительность послепускового прогрева и последующая работа машин с максимальной производительностью и экономичностью во многом определяются физическими свойствами конструкционных и эксплуатационных материалов. Низкие температуры, как правило, существенно ухудшают физико-механические свойства конструкционных и эксплуатационных материалов

1.2.1. Конструкционные материалы

Низкие температуры воздуха существенно влияют на свойства конструкционных материалов. Главной причиной

увеличения отказов машин является учащение хрупких разрушений стальных деталей и элементов металлических конструкций вследствие перехода металла деталей с понижением температуры из вязкого состояния в хрупкое.

Процесс хрупкого разрушения металлов начинается с образования (зарождения) трещины, которая, распространяясь, приводит к разрушению детали или элемента металлоконструкции. Скорость распространения трещины повышается с понижением температуры. Характер разрушения металлов зависит от наличия в металле дислокаций и их характера. Под дислокацией понимается наличие в кристаллах металлов дефектов.

Низкие температуры существенно влияют на свойства полимерных материалов. С понижением температуры полимеров начинает проявляться эффект стеклования. Температура стеклования различна у разных полимеров, однако во всех случаях при температуре ниже температуры стеклования полимер ведет себя аналогично стеклу. Например, ряд типичных материалов имеют следующие температуры стеклования: полиэтилен – минус 125°С, натуральный каучук – минус 75°С, полипропилен – минус 25°С.

1.2.2. Воздух

Одним из важнейших факторов, определяющих пусковые свойства и качественные показатели работы двигателей в послепусковой период, является температура воздуха, поступающего в цилиндры двигателя. С понижением температуры воздуха в значительных пределах изменяются его основные физические параметры: плотность, удельный вес и вязкость. Кроме того, воздух становится чище, так как резко сокращается содержание пыли и других механических примесей.

На рис. 1.2 видно, что при понижении температуры воздуха от плюс 30^0С до минус 30^0С, т.е. в пределах наиболее вероятного температурного диапазона эксплуатации машин, удельный вес и плотность увеличиваются на 24…25 %, а вязкость уменьшается на 50 % [4]. Естественно, что такие значи-

тельные физические изменения параметров воздуха должны вызвать соответствующие изменения весового заряда воздуха, поступающего в цилиндр двигателя за цикл.

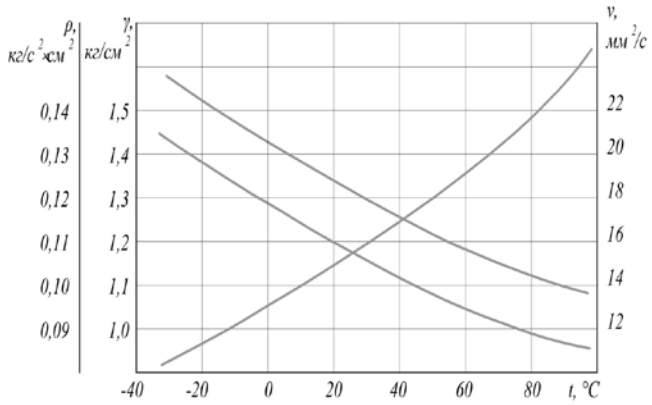


Рис. 1.2. Зависимость физических параметров воздуха от его температуры при атмосферном давлении 760 мм рт. ст.

1.2.3. Топливо

С понижением температуры плотность, вязкость и коэффициент поверхностного натяжения дизельного топлива возрастают. Повышение плотности влечет за собой увеличение цикловой подачи топлива в цилиндры двигателя и, как следствие, повышение развиваемой двигателем мощности. Изменение плотности топлива от температуры имеет линейную зависимость:

$$\rho_m = \rho_{293} - 0,639 \cdot (T_m - 293), \qquad (1.3)$$

где ρ_{293} – плотность топлива при температуре 293 К, кг/м^3;

T_m – текущая температура топлива, К.

На процесс испарения дизельного топлива большое влияние оказывает поверхностное натяжение: чем оно меньше, тем тоньше и однороднее распыливание топлива форсунками, что способствует повышению скорости процесса испарения и улучшению смесеобразования.

Аналогично можно записать изменение поверхностного натяжения топлива от температуры в виде зависимости:

$$\sigma_m = \sigma_{293} - 0,076 \cdot (T_m - 293), \qquad (1.4)$$

где σ_{293} – поверхностное натяжение дизельного топлива при температуре 293 К, Н/м.

Как видно из рис. 1.3, изменение температуры топлива от 20^0С до минус 30^0С приводит к увеличению ρ_m и σ_m соответственно в 1,3 и 2,9 раза.

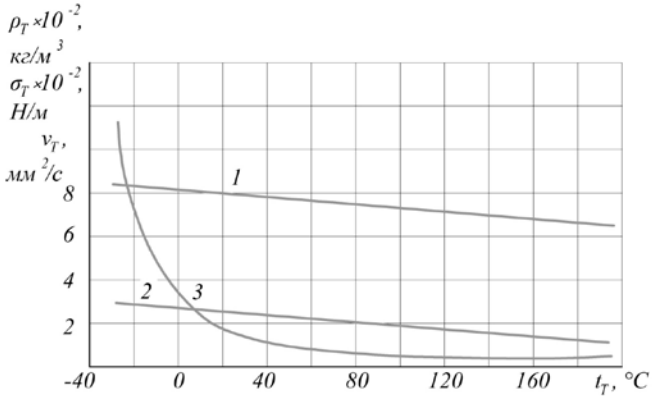


Рис. 1.3. Зависимость физических свойств зимнего дизельного топлива от его температуры:
1 – плотность (ρ_m); 2 – поверхностное натяжение (σ_m);
3 – кинематическая вязкость (ν_n)

Бесперебойная и надежная подача топлива форсунками во многом определяется его вязкостью. Чем меньше вязкость дизельного топлива, тем мельче оно распыливается, улучшая пусковые качества дизеля, и значительно возрастает полнота сгорания топлива. Однако при слишком малой вязкости (менее 2,5…3 мм^2/с при 20^0С) появляются утечки дизельного топлива через зазоры секций насоса высокого давления и форсунок, в результате чего ухудшаются смазывающие свойства топлива, что может способствовать увеличению износа плунжерных пар и других деталей топливной аппаратуры.

Верхний предел вязкости, регламентируемый прокачиваемостью и пределом фильтруемости, не должен превышать 8 мм^2/с [91]. При низких температурах, близких к температуре помутнения, могут появляться признаки структурной вязкости, когда вязкость определяется не только температурой, но и скоростью сдвига слоев жидкости. При более низких температурах топливо теряет подвижность.

С увеличением давления (например, в современных топливоподающих системах Common Rail давление впрыскивания может достигать 200 МПа и более) вязкость топлива возрастает.

Изменение вязкости зимнего топлива от температуры описывается зависимостью

$$\nu_T = 0,1(10^{10[1,97-0,546\log(T_T-200)]} - 1,7) \qquad (1.5)$$

Считается, что для обеспечения оптимального распыливания дизельного топлива его кинематическая вязкость в форсунке среднеоборотных двигателей должна быть не более 0,2 мм^2/с [216].

При сгорании топлива с повышенным содержанием серы образуются кислотные остатки сернистой или серной кислот, которые, соединяясь с водой (продукт окисления водорода), образуют сернистую или серную кислоты. Образовавшиеся кислоты интенсифицируют коррозию деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и ухудшают качество моторного масла.

1.2.4. Масло

Вязкость и ее зависимость от температуры является важнейшим показателем качества моторных масел. Вязкость масла определяет возможность работы подшипников в режиме гидродинамического трения, а следовательно, влияет на износ шеек коленчатого вала и вкладышей подшипников. От вязкости масла зависит количество отводимой от узла трения теплоты. Чем меньше вязкость, тем лучше охлаждается подшипник маслом и тем больше теплоты отводится вместе с ним из зоны трения.

Зависимость вязкости масла от температуры можно определить по формуле, предложенной Рамайя [цит. по: 220]:

$$\log \eta_м = A + B / T_м, \qquad (1.6)$$

где $\eta_м$ – динамическая вязкость масла;

$T_м$ – абсолютная температура масла;

A и B – коэффициенты, постоянные для данного масла.

Данная формула дает удовлетворительную сходимость результатов расчетов и практического определения вязкости масла вискозиметром. Это объясняется тем, что молекулы масла, имея сложное строение, образуют различные структуры, свойства которых зависят как от молекулярной массы, так и от группового химического состава.

Зависимость вязкости масла от давления можно определить по формуле, предложенной М. П. Воларовичем [цит. по: 225]:

$$\eta_p = \eta_o^{a^p}, \qquad (1.7)$$

где η_0 и η_p – динамическая вязкость соответственно при атмосферном давлении и давлении P;

a^p – постоянный коэффициент.

Зависимость вязкости как от температуры, так и от давления оказывает благоприятное влияние на работу подшипников узлов. При увеличении нагрузки на подшипник растет давление в масляном слое и его вязкость. В результате этого возрастает несущая способность масляной пленки. В то же время повышение вязкости вызывает увеличение гидродинамических потерь, выделение теплоты за счет трения в подшипнике, повышение температуры, а следовательно, уменьшение вязкости масла в слое. Таким образом, осуществляется авторегулирование вязкости масла. В данном случае одинаково важна чувствительность вязкости к изменению температуры и давления.

При охлаждении масло увеличивает свою вязкость до тех пор, пока не потеряет подвижность. Исследованиями установлено, что существует определенный диапазон температур, при котором начинают проявляться признаки структурной вязкости, обусловленной возникновением в масле структур из

застывших углеводородов. Однако под действием деформирующей силы вязкость масла, содержащего твердые углеводороды, может изменяться, т.е. при одной и той же температуре в зависимости от величины деформирующей силы масло может иметь различную вязкость.

Для структурной вязкости характерна ее зависимость не только от температуры, но и от градиента скорости сдвига. С увеличением градиента скорости сдвига вязкость масла уменьшается.

Структурная вязкость проявляется в диапазоне низких температур масла.

1.2.5. Электролит

Низкотемпературные свойства электролита характеризуются его плотностью, температурой замерзания, вязкостью и удельным сопротивлением. При увеличении вязкости электролита возрастает электрическое сопротивление и ухудшается проникновение его в поры активной массы пластин. Минимальное сопротивление электролит имеет при плотности 1,225 г/см^3 и температуре плюс 15 °С. Отклонение плотности в ту или другую сторону повышает его сопротивление. С понижением температуры электролита от плюс 30 °С до минус 40 °С его удельное сопротивление возрастает в 8 раз [275]. В эксплуатационных условиях оптимальной плотностью электролита считается плотность, равная 1,285 г/см^3 [101]. Батареи, работающие при низких температурах, могут иметь повышенную плотность до 1,31 г/см^3, что обеспечивает номинальную скорость электрохимических реакций и значительно увеличивает долговечность батарей.

Понижение температуры электролита на каждые 10 °С в области положительных температур вызывает снижение емкости примерно на 0,6…1,0 %, а при отрицательных температурах и увеличенных разрядных токах до 2 % и более. Причина этого заключается в повышении вязкости электролита, что затрудняет проникновение его во внутренние слои активной массы [225].

Низкотемпературные свойства электролита характеризуются его плотностью, температурой замерзания, вязкостью и удельным сопротивлением. Влияние низких температур на основные свойства электролита приведено в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Основные свойства электролитов

Температура электролита, °С	Плотность электролита, г/см^2	Вязкость электролита, сП, при 50 % по весу	Удельное сопротивление электролита концентрации 45 %, Ом/см
30	1,2995	3,070	1,312
20	1,3065	3,790	1,549
10	1,3135	4,860	1,885
0	1,3205	6,520	2,371
-10	1,3275	9,150	3,100
-20	1,3345	13,600	4,310
-30	1,3415	21,700	6,350
-40	1,3485	-	9,890

При низких температурах и малой плотности батарея может выйти из строя. При этом прекращается энергоотдача и создается возможность разрушения застывшим электролитом корпуса и пластин батареи. Для предотвращения размораживания, особенно в зимний период эксплуатации, батарея должна быть всегда полностью заряженной, что возможно при температуре электролита не ниже минус 18…20°С.

Неудовлетворительные низкотемпературные свойства электролитов не позволяют, по мнению многих авторов, обеспечить надежную работу аккумуляторов при температуре окружавшего воздуха ниже минус 20 °С, что является одним из существенных недостатков кислотных стартерных аккумуляторных батарей.

1.2.6. Охлаждающие жидкости

В качестве охлаждающих жидкостей применяются вода и антифризы. Вода доступна, безопасна в пожарном отношении, безвредна для человека и имеет высокую теплоемкость –

4,19 кДж/кг·°С, превосходящую все другие известные охлаждающие жидкости. Например, у антифриза марки «Тосол А-40» удельная теплоемкость находится в пределах 3,2…3,8 кДж/кг·°С. Наряду с высокими теплотехническими характеристиками, вода имеет ряд негативных показателей: высокая температура замерзания и склонность к образованию накипи. Кроме того, при замерзании воды объем может увеличиться почти на 9%, что вызывает разрушение наполненных полостей.

К антифризам (греч. anti – против и англ. freeze – замерзать) относятся жидкости с температурой замерзания ниже 0°С. Основные свойства компонентов низкозамерзающих охлаждающих жидкостей приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Основные свойства компонентов низкозамерзающих охлаждающих жидкостей

Компоненты	Температура замерзания, °С	Температура кипения, °С	Удельная теплоемкость при 100°С, Дж/кг·К
Вода	0	100,0	4,222
Глицерин	-17,0	290,0	2,424
Этиловый спирт	-117,0	78,5	2,424
Метиловый спирт	-97,8	64,5	-
Этиленгликоль	-11,5..17,5	197,5	2,717

Наиболее широкое распространение в качестве охлаждающих жидкостей получили антифризы на гликолевой основе. В настоящее время чаще всего используют моноэтиленгликоль (МЭГ) и реже монопропиленгликоль (МПГ).

Моноэтиленгликоль – это двухатомный спирт, представляющий собой ядовитую жидкость без запаха и цвета. МЭГ застывает при температуре минус 11,5°С и хорошо смешивается с водой. Главный недостаток этиленгликолевых жидкостей – высокая коррозионная активность. В качестве антикоррозионных присадок вводят динатрийфосфат и декстрин. Основной недостаток присадок этого поколения заключается в том, что, выполняя свои защитные функции, они теряют активность,

в результате чего антифризы приходится часто менять: через каждые 60 тыс. км пробега автомобиля или через 2 года, даже если машина не эксплуатировалась.

В настоящее время эта проблема решается путем применения ингибиторов нового поколения на основе карбоксилатной технологии. Отличие в работе присадок нового поколения заключается в том, что они образуют на защитных поверхностях материалов системы охлаждения тонкие защитные пленки. Кроме того, эти пленки способствуют более эффективному теплообмену между нагретыми деталями двигателя и охлаждающей жидкостью. Поэтому жидкости нового поколения способны эксплуатироваться до 5 лет или в течение 250 тыс. км пробега.

Жидкость МПГ не токсична, но более дорогостоящая по сравнению с МЭГ. Срок службы жидкости этого типа практически не ограничен. Кроме того, эти жидкости могут использоваться в качестве теплоносителей для отопительных систем жилых помещений.

1.3. Эффективность эксплуатации тракторов в течение года

Распределение на территории Российской Федерации средних температур воздуха в холодный период года показывает, что на 95 % территории температуры могут быть отрицательными. На этой территории эксплуатируется до 90 % автотракторной техники [91]. Следует отметить, что отечественные машины мало приспособлены к эксплуатации в столь широком температурном диапазоне окружающего воздуха. Кроме того, разработчиками современной автотракторной техники не всегда учитываются, а если и учитываются, то не в полном объеме, особенности зимней эксплуатации.

Особые трудности при зимней эксплуатации машин доставляет пуск двигателей (в некоторых случаях МТУ), особенно дизелей.

В настоящее время применяют следующие способы хранения автотракторной техники в межсменный период: закры-

тое в отапливаемых помещениях, закрытое в неотапливаемых помещениях и открытое на специальных площадках или по месту работы. Естественно, обеспечить весь парк работающей зимой техники теплыми стоянками в межсменный период не представляется возможным, и с экономической точки зрения это не всегда целесообразно. Так, в ряде публикаций приводят данные, что стоимость одного машиноместа сопоставима со стоимостью самой машины, а затраты энергии на обогрев одной машины превосходят затраты всех известных способов тепловой подготовки двигателя к пуску или поддержания его тепловой готовности к пуску в межсменный период.

Хранение техники на открытых площадках влечет за собой сокращение рабочего времени смены на 1…2 ч, которое затрачивается на пуск и прогрев. Кроме того, пуск холодного двигателя сопровождается форсированным износом деталей двигателя.

Снижение пусковых качеств двигателей в зимний период вызвано низким тепловым состоянием всех его систем, особенно систем питания. С понижением температуры возрастает вязкость дизельного топлива, топливо плохо распыливается форсунками, часть его конденсируется на стенках цилиндров и стекает в поддон двигателя, смывая масляную пленку, другая часть выбрасывается через выхлопную трубу в ОС. Таким образом, снижается количество горючей смеси в цилиндре двигателя, участвующей в процессе сгорания, что уменьшает индикаторный момент.

Важный фактор, усложняющий пуск двигателя при низких температурах, – резкое увеличение вязкости моторных масел. Так, например, с изменением температуры масла от плюс 100 °С до 0 °С вязкость зимних масел возрастает в 90–110, а летних – в 800 раз. Следует отметить, что современные двигатели имеют мощную пусковую систему. В системах смазки применяются высококачественные масла с высокими показателями индекса вязкости, в результате чего обеспечивается прокрутка коленчатого вала при пуске с необходимой частотой вращения в широком диапазоне температур ОС.

При низкой температуре особенно затруднен пуск двигателей с электростартерами. Причина заключается в снижении работоспособности аккумуляторных батарей из-за падения напряжения, уменьшения емкости, мощности и энергоотдачи, а также недостаточного заряда. С понижением температуры электролита повышается его сопротивление и вязкость, снижается скорость диффузии кислоты в порах активной массы и уменьшается растворимость серно-кислого свинца [222].

Как известно, автотракторные двигатели рассчитаны на работу в нормальных условиях (температура воздуха плюс 15 °С и давление 760 мм рт. ст.). С изменением температуры воздуха изменяются его физические свойства. Так, при понижении температуры воздуха его удельный вес и плотность увеличиваются, а вязкость уменьшается, что улучшает наполнение цилиндров воздухом.

Как видно из приведенной ниже формулы, повышение весового наполнения цилиндров создает возможность снимать с двигателя большую мощность при равных коэффициентах избытка воздуха (α):

$$N_e = C\frac{G_в}{a}\eta_м\eta_i\,, \qquad (1.8)$$

где C – постоянный коэффициент;

$G_в$ – расход воздуха, кг/ч;

$\eta_м$ – механический КПД;

η_i . – индикаторный КПД.

Фактически же зимой может наблюдаться снижение развиваемой двигателем мощности и увеличение расхода топлива. Это объясняется низким тепловым режимом ряда систем двигателя и их конструктивным несовершенством, что не всегда учитывается разработчиками. Например, при работе двигателей на пониженном тепловом режиме происходит закоксовывание распылителей форсунок, что ухудшает качество распыла топлива, способствует снижению мощности, повышению вероятности прогара поршней.

В зимний период за счет резкого повышения вязкости масла, отсутствия систем его тепловой подготовки и последую-

щего поддержания теплового режима на оптимальном уровне возрастают потери мощности в трансмиссии автотракторной техники. В итоге снижается производительность, увеличивается износ деталей и возрастает расход топлива на единицу сменной выработки.

Таким образом, краткий анализ особенностей эксплуатации автотракторной техники в различных климатических условиях, особенно в зимний период, позволяет сделать заключение о существовании очень важной для экономики страны проблемы создания мобильных энергетических средств, адаптивных к изменению внешних климатических факторов.

1.3.1. Виды выполняемых работ

Сельскохозяйственные тракторы предназначены для выполнения различных работ, связанных с механизацией технологических процессов в растениеводстве и животноводстве: полевых, транспортных, стационарных, погрузочно-разгрузочных и ряда других. Каждый вид работ характеризуется определенным нагрузочным и скоростным режимом, а также степенью полезного использования времени смены и долей использования тракторов на данной операции в общем годовом объеме работ.

Статистические данные по использованию тракторов тягового класса 3 свидетельствуют о том, что их общая занятость на пахоте составляет в среднем 30, на культивации-лущении – 10, на транспортных работах – 25 %. Оставшуюся часть времени тракторы используются на погрузочно-разгрузочных, бульдозерных работах, на стационаре и т. п. [36]. Незначительно отличаются от приведенных статистических показателей и данные Н. С. Ждановского, А. В. Николаенко [83], согласно которым, для тракторов класса 3 доля транспортных работ составляет 25…27 % от общего бюджета времени года, полевых – около 63 (в том числе вспашка – 37, дискование – 8, культивация – 5, посев и посадка – 5 %). Примерно 11 % приходится на другие виды работ. При этом структура годовой занятости несколько меняется в зависимости от природно-климатической зоны. Сведения об использовании тракторов на

разных видах работ в различных климатических зонах, по данным НАТИ, приведены в табл. 1.3 [83].

Таблица 1.3

Использование тракторов класса 30 кН на разных видах работ по климатическим зонам России,% от годового объема работ

Виды работ	Зона						
	СЗ	ЦНЧ	ЦЧ	ЮЗ	ПС	Ц	Средневзвешенная величина по количеству тракторов
Вспашка	15,5	23,8	34,4	44,7	39,4	32,6	32,0
Транспортные работы	31,1	30,4	16,0	6,3	23,4	25,9	22,0
Боронование	-	2,9	5,3	6,8	8,5	5,7	5,2
Погрузочно-разгрузочные и бульдозерные работы	24,6	17,3	15,0	0,5	1,4	-	8,1
Культивация	6,0	1,3	14,5	11,4	3,3	0,2	6,7
Дискование	7,5	9,0	0,9	2,7	2,2	8,2	5,4
Посев и посадка	1,1	1,7	1,8	3,4	7,2	5,6	3,8
Сеноуборка	0,3	2,7	1,8	3,7	4,0	1,9	2,5
Прочие работы	13,9	10,9	9,9	20,5	10,6	19,9	14,3

Примечание: СЗ – северо-западная; ЦНЧ – центральная нечерноземная; ЦЧ – центральная черноземная; ЮЗ – юго-западная; ПС – приволжская степная; Ц – центральная.

Анализ приведенных данных свидетельствует о том, что сельскохозяйственные тракторы используются в различных природно-климатических условиях, причем структура годовой занятости колеблется по регионам страны. Однако для любой зоны характерно то, что лишь малую часть времени (около 30…35%) тракторы тягового класса 3 заняты на выполнении наиболее энергоемких операций.

По некоторым данным [83, 91, 184], в зимний период эксплуатируется до 75% наличного парка тракторов и до 85% автомобилей [17]. Основные виды выполняемых работ – снегозадержание, транспортные и бульдозерные работы. На долю сельскохозяйственного транспорта приходится около 40…45%

всех затрат энергии в сельском хозяйстве. В общем годовом объеме работ на долю транспортных работ приходится 32,2 % [13], причем большая часть транспортных работ выполняется в зимний период.

С понижением температуры ОС резко сокращается производительность тракторов. Эти потери носят объективный характер в силу малой приспособленности отечественных тракторов к зимним условиям эксплуатации. Потерю производительности в хозяйствах компенсируют количеством используемых машин, что приносит им колоссальные убытки.

1.3.2. Загрузка тракторных двигателей при выполнении основных сельскохозяйственных операций

С точки зрения загрузки двигателя в процессе выполнения любой операции можно выделить следующие этапы: работа при рабочем ходе агрегата (основной этап, характеризуемый относительно высокой степенью загрузки двигателя), работа двигателя при холостом ходе агрегата, холостой ход двигателя при остановках и стоянках.

Как известно, наиболее экономичными режимами работы дизельных двигателей, в особенности оснащенных ГТН, являются режимы, близкие к номинальным. В то же время средняя загрузка двигателей тракторов класса 3 по годовому объему работ в большинстве типичных хозяйств не превышает 74 %, причем наибольшая нагрузка приходится на сентябрь (77,3 %), а наименьшая (66,5 %) – на январь [83].

Загрузка двигателей тракторов при выполнении различных сельскохозяйственных операций приведена в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Загрузка двигателя по мощности,%

Виды работ	Трактор класса 0,9	Трактор класса 1,4	Трактор класса 3
Вспашка	96	72	81
Посев и посадка	83	81	79
Транспортные работы	40	50	60
Средняя степень загрузки	59	69	74

Б. А. Взоров и др. [37] на основании опыта эксплуатации и результатов многочисленных исследований делают вывод о том, что средневзвешенная степень полезного использования мощности двигателей сельскохозяйственных тракторов в течение года невелика и составляет в большинстве случаев 50…65 %, а для тракторов новых марок (с двигателями большой мощности) этот показатель оказывается еще ниже. С этим нельзя не согласиться. Вследствие значительных колебаний тягового сопротивления агрегата загрузка двигателя не может быть равна единице. При нормировании механизированных работ и расчете состава МТА максимальная степень загрузки двигателя, например, трактора класса 3, не должна превышать 0,92.

Вообще для каждого вида работ, как указывают И. И. Трепенников, А. Н. Мининзон [275], существует предельно допустимая степень загрузки, обусловленная необходимостью резервирования части мощности для преодоления кратковременных перегрузок, трогания с места и разгона агрегата. Эта величина составляет на обработке почвы 0,92, посеве и уходе за посевами – 0,9, внесении удобрений и уборке – 0,8, транспорте – 0,65.

Режим работы тракторного двигателя определяется закономерностью изменения нагрузки на крюке. По данным ряда источников, тяговое усилие на крюке трактора колеблется в широких пределах и изменяется по закону Гаусса-Лапласа [68, 80]. Например, частотный спектр тягового сопротивления плуга изменяется от 0 до 15 Гц с выраженными максимумами дисперсий в пределах 0…0,75 и 2,5…4 Гц.

Для тракторных агрегатов степень неравномерности нагрузки колеблется от 0,12 до 0,35, а уровень нагрузки может одновременно изменяться как по амплитуде, так и по частоте.

Известно, что характер тягового сопротивления определяется скоростью тягового агрегата. Многими авторами отмечается, что при изменении скорости движения от 4,8 до 7,3 км/ч период колебания тягового сопротивления изменяется от 0,303 до 0,22; частота колебаний – от 3,3 до 4,55 циклов в секунду, степень неравномерности – от 0,2 до 0,162 [89]. Как указыва-

ет Б. В. Чагор [299], при вспашке тяговое усилие трактора МТЗ колеблется от средней величины на 15 %. Среднеквадратичное отклонение составляет 10,3 кН, степень неравномерности – 1,5.

Установлено, что для пропашного агрегата изменение неравномерности крутящего момента на валу двигателя подчиняется закону нормального распределения, аналогичная закономерность выявлена на культивации, севе, лущении и других операциях [68, 76, 295].

Дифференциальный закон нормального распределения случайных величин описывается выражением:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \exp\{-0,5[(x + m_x)\sigma_x]^2\}, \qquad (1.9)$$

где m_x – математическое ожидание случайной величины;

σ_x – среднеквадратичное отклонение.

Допуская $\sigma_x = 1$, получим функцию стандартизованной кривой нормального распределения:

$$f(z) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \exp(-\frac{z^2}{2}), \qquad (1.10)$$

где z – стандартизованное отклонение:

$$z = (x + m_x)\sigma_x . \qquad (1.11)$$

Построение деформированных кривых крутящего момента мощности показывает, что в условиях изменения нагрузки, описываемых нормальным законом распределения, нельзя получить максимальную мощность двигателя, равную развиваемой в условиях равномерной нагрузки. Например, для двигателя Д-245 трактора МТЗ-922 при вспашке наиболее вероятными являются режимы с текущим крутящим моментом ($M_к$) $M_k = (0,23...0,9)M_н$ при частоте вращения коленчатого вала двигателя (n) $n = (0,9...0,95)n_н$ (32 % времени работы) и $M_k = (0,12...0,7)M_н$ при $n = (0,46...0,6)n_н$, т. е. две выраженные зоны: первая соответствует основным технологическим операциям, вторая – различным вспомогательным. На транспортных операциях двигатель этого же трактора работает в широком диапазоне скоростных (от $n = 0,5n_н$ до $n_н$) и на-

грузочных (от 0,17 до $0,28M_н$) режимов. Степень использования мощности двигателя в данном случае находится в пределах 25…30 %.

Аналогичные показатели имеет двигатель СМД-62 трактора Т-150К, который выполняет различные сельскохозяйственные операции. Например, при выполнении транспортных операций математическое ожидание частоты вращения находится в пределах $0,7\,n_н$, а степень использования крутящего момента 22…75 %. В период поверхностной обработки почвы (культивация) частота вращения коленчатого вала может изменяться в пределах n = (0,5…0,95) $n_н$, а загрузка по крутящему моменту в пределах M_k = (0,45…0,75) $M_н$.

На грузоперевозках двигатель Д-440 гусеничного трактора ДТ-75М работает на более высоком скоростном режиме $n_н$ = (0,87…1,02) $n_н$ при степени загрузки по моменту до 40 %. На пахоте степень использования мощности двигателя возрастает: большую часть времени он работает на корректорном участке характеристики с эпизодическим заходом на регуляторную ветвь, что также нельзя считать оптимальным [295]. В то же время отмечается неустойчивая работа двигателя в зоне номинальной мощности, что подтверждается динамикой изменения нагрузки тракторного двигателя [81].

Особо своеобразны режимы работы двигателя трактора класса 3 с бульдозерным оборудованием. При этом двигатель загружен кратковременно и сравнительно равномерно и работает в зоне, близкой к корректорному участку скоростной характеристики [295].

Таким образом, средняя годовая загрузка двигателей тракторного парка составляет около 61 % номинальной мощности. Отчетливо просматривается тенденция к росту недогрузки двигателей тракторов. Так, средняя загрузка двигателей в 1960–1970 гг. была равна 69 %, в 1970–1980 гг. – 65 %, в 1990–2000 гг. – 50…55 % от номинальной мощности ($N_н$). Кроме того, в эксплуатационных условиях двигатель не работает на режиме номинальной мощности, а, не достигнув ее на 10…15 %, переходит на перегрузочный режим. В итоге снижа-

ется производительность агрегата и возрастает расход топлива, приходящийся на единицу продукции. Поэтому для снижения затрат на горючесмазочные материалы, наряду с максимальным использованием мощности двигателей при выполнении любой операции, необходимо проводить работы, направленные на повышение экономичности двигателей при работе на частичных нагрузках, или использовать другие более экономичные режимы работы двигателя.

1.3.3. Топливная экономичность

В настоящее время сельскохозяйственное производство является одним из основных потребителей топливно-энергетических ресурсов. Агропромышленный комплекс РФ потребляет около 60 млн т нефтепродуктов, 190 млрд кВт·ч электроэнергии, 20 млрд $м^3$ природного газа и 40 млн т угля. На каждый гектар пашни до 2000 г. у нас затрачивалось более 300 кг жидкого топлива, в США – 190, во Франции и Великобритания – 260 кг [257]. Энергоемкость же валового сельскохозяйственного продукта, произведенного в РФ, в 3–5 раз превышает уровень аналогичных затрат в США.

Известно, что энергоемкость сельскохозяйственного производства определяется многими факторами. Основными из них являются технологические приемы (традиционная, минимальная, нулевая обработка почвы) и технический уровень сельскохозяйственных машин, в том числе мобильных энергетических средств. Под техническим уровнем в данном случае понимается способность машин независимо от степени загрузки двигателя, температуры ОС и других внешних возмущений автоматически выбирать оптимальные режимы работы, позволяющие эксплуатировать машины с минимальными эксплуатационными затратами.

Работа сельскохозяйственных тракторов осуществляется в условиях непрерывно изменяющихся внешних воздействий, значение и характер которых зависят от вида операции, состава агрегата, физических свойств почвы, рельефа местности, климатических условий и т. д. Вследствие наличия этих и других

факторов на тракторный двигатель действует неустановившаяся (стохастическая) нагрузка. Время работы автотракторных двигателей на этом режиме может достигать 90 % общего времени работы [1].

Многие сельскохозяйственные операции выполняются с частичной загрузкой двигателя, который в большинстве случаев оснащен механическим регулятором частоты вращения коленчатого вала. Вследствие этого работа двигателя на регуляторной ветви характеристики сопровождается вибрацией рейки топливного насоса с частотой от 0 до 5 Гц, которая, в свою очередь, зависит от коэффициента вариации внешней нагрузки [307]. С приближением нагрузки к номинальному значению частота вибрации рейки снижается. При дальнейшем увеличении нагрузки от номинальной и выше (работа на корректоре) рейка упирается в упор и вибрация прекращается.

Вибрация рейки вызывает увеличение расхода топлива, например, у двигателя СМД-62 на 5,7, ЯМЗ-240Б – на 7,7, Д-240 – на 10 % [55]. Причиной этого является запаздывание реакции регулятора угловой скорости, вследствие чего в реальных условиях эксплуатации невозможно получить заложенные в конструкцию законы изменения цикловой подачи топлива. Отклонение от заданного закона цикловой подачи топлива зависит от амплитуды и частоты изменения момента сопротивления на коленчатом валу.

Колебания центробежного чувствительного элемента всережимного регулятора при воздействии на педаль управления подачей топлива в процессе выполнения технологической операции приводят к появлению дополнительных зон переходных процессов.

Следовательно, существующие механические регуляторы угловой скорости вращения коленчатых валов дизелей с жесткой обратной связью не могут обеспечить стабильность их угловой скорости вращения и, соответственно, равномерность подачи топлива форсункой в цилиндры двигателей, что приводит к ухудшению процесса смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателей. По этой

причине производительность и экономичность тракторных дизелей в эксплуатационных условиях могут ухудшаться до 25% [14, 15, 16].

Работа двигателя МТА характеризуется значительными колебаниями угловой скорости коленчатого вала и в диапазоне нагрузок, близких к номинальной, что сопровождается систематическим переходом с регуляторного на корректорный участок характеристики. Наилучшую экономичность можно получить в диапазоне нагрузок от номинального значения до режима максимального крутящего момента (корректорный участок). По данным НАТИ [90], работа на корректорном участке сопровождается снижением удельного расхода топлива на 2…2,5% и более. Это объясняется тем, что при снижении частоты вращения коленчатого вала увеличивается время на процесс смесеобразования и сгорания, снижаются механические потери, связанные с неравномерностью работы регулятора (вибрацией рейки).

Работа на корректорном участке возможна при полной загрузке двигателя и большой величине коэффициента приспособляемости по крутящему моменту, достигающему 35…45% [69]. Обычно такой коэффициент приспособляемости имеют двигатели постоянной мощности (ДПМ), оснащенные специально настроенной топливной аппаратурой, несколько измененной системой охлаждения и оснащенные, как правило, газотурбинным наддувом.

Многие современные автотракторные двигатели также оснащены газотурбинным наддувом, что позволяет поднять развиваемую двигателем мощность и повысить экономичность на номинальном режиме. На частичных нагрузках, как показали исследования, выполненные в НАТИ, ЦНИДИ, НАМИ, Новосибирском государственном аграрном университете и других организациях, экономичность двигателя без наддува выше, чем с наддувом, вплоть до 67…80% от номинальной мощности [70, 102, 103, 130, 198, 199]. Улучшение индикаторных и эффективных показателей объясняется в основном увеличением скорости нарастания давления вследствие существенно-

го снижения степени подогрева воздушного заряда при сжатии в компрессоре и уменьшения теплоотдачи из-за снижения температуры рабочего цикла и, следовательно, потерь теплоты с отработанными газами. Это заключение подтверждается также более поздними исследованиями [82].

Эксплуатация автотракторной техники в условиях низких температур сопряжена с увеличением расхода топлива. Например, фактический расход топлива в районах Крайнего Севера с особо суровыми условиями эксплуатации в 1,5–2 раза выше нормированного значения [104]. Причинами повышенного расхода топлива является низкий тепловой режим систем охлаждения, смазки, питания двигателя, а также узлов трансмиссии. В холодное время года, тем более при работе двигателя на частичных нагрузках и холостом ходу, очень трудно поддерживать требуемый тепловой режим двигателя (85…95 °С) [105, 296].

При работе на транспортных операциях, где имеют место остановки и холостые пробеги, двигатели постоянно работают на пониженных тепловых режимах. Температура жидкости в системе охлаждения двигателя в этот период не превышает 45…60 °С [107, 112, 296]. Низкая температура охлаждающей жидкости ухудшает процесс сгорания смеси в цилиндрах двигателя, способствует образованию на стенках камеры сгорания смолистых веществ и продуктов низкотемпературных окислительных процессов, увеличению потерь теплоты при сгорании в систему охлаждения, в результате чего возрастает расход топлива и интенсифицируется износ деталей [91]. Кроме того, пониженный тепловой режим характеризуется низкой температурой масла в двигателе, а следовательно, повышением вязкости масла и увеличением потерь мощности на трение [38].

Однако следует отметить, что современные двигатели с высокой степенью форсирования, оснащенные локальными системами автоматического регулирования теплового режима систем охлаждения и смазки, менее чувствительны к изменению температуры окружающего воздуха. Особенно это прояв-

ляется после прогрева двигателя до оптимального теплового режима.

Большой научный и практический интерес представляет зависимость топливной экономичности двигателя от температуры топлива. Температура топлива в головке топливного насоса в общем виде может быть представлена как функция:

$$T_T^г = f(T_{ос}; T_ж; T_T^б; q_ц; \tau_{пр}), \qquad (1.12)$$

где $T_{ос}$ – температура окружающего воздуха, К;

$T_ж$ – температура охлаждающей жидкости в двигателе, К;

$T_T^б$ – температура топлива в топливном баке, К;

$q_ц$ – цикловая подача топлива, г/цикл;

$\tau_{пр}$ – время прогрева, мин.

Поскольку температура топлива в головке насоса ($T_T^г$) является функцией пяти переменных, то говорить о ее стабильности очень сложно. От температуры топлива зависят его плотность, вязкость, коэффициент поверхностного натяжения, которые, в свою очередь, оказывают влияние на процесс подачи, качество распыливания, а значит, и на процесс сгорания.

Снижение температуры дизельного топлива сопровождается увеличением диаметра капель и их массы вследствие увеличения его плотности, кинематической вязкости и поверхностного натяжения [183]. В результате этого снижаются пусковые качества дизеля и возрастает расход топлива в период послепускового прогрева [108].

Улучшить качество процесса смесеобразования можно, видимо, путем подогрева топлива в период предпусковой подготовки и последующего поддержания его температуры на оптимальном уровне в период послепускового прогрева.

Имея представление об экономичности двигателя, трудно судить об экономичности трактора в целом, т.е. о расходе топлива на единицу выполненной работы, если не рассматривать процессы, происходящие в узлах и агрегатах трансмиссии. Эффективность использования трактора определяется в основном энергетическими и тягово-экономическими характеристиками его МТУ. От свойств и конструкции МТУ зависят

приспособленность трактора к переменной нагрузке, климатическим условиям и т. д.

На данный момент большинство современных, как отечественных, так и зарубежных, тракторов выпускается с механической трансмиссией, которая, наряду с двигателем постоянной мощности, дает возможность получать высокие тягово-экономические показатели. Следует обратить внимание на то, что тепловой режим трансмиссии обеспечивается за счет ее саморазогрева.

При низких температурах масло в узлах и редукторах трансмиссии остывает, его вязкость может возрастать в 100 и 1000 раз. В некоторых случаях становится невозможным начало движения машины с места без предварительного разогрева трансмиссии. Затраты мощности двигателя на преодоление момента сопротивления проворачиванию в трансмиссии могут достигать 40…60 % и более от номинальной мощности двигателя [17, 200]. Практически конечная температура масла в КП при работе машины превышает температуру наружного воздуха на 30…40 °С [296].

Таким образом, топливная экономичность трактора в условиях эксплуатации может быть существенно улучшена путем разработки и использования новых способов работы систем машин, устройств, реализующих эти способы, которые позволили бы машинам автоматически адаптироваться к изменениям внешних возмущающих факторов.

2. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАКТОРОВ В ЗИМНИЙ ПЕРИОД

2.1. Поддержание готовности тракторов к работе в межсменный период

Многообразие климатических условий существенно влияет на эффективность эксплуатации мобильных машин, особенно в зимний период, что приводит к ухудшению показателей надежности, снижению их экономичности.

В сельскохозяйственном производстве мобильная техника используется на подвозе, приготовлении и раздаче кормов, удалении отходов жизнедеятельности животных, а также транспортировке произведенной продукции. Все операции, связанные с производством животноводческой продукции, должны выполняться строго по расписанию и с минимальными затратами, что возможно при выборе соответствующего способа хранения машин в межсменный период, который, в свою очередь, способен обеспечить относительно высокий коэффициент технической готовности машин к работе.

2.1.1. Гаражное и безгаражное хранение

Как уже отмечалось, что около 95% территории РФ имеют отрицательные температуры. В зоне умеренного климата минимальная температура ОС достигает минус 40˚С, а продолжительность зимней эксплуатации составляет от 3 до 6 месяцев [104]. В этой зоне эксплуатируется более 60% автотракторной техники [185]. Поэтому вопрос поддержания готовности автотракторной техники, участвующей в производственном цикле, очень актуален.

Существуют два варианта гаражного хранения автотракторной техники: закрытый в неотапливаемом помещении и закрытый в отапливаемом помещении. В первом случае помещение располагают наполовину в грунте. Это сооружение может быть выполнено из кирпича, блоков, плит и т.д. В обязательном порядке оборудуется водогрейка, так как низкозамерзаю-

щие охлаждающие жидкости довольно дорого стоят и в ряде случаев их просто не применяют.

В качестве теплой стоянки могут использоваться цехи ремонтных мастерских, пункты технического обслуживания или специально построенные гаражи для теплой стоянки автотракторной техники. Теплые стоянки требуют мощного источника тепла, в качестве которого используются котельные, теплогенераторы, электрокалориферы, работающие, как правило, круглые сутки.

Бесспорно, теплые стоянки тракторов и автомобилей обеспечивают наилучшие условия межсменного хранения и постоянную готовность к работе не только двигателей, но и трансмиссий, аккумуляторов, технологического и навесного оборудования. Хранение в теплых помещениях сокращает простои машин и величину износов в период пуска, что в целом повышает эффективность использования автотракторной техники, улучшает условия труда.

Однако хранение машин в теплых помещениях требует больших ресурсов строительных материалов, капитальных затрат и текущих расходов на строительные работы, отопление и эксплуатацию. По данным Л.Г. Анискина [263], стоимость одного машиноместа в гараже сопоставима со стоимостью самого автомобиля, а расход тепла составляет 104,5…115,0 МДж/ч на один автомобиль. По другим данным, расход энергии на теплую стоянку одного трактора в год составляет около 10 Гкал и более.

Пуск двигателя в гараже сопровождается выбросом в замкнутый объем большого количества продуктов сгорания, паров топлива и т.п. Кроме того, для большинства современной автотракторной техники после пуска требуется работа на холостом ходу в течение 5…10 мин для ввода в действие пневматической тормозной системы. Для удаления продуктов сгорания требуется мощная вытяжная и приточная вентиляционная система, что резко увеличивает расход энергии. В реальных условиях такие системы, как правило, отсутствуют, и водителю приходится за экономию энергии платить здоровьем.

Следует также согласиться с мнением, что обеспечение всех работающих зимой машин теплыми стоянками – задача нереальная. В настоящее время хозяйства страны обеспечены пунктами технического обслуживания менее чем на одну треть от потребности, центральными ремонтными мастерскими обеспеченность составляет менее 60, теплыми стоянками – 10, типовыми машинными дворами – 20% [260]. По статистическим данным прошлых лет, в хозяйствах Сибири 53% гаражей представляли собой приспособленные помещения. Всего в гаражах размещалось до 38% тракторного парка. Остальные тракторы, эксплуатируемые зимой, хранились на открытых площадках [109, 222].

В настоящее время строительство теплых стоянок практически полностью прекращено. В первую очередь средства и строительные материалы используются для строительства жилья, помещений для животных и т.д. В лучшем случае для автотракторной техники могут быть построены легкие крытые неотапливаемые помещения. Поэтому вопрос безгаражного хранения автотракторной техники при низких температурах и поддержания ее работоспособности в период межсменного хранения приобретает еще большую актуальность.

На открытых площадках или по месту работы в межсменный период хранится более 50% тракторов и около 75% автомобилей [110, 185, 215, 226].

Под безгаражным хранением понимается процесс содержания технически исправных машин на открытых площадках в межсменный период, обеспечивающий их готовность к работе независимо от климатических условий. При этом следует различать два термина: подогрев и разогрев машины. Подогрев – тепловая подготовка, которая начинается сразу после возвращения машины на стоянку, а разогрев – тепловая подготовка остывшей машины, когда температура окружающего воздуха, агрегатов, масел, охлаждающей и других технических жидкостей выравнивается [104]. Необходимый уровень тепловой подготовки машин определяется минимальными затратами энергии, гарантирующими надежный пуск двигателя

и минимальные износы деталей, а также работоспособность всех систем машины.

При безгаражном хранении и разогреве машин стационарными источниками тепла или индивидуальными подогревателями резко снижается эффективность их использования в зимний период. Например, производительность машин уменьшается на 15…17% и более. Коэффициент технической готовности падает до 0,5, а затраты времени на подготовку двигателей к работе достигают 30% времени смены [18,111, 201].

Более привлекателен способ хранения с помощью подогрева машин в межсменный период. В этом случае коэффициент готовности машин к работе может приближаться к единице при сокращении затрат времени на их подготовку до минимума.

При отсутствии какого-либо источника тепла проблема подготовки машин к работе решается с помощью индивидуальных предпусковых подогревателей, что также имеет свои преимущества и недостатки.

Широко известен и другой способ поддержания нормального теплового состояния двигателя и других систем машины в период межсменных стоянок – периодические пуски-прогревы двигателя до определенных температур (самопрогрев). На данном этапе развития мобильных энергетических средств есть необходимость подойти к этому вопросу с новых позиций и технических возможностей. Основным критерием эффективности тепловой подготовки машины к работе должна стать не стоимость и сложность конструкций устройств, обеспечивающих подогрев, а высокий коэффициент готовности машин к работе, минимальные затраты энергии и максимально возможное сохранение их ресурса.

2.1.2. Способы и средства для тепловой подготовки

Наиболее широкое распространение в эксплуатационных условиях нашли следующие способы безгаражного хранения: групповой, автономный и самопрогрев двигателем (рис. 2.1). При групповом способе прогрева средства могут быть стационарными или передвижными.

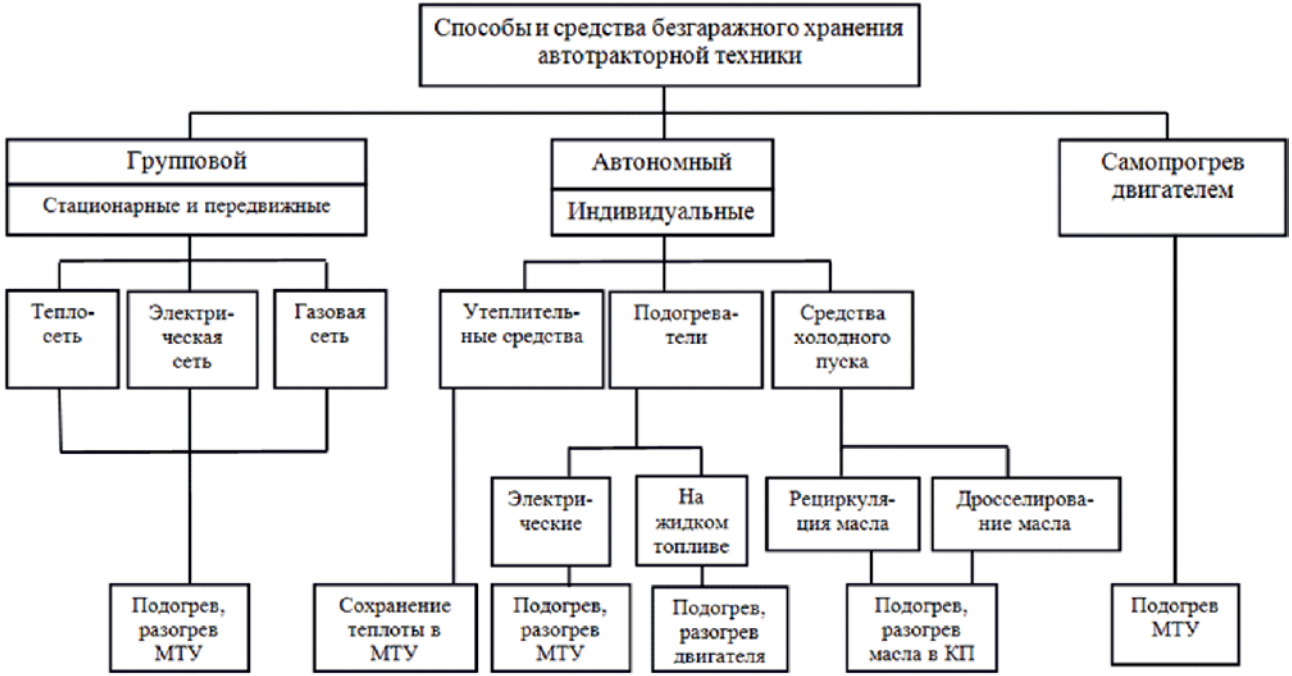


Рис. 2.1. Классификация способов и средств безгаражного хранения автотракторной техники

В качестве источника может применяться тепловая или электрическая энергия. Теплота от внешнего источника может быть использована в режиме межсменного подогрева или в режиме разогрева непосредственно перед началом работы машины. Использование дополнительного подвода теплоты в режиме подогрева более предпочтительно, чем в режиме разогрева. Подогрев машины способствует сокращению времени простоев в период подготовки к началу работы, так как исключаются дополнительные работы по заправке системы охлаждения двигателя водой, часто связанные с несчастными случаями. При подогреве дополнительный подвод теплоты компенсирует тепловые потери в период межсменных стоянок. В этом случае исключается вероятность неравномерного нагрева деталей и последующее их коробление.

К индивидуальным средствам относятся утеплительные чехлы, электрические подогреватели или подогреватели, работающие на жидком и газообразном топливе, и средства холодного пуска. Электрические подогреватели используются для подогрева или разогрева жидкости системы охлаждения двигателя, масла в двигателе и коробке передач, топлива в топливной системе и электролита в аккумуляторной батарее.

Наиболее широкое распространение получили жидкостные подогреватели отечественного производства типа ПЖБ и ПЖД или зарубежного, являющиеся неотъемлемой частью современных автомобилей и тракторов [112]. Однако в последнее время исследователи обеспокоены тем фактом, что довольно интенсивный разогрев холодного двигателя приводит к возникновению внутренних напряжений и, как следствие, к короблению и деформации его деталей, особенно таких, как блок-картер и головка. Одновременно на внутренних поверхностях двигателя образуется конденсат, что вызывает обводнение картерного масла, в результате чего важнейшие присадки выпадают в осадок.

Кроме того, сера, входящая в состав топлива, соединяясь с парами воды, благоприятствует интенсификации кислотной коррозии деталей.

Средства холодного пуска предназначены для улучшения условий смесеобразования и воспламенения топлива. К ним относятся свечи накаливания, электрофакельные подогреватели, факельные штифтовые свечи КамАЗ, термостарт CAV-357 фирмы «Лукас» [113]. Эти устройства гарантируют надежный пуск при температуре окружающего воздуха до минус 20 °С и лишь для дизелей с числом цилиндров восемь и более – до минус 25 °С. При более низких температурах холодный пуск может быть обеспечен только с помощью легковоспламеняющихся жидкостей [114]. Такой пуск характеризуется высокими значениями максимального давления сгорания (P_Z) и скорости нарастания давления ($dP / d\phi$). Поэтому ряд исследователей рекомендуют пуск с помощью легковоспламеняющейся жидкости как вынужденную меру.

Наиболее простой способ поддержания оптимального теплового режима двигателя в период межсменных стоянок – работа на холостом ходу (самопрогрев). Данный способ используется на карьерных работах, лесоразработках, междугородних перевозках и в других подобных ситуациях [39, 101]. Последствия такой эксплуатации известны – закоксовывание поршневых колец, распылителей, смыв смазки с поверхности цилиндров, разжижение моторного масла топливом, большой расход топлива и ресурса двигателя и резкое увеличение количества вредных веществ, выбрасываемых в ОС.

И все-таки, несмотря на ряд негативных моментов, самопрогрев двигателя является одним из эффективных способов поддержания теплового состояния в заданных пределах путем повторяющихся включений и отключений по мере остывания и прогрева [114]. Целесообразность этого способа подтверждается тем, что большинство автотракторных двигателей оснащаются однокаскадными электростартерными системами пуска, которые сравнительно просто автоматизировать. Работа двигателя в режиме автоматического пуска-прогрева, как известно, сопровождается выделением большого количества теплоты, которую можно использовать для поддержания теплового режима КП, аккумуляторных батарей и т.д. Однако

этот вопрос не может быть решен без оценки экономичности прогрева, работоспособности аккумуляторных батарей при низких температурах, величин износа основных деталей ЦПГ, надежности автоматического пуска и т.д.

2.1.3. Пуск и послепусковой прогрев двигателей

К автотракторным двигателям, оснащенным более простой и более надежной электростартерной системой пуска, предъявляются довольно жесткие требования по продолжительности пуска: не более трех попыток продолжительностью до 15 с. Отечественные автотракторные двигатели с этой системой без средств облегчения пуска запускаются только при температуре воздуха до минус 15 °С, а зарубежные до минус 20°С [277].

В ряде работ указывается на вероятность снижения пусковых качеств двигателя при установке на него ТКР. Однако конкретных результатов испытаний нет, поэтому какие-либо выводы делать по этому поводу нельзя, а обратить внимание на этот пробел в исследованиях стоит.

При пуске двигателя имеет место баланс крутящих моментов:

$$M_П + M_i \geq M_e + M_j, \qquad (2.1)$$

где $M_П$ – текущее значение крутящего момента пускового устройства;

M_i – текущее значение индикаторного крутящего момента двигателя;

M_e – текущее значение момента сопротивления проворачиванию;

M_j – текущее значение момента сопротивления проворачиванию от сил инерции.

После отключения пускового устройства пуск может состояться при условии:

$$\frac{M_i}{M_e + M_j} > 1. \qquad (2.2)$$

Если учесть, что M_j составляет 1…3 % от M_e, то готовность двигателя к пуску будет определяться в основном значе-

ниями M_e и M_i. Известно, что повышение M_i и снижение M_e возможно при стоянках трактора или автомобиля в отапливаемых помещениях или в результате тепловой подготовки отдельно двигателя, масла, охлаждающей жидкости или подаваемого форсункой в камеру сгорания топлива.

При прочих равных условиях необходимо отдавать предпочтение способам, требующим минимальных затрат энергии на предпусковую подготовку, что условно можно записать как

$$L_e = N \cdot \tau \rightarrow \min, \qquad (2.3)$$

где L_e – работа;

N – мощность устройства предпусковой подготовки;

τ – время работы устройства.

Очевидно, что уменьшение затрат энергии на предпусковую подготовку может быть достигнуто путем применения способов, обеспечивающих надежный пуск при минимальной массе подогреваемых элементов двигателя:

$$Q = c \cdot m_э \cdot \Delta T_э, \qquad (2.4)$$

где c – теплоемкость материалов элемента;

$m_э$ – масса подогреваемого элемента;

$\Delta T_э$ – изменение температуры элемента в период подогрева.

Анализ выражений (2.2) и (2.4) показывает, что сокращения времени предпусковой подготовки двигателей следует добиваться путем подогрева минимальной массы его отдельных элементов, обеспечивающих резкое увеличение индикаторного крутящего момента либо резкое снижение момента сопротивления проворачиванию коленчатого вала.

Величина M_i определяется количеством горючей смеси, прогреваемой в цилиндре, и качеством процесса смесеобразования. В связи с тем, что расход топлива за время пуска составляет 1…10 г, а количество моторного масла и жидкости в системе охлаждения превышает этот расход на три-четыре порядка, то подогрев топлива, видимо, может быть более эффективным. Кроме того, вязкость масла можно поддерживать на минимально допустимом уровне без его тепловой подготовки применением зимних, загущенных и синтетических ма-

рок, а также разжижением масла легкоиспаряющимися жидкостями, например, бензином.

В пусковой период момент начала воспламенения в цилиндре дизеля определяется температурой воздуха в конце такта сжатия (T_c), минимальной критической температурой в цилиндре ($T_{\min}$), при достижении которой может начаться переход от предпламенных окислительных процессов к горячему пламени. При этом должно быть справедливо неравенство:

$$T_c \geq T_{\min}, \tag{2.5}$$

$$T_{\min} = T_S + \Delta T_S, \tag{2.6}$$

где T_S – температура самовоспламенения топлива;

ΔT_S – перепад температур, необходимый для обеспечения воспламенения топлива.

Экспериментами установлено, что величина ΔT_S при пуске двигателя может быть в пределах от 150 до 200 К. Этот перепад температур определяет затраты энергии на активацию поданного в камеру сгорания топлива. В процессе предпламенных реакций происходит нагрев топлива в камере сгорания, испарение и частичное его окисление с образованием перекисей и гидроперекисей. Таким образом, самовоспламенение топлива при запуске дизеля происходит только тогда, когда температура сжатия достигает или превышает минимальную критическую температуру.

Температура самовоспламенения дизельного топлива определяется групповым и фракционным составом и зависит от давления среды. При атмосферном давлении дизельное топливо самовоспламеняется в пределах 543…606 К [33]. С повышением давления среды температура самовоспламенения топлива снижается (табл. 2.1).

А. В. Николаенко, В. Н. Хватов [216] утверждают, что пуск становится возможен, если T_c при впрыскивании топлива достигает 613…618 К. При температуре ОС минус 30 °С и вращении коленчатого вала с частотой 100 мин$^{-1}$ T_c может достигать значений 503…533 К. Увеличение частоты вращения

коленчатого вала до 200 мин$^{-1}$ сопровождается соответствующим повышением температуры в конце такта сжатия до 533…573 К [85, 216, 249].

Таблица 2.1

Зависимость температуры самовоспламенения дизельного топлива от давления среды

Давление среды, МПа	0,3	0,9	1,5	3,0
Температура самовоспламенения дизельного топлива, К	673	535	483	473

Как видно из табл. 2.1 и приведенных выше данных, при температуре ОС минус 30 °С температура воздуха в конце сжатия выше температуры самовоспламенения топлива, но двигатель не запускается. Причиной является то, что окислительный процесс может начаться только после предпламенной подготовки топливовоздушной смеси в камере сгорания: нагрев и испарение топлива, частичное окисление. В результате происходит значительное снижение температуры топливовоздушной смеси в камере сгорания. При малых значениях T_C снижается скорость предпламенных процессов, что ухудшает испарение и делает процесс сгорания более «вялым» [71, 202, 261]. Период задержки может увеличиться настолько, что основная фаза сгорания сдвигается за ВМТ и воспламенение может не состояться [298, 223].

На период задержки оказывает влияние температура топлива [115]. Подогрев топлива до 353…393 К увеличивает скорость испарения и смесеобразования, что повышает скорость предпламенных реакций [56, 84]. Более высокий подогрев топлива («термофорсирование») до 473 К и выше сопровождается термической деструкцией молекул и образованием химически активных непредельных углеводородов, являющихся самыми реакциеспособными [57, 94].

Приведенные данные показывают, что развиваемым в цилиндре двигателя индикаторным моментом в период пуска можно управлять не только величиной температуры в конце такта сжатия, но и путем изменения температуры топли-

ва в форсунке. При этом подогрев топлива дает возможность увеличить общее теплосодержание топливовоздушной смеси в конце такта сжатия, повысить дисперсность топлива, поданного форсункой в цилиндр, увеличить начальную температуру капель и уменьшить период задержки воспламенения. Все это, несомненно, представляет научный и практический интерес.

Для дизельного автотракторного двигателя оптимальной температурой охлаждающей жидкости считается 85…95 °С. При более низких температурах в процессе сгорания топлива образуются продукты низкотемпературных окислительных процессов, которые способствуют интенсивному нагарообразованию, возникновению коррозии, износу цилиндров, поршней и поршневых колец двигателя. На охлажденных стенках цилиндров конденсируется топливо, которое смывает слой смазки со стенок цилиндров, что ведет к интенсификации механических износов и действия коррозии.

При низкой температуре охлаждающей жидкости и масла, что характерно для периода послепускового прогрева двигателя, потери мощности на трение значительно возрастают. При прочих равных условиях это является следствием повышения вязкости масляного слоя [203, 250, 278]. По мере прогрева двигателя потери на трение снижаются. Наиболее резкое падение потерь наблюдается при прогреве жидкости в системе охлаждения до 65 °С [290]. По данным Г. Р. Рикардо, снижение температуры воды в системе охлаждения двигателя от 60 °С до 30 °С привело к увеличению потерь на трение до 33 % [250].

В период послепускового прогрева двигателя часовой расход топлива изменяется по экспоненте. Расход топлива достигает минимального значения при прогреве охлаждающей жидкости и масла до температуры 60…65 °С и выше.

Повышенный расход топлива двигателем в период прогрева – результат не только значительного увеличения потерь на трение, но и низкого качества процесса смесеобразования. Из-за низкого теплового режима двигателя топливо, подаваемое в камеру сгорания, не успевает полностью испариться и сгореть. Известно, что воспламенение возможно при до-

стижении критической температуры, при которой наступает тепловое равновесие: отвод теплоты в стенки и затраты на испарение капель равны выделяющейся теплоте в результате предпламенного окисления паров топлива. В период прогрева возможен выброс части топлива в виде паров в ОС. Другая часть, конденсируясь на холодных стенках цилиндров, попадает в поддон двигателя, разжижая моторное масло.

Анализ литературных источников показал, что довольно хорошо изучена зависимость потерь на трение в двигателе от температуры охлаждающей жидкости и масла в системе смазки двигателя. Имеется достаточно большое количество публикаций по влиянию теплового режима двигателя на его индикаторные показатели [111, 186]. Существуют работы, посвященные изучению зависимости качества смесеобразования от температуры топлива [71, 227, 262].

Отечественные автотракторные двигатели оснащены системой питания, тепловой режим которой не регулируется. Подогрев топлива в системе питания происходит путем теплопередачи от нагретых деталей двигателя и обдува ряда узлов и деталей топливной аппаратуры теплым воздухом, прошедшим через охлаждающие радиаторы. Температура топлива в головке топливного насоса в летний период достигает 75 °С, а в зимний при температуре ОС минус 40 °С не превышает плюс 20 °С при наличии на двигателе утеплительного чехла [279]. При отсутствии утеплительных приспособлений температура топлива в головке может снижаться до минусовых значений. Изменение температуры топлива в головке топливного насоса вызывает соответствующее изменение цикловой подачи. Например, в исследованиях Г. А. Ташкинова [279] показано, что с понижением температуры топлива на 10 °С цикловая подача увеличилась на 3 %.

При температуре топлива выше 80 °С возрастают утечки, неравномерность его подачи к форсункам, повышается коэффициент сжимаемости и, как следствие, снижается давление впрыска [42, 228]. Поэтому в ряде публикаций [43, 44] рекомендуется стабилизировать температуру топлива в головке

насоса на заданном уровне и поддерживать ее независимо от температуры ОС, охлаждающей жидкости в системе охлаждения и нагрузочного режима двигателя.

Полнота сгорания топлива определяется температурой охлаждающей жидкости, но в большей степени температурой топлива в распылителе в момент подачи его в камеру сгорания. Имеющиеся литературные данные не позволяют судить о требуемой степени подогрева топлива в форсунке. Отсутствуют также работоспособные конструкции встроенных в форсунку устройств, регулирующих ее тепловой режим, начиная с момента пуска и на протяжении всего послепускового прогрева.

2.1.4. Особенности пуска двигателя с ГТН

Пуск дизельного двигателя при низкой температуре ОС без предварительной тепловой подготовки связан со значительными трудностями, вызванными ухудшением прокачиваемости топлива через фильтрующие элементы, снижением температуры воздуха в конце такта сжатия, снижением качества распыливания впрыскиваемого форсункой топлива, повышением вязкости картерного масла, снижением ёмкости аккумуляторных батарей и т. д. [1]. Каждый из перечисленных эксплуатационных факторов может стать причиной отказа при попытке пуска двигателя. Кроме того, показатели одного и того же двигателя, характеризующие процесс пуска, при прочих равных условиях, в зависимости от его комплектации (с наддувом, без наддува) могут значительно отличаться [317].

Анализ литературных данных показал, что в настоящее время влияние системы газотурбинного наддува (ГТН) на пусковые качества двигателя изучено недостаточно.

Эксперименты проводились на двигателе СМД-62. В процессе пуска на ленту осциллографа Н-117 записывались следующие параметры: частота вращения коленчатого вала двигателя и ротора ТКР, расход воздуха, давление конца такта сжатия и максимальное давление сгорания, разрежение во впускном коллекторе, временные отметки. Пуск двигателя осуществлялся в режиме максимальной подачи топлива. Запись па-

раметров пуска производилась до выхода коленчатого вала двигателя на максимальную устойчивую частоту вращения. Временем пуска считалось время от начала проворачивания коленчатого вала до момента вывода из зацепления шестерни редуктора пускового двигателя с венцом маховика (срабатывание автомата редуктора). Срабатывание автомата редуктора происходит при достижении частоты вращения коленчатого вала двигателя 600–680 мин$^{-1}$. Время пуска регистрировалось на ленте осциллографа и дополнительно определялось с помощью секундомера.

Сравнительные испытания показали, что время пуска двигателя с газотурбинным наддувом значительно превышает аналогичный показатель двигателя без наддува, причем разница во времени возрастает с понижением температуры двигателя (рис. 2.2).

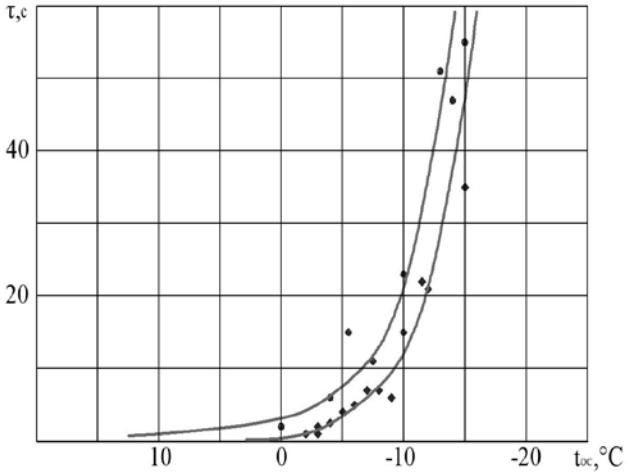


Рис. 2.2. Зависимость времени пуска двигателя СМД-62 от температуры ОС:

без ТКР; с ТКР

Так, например, при температуре минус 10^{0}С двигатель без наддува запустился через 12 с, а двигатель с наддувом – через 22 с, т.е. время пуска увеличилось почти в 2 раза. При этом

следует отметить, что время прокручивания коленчатого вала, установленное ГОСТ Р 53840–2010, при пуске дизельного двигателя не должно превышать 15 с, и он должен надежно запускаться не более чем с трех попыток. Таким образом, пусковые качества двигателя с наддувом соответствуют требованиям ГОСТ при температуре не ниже минус 8°С, а двигателя без наддува – не ниже минус 12°С.

Эксперименты показали, что сразу после пуска коленчатый вал двигателя достигает устойчивой частоты вращения, которая ниже номинальной (2100 мин$^{-1}$). Судя по частоте вращения, двигатель работает с полной подачей топлива на корректорном участке внешней характеристики (рис. 2.3). Корректор вступает в работу при частоте вращения коленчатого вала двигателя менее 2050 мин$^{-1}$.

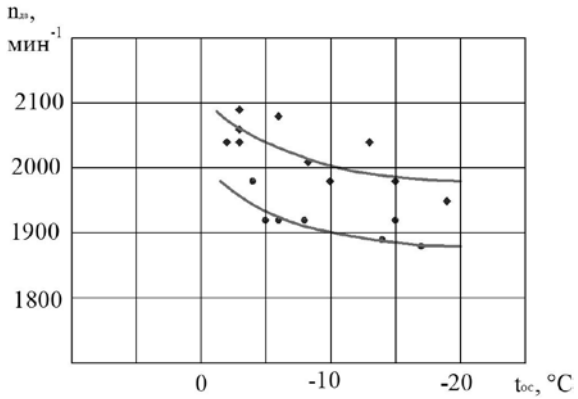


Рис. 2.3. Зависимость максимальной устойчивой частоты вращения коленчатого вала двигателя после пуска от температуры ОС:

без ТКР; с ТКР

Устойчивая частота вращения коленчатого вала у двигателя без наддува на 110–130 мин$^{-1}$ больше, чем с наддувом, в пределах исследуемого температурного диапазона. Кроме того, устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя с понижением температуры «холодного» пуска снижается. Например, у двигателя без наддува в интервале температур «холод-

ного» пуска от 0°С до минус 20°С частота вращения снизилась с 2100 до 1980 мин$^{-1}$, а с наддувом – с 2010 до 1880 мин$^{-1}$.

Снижение частоты вращения двигателя при наличии ТКР можно объяснить затратами мощности на его привод. Дело в том, что ТКР при разгоне в период пуска создает значительное сопротивление на линии выпуска, что сопровождается существенными потерями мощности, развиваемой двигателем. В более ранних работах было установлено, что на привод ТКР может затрачивается до 24 кВт. Большая часть этой мощности приходится на принудительный выпуск.

Снижение частоты вращения, кроме всего прочего, вызвано увеличением потерь на трение в сопряжениях двигателя и потерь от неполноты сгорания топлива. Известно, что с понижением температуры ОС (а значит и топлива) сокращается количество мелких частиц топлива, принимающих участие в сгорании. Это является причиной дымного выхлопа (выхлопные газы имеют бело-сероватый цвет) и выброса в ОС большого количества вредных веществ в период пуска и прогрева дизельных двигателей в условиях низких температур.

В исследовании [317] представлены результаты пусковых испытаний дизельного двигателя с турбонаддувом, целью которых являлось сравнение эмиссии вредных веществ в процессе пуска при разных исходных температурах охлаждающей жидкости. Пиковое значение выбросов окислов азота и сажи наблюдается в момент разгона коленчатого вала двигателя сразу после отключения стартера. Всплеск выбросов сопровождается замедлением разгона ротора ТКР и падением давления во впускном коллекторе.

Для быстрой нормализации процесса сгорания в период пуска и снижения вредных выбросов необходимо, чтобы ТКР как можно быстрее выходил на максимальную частоту вращения. Однако быстрый разгон ротора ТКР чреват повышенным износом его подшипника из-за задержки подачи масла. В связи с этим большой научный и практический интерес представляет характер зависимости максимальной частоты вращения ротора ТКР от температуры «холодного» пуска двигателя

(рис. 2.4). Величина максимальной частоты вращения ротора в момент пуска и выхода на устойчивую частоту вращения коленчатого вала находится в пределах 16…26 тыс. мин$^{-1}$.

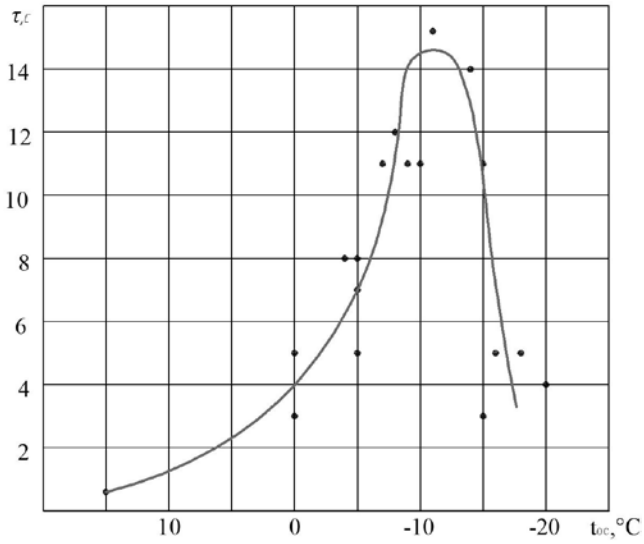


Рис. 2.4. Время разгона ротора ТКР до максимальной частоты вращения в период пуска в зависимости от температуры ОС

Из графика видно, что при температуре ОС плюс 15°С время разгона ротора ТКР до максимальной частоты вращения составляет 0,5...1,0 с, а при температуре минус 12...14°С – 14,0...14,5 с. Причина увеличения времени разгона ротора до максимальной частоты вращения очевидна – повышение вязкости масла в сопряжениях «вал – втулка». Дальнейшее понижение температуры «холодного» пуска сопровождается резким снижением времени разгона ротора ТКР до максимальной частоты вращения. Например, при температуре минус 14...18°С время снижается до 4...5 с. Резкое сокращение времени раскрутки ротора можно объяснить следующим образом. При низких температурах даже незначительное понижение температуры масла вызывает существенное увеличение его вязкости. При температуре, близкой к температуре застыва-

ния, вязкость настолько повышается, что количество подаваемого в подшипниковый узел масла не компенсирует его утечки. Кроме того, масло под действием сил трения разжижается и вытекает из подшипника. Работа ТКР в таком режиме может привести к преждевременному его выходу из строя. Очевидно, что для исключения «масляного голодания» подшипника в режиме пуска необходимо отключать ТКР либо обеспечить своевременную подачу масла, например, с помощью устройства по патенту RU 131087 [166]. Следует обратить внимание на то, что подобные процессы могут наблюдаться на других марках двигателей с газотурбинным наддувом.

На рис. 2.5 представлена осциллограмма разгона коленчатого вала, ротора ТКР и расхода воздуха при пуске двигателя.

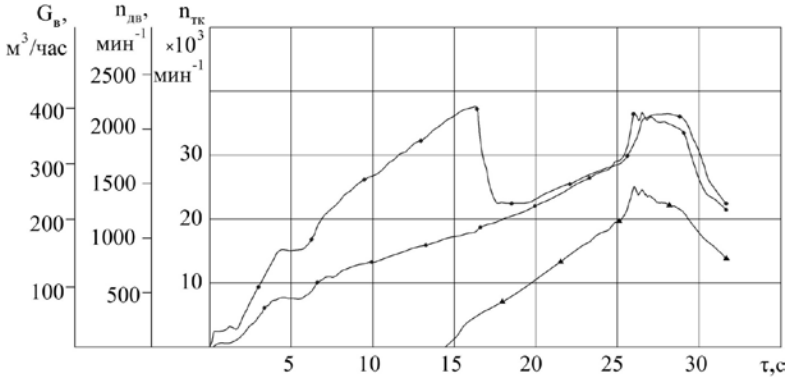


Рис. 2.5. Осциллограмма разгона коленчатого вала, ротора ТКР и расхода воздуха при пуске двигателя ($t_{ж} = -8$ °С):

частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$;

расход воздуха, м^3/ч;

частота вращения ротора ТКР, мин$^{-1}$

На осциллограмме хорошо просматриваются следующие участки: вращение коленчатого вала на пусковой частоте (160...170 мин$^{-1}$), пуск-разгон до момента отключения автомата пускового редуктора (600...680 мин$^{-1}$), разгон коленчатого вала двигателя до 1890...1920 мин$^{-1}$ с последующим выбегом до 1100...1150 мин$^{-1}$, повторный разгон до максимальной ча-

стоты вращения коленчатого вала, которая определяется тепловым состоянием двигателя, и далее устойчивая работа на холостом ходу. Испытания показали, что сразу после пуска двигатель работает с полной подачей топлива (в ряде случаев в работу включается корректор). Этот период характеризуется тем, что часть топлива сгорает, а часть не сгорает и выбрасывается в ОС в виде продуктов неполного окисления, а также паров. Часть сгоревшего топлива расходуется на преодоление внутренних потерь на трение в узлах и агрегатах МТУ. Величина этих потерь, как показали выполненные ранее исследования, достигает больших величин.

Пропуски вспышек горючей смеси в период разгона многие исследователи объясняют большим периодом задержки воспламенения, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала вызывает смещение угла начала сгорания за ВМТ, и вспышки прекращаются [223].

Характер кривой расхода воздуха аналогичен кривой частоты вращения коленчатого вала двигателя за исключением участков «разгон – выбег». При этом изменение расхода воздуха в зависимости от частоты вращения сглаживается наличием неработающего ТКР (ротор не вращается). Раскрутка ротора ТКР начинается по истечении 14...15 с и достижении частоты вращения коленчатого вала двигателя 1400...1500 мин$^{-1}$. По истечении 25 с от начала пуска двигателя происходит резкое увеличение частоты вращения ротора ТКР и соответствующее возрастание расхода воздуха, что вызвано устойчивой работой всех цилиндров двигателя и нарастанием температуры выхлопных газов (ВГ) перед сопловым аппаратом турбины. В этот незначительный промежуток времени (3 с) расход воздуха увеличивается с 290 до 370 м^3/ч, что, несомненно, способствует улучшению процесса сгорания.

Результаты экспериментальных исследований, как отмечалось ранее, показали, что ТКР при пуске и последующей работе на частичных нагрузках создаёт значительное сопротивление во впускном и выпускном трактах, увеличивая насосные потери [6].

При прокручивании коленчатого вала «холодного» двигателя электромашиной тормозного стенда на пусковой частоте вращения было установлено, что разрежение во впускном коллекторе двигателя с наддувом выше, чем без наддува (рис. 2.6).

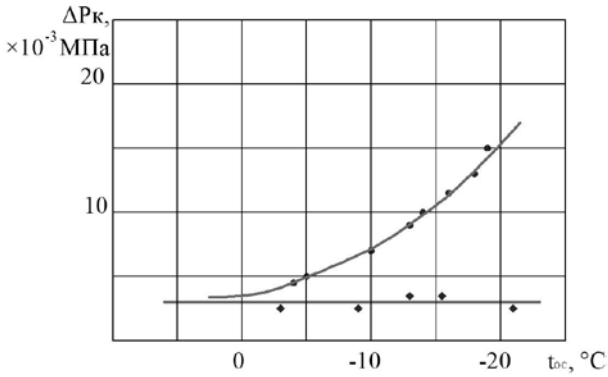


Рис. 2.6. Зависимость разрежения во впускном коллекторе от температуры окружающего воздуха:

без ТКР; с ТКР

Из рисунка видно, что величина разрежения во впускном коллекторе двигателя ($\Delta P_к$) без наддува постоянна на уровне $2{,}5\cdot10^{-3}\ldots3{,}0\cdot10^{-3}$ МПа и не зависит от его теплового состояния. В то же время величина разрежения у двигателя с наддувом с понижением его теплового состояния гиперболически возрастает. Например, если при температуре 0°С разница между разрежением во впускном коллекторе двигателей с наддувом и без наддува составляла $0{,}5\cdot10^{-3}\ldots0{,}6\cdot10^{-3}$ МПа, то при минус 20°С она возрастает до $12\cdot10^{-3}\ldots13\cdot10^{-3}$ МПа. Причина увеличения разрежения с понижением температуры «холодного» пуска двигателя, видимо, связана со снижением частоты вращения ротора ТКР из-за значительного повышения вязкости масла. Следует отметить, что двигатель в период испытаний работал на масле марки М-8-$Г_2$. Зимнее моторное масло данной марки застывает при температуре минус 25°С. Следовательно, вязкость масла с температурой минус 18…20°С была предельной, при которой возможен пуск двигателя без

предварительного разогрева. Очевидно, что имеющее место значительное увеличение разрежения на линии всасывания не может не отразиться на расходе воздуха, коэффициенте наполнения и давлении конца такта сжатия.

Проведенные экспериментальные исследования позволили установить, что коэффициент наполнения (η_v) на пусковой частоте вращения коленчатого вала у двигателя с наддувом находится в пределах 0,69…0,72, а без наддува – 0,78…0,82.

Индицирование показало, что наличие на двигателе ТКР сопровождается некоторым снижением давления конца такта сжатия на пусковой частоте, которое более отчетливо проявляется при низких температурах ОС. Например, при температуре минус 20°С давление снижается в среднем на 0,09…0,12 МПа (рис. 2.7).

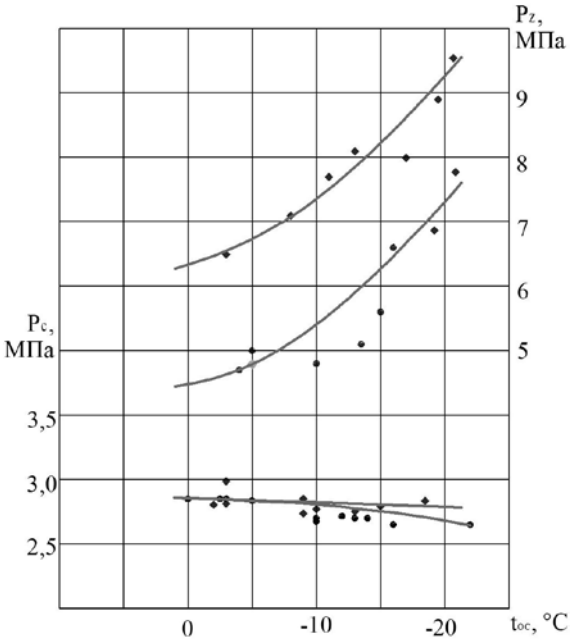


Рис. 2.7. Зависимость давления конца такта сжатия и максимального давления газов в цилиндре от температуры ОС:

◆——◆——◆ без ТКР; ◆——◆——◆ с ТКР

С понижением температуры «холодного» пуска просматривается тенденция к увеличению разности между давлением конца такта сжатия у двигателя с наддувом и без наддува. Падение давления конца такта сжатия в камере сгорания сопровождается соответствующим снижением температуры T_c и, следовательно, ухудшением пусковых качеств. Значительного снижения сопротивления на линии всасывания можно добиться с помощью перепускного (обратного) клапана, который устанавливается во всасывающем коллекторе или в компрессоре [176].

С другой стороны, сопротивление на выпуске (наличие газовой турбины) благоприятствует улучшению пусковых качеств двигателя, что отмечается в ряде литературных источников. Сопротивление на выпуске ведет к увеличению коэффициента остаточных газов. В период пуска остаточные газы представляют собой продукты промежуточных предпламенных окислительных процессов, которые увеличивают концентрацию частиц топлива, принимающих участие в сгорании. Кроме того, сопротивление на выпуске способствует некоторому увеличению температуры остаточных газов.

Таким образом, увеличение концентрации частиц топлива в остаточных газах и их температуры в конечном счете улучшает пусковые качества двигателя.

В результате этого снижаются затраты теплоты заряда воздуха на активацию топливного факела, что может частично компенсировать снижение пусковых качеств из-за сопротивления на впуске.

Максимальное давление газов в цилиндре у двигателя без наддува на 1,8…2 МПа выше, чем с наддувом. При изменении температуры «холодного» пуска от 0°С до минус 20°С максимальное давление газов у двигателя без наддува возрастает от 6,4 до 9,2 МПа, а с наддувом – от 4,6 до 7,2 МПа [165].

Повышение максимального давления газов объясняется увеличением периода задержки воспламенения у двигателя без наддува, что вызывает повышение скорости нарастания давления в цилиндре, сокращение продолжительности пери-

ода горения и соответственно уменьшение потерь в систему охлаждения и с ОГ, что в итоге способствует сокращению времени пуска двигателя.

Таким образом, установка турбокомпрессора оказывает значительное влияние на внутрицилиндровые показатели, процесс газообмена, что в конечном счете отражается на пусковых качествах двигателя и снижает загрязнение ОС.

2.1.5. Способ работы дизельного двигателя в пусковой и послепусковой период

Эксплуатация машин с дизельными двигателями в зимний период на территории РФ представляет большую проблему, которая заключается, прежде всего, в том, что холодный пуск двигателя затруднен, а в ряде случаев невозможен. Кроме того, работа двигателя в послепусковой период характеризуется большой неполнотой сгорания топлива, интенсивным износом деталей ЦПГ, существенным увеличением вредных выбросов в атмосферу и, как следствие, большим расходом топлива. В настоящее время существующая проблема решается путем организации круглосуточной работы машин, их хранения в межсменный период в отапливаемых помещениях, на открытых площадках с использованием энергии от других источников, применения автономных подогревателей и накопителей энергии, а также пусковых жидкостей.

Вышеперечисленные способы обеспечения готовности двигателя к пуску и последующей работе имеют ряд существенных недостатков:

– большие затраты энергии на поддержание оптимального теплового режима, при котором гарантируется надежный пуск двигателя;

– большие капитальные вложения;

– значительные потери времени на подготовку машины к пуску;

– повышенный расход топлива;

– загрязнение окружающей среды вредными выбросами в период пуска и послепускового прогрева.

Очевидно, что предпочтение нужно отдавать тем способам, которые требуют минимальных затрат энергии на предпусковую подготовку и способствуют качественному процессу сгорания топлива в период пуска и послепускового прогрева.

Известно, что современные двигатели имеют мощную пусковую систему, а в системах смазки применяются высококачественные масла с высокими показателями индекса вязкости, в результате чего обеспечивается прокрутка коленчатого вала двигателей при пуске с необходимой частотой в широком диапазоне температур ОС. Следовательно, надежность пуска в данном случае будет определяться только температурой воздуха в камере сгорания в конце такта сжатия и температурой топлива на выходе из сопел форсунки (рис. 2.8, 2.9).



Рис. 2.8. Процесс распыливания топлива форсункой двигателя Д-144 (температура топлива в форсунке минус 23°С)



Рис. 2.9. Процесс распыливания топлива форсункой двигателя Д-144 (температура топлива в форсунке плюс 150°С)

Очевидно, что затраты энергии в данном случае по сравнению с другими вариантами тепловой подготовки к пуску могут быть минимальными.

В период холодного пуска дизеля топливо подается форсункой в камеру сгорания в виде топливных струй (см. рис. 2.8), которые плохо распыливаются. При этом большая

часть неиспарившегося топлива достигает холодных стенок цилиндра и не участвует в сгорании, смывая масло с поверхности цилиндра, попадает в поддон двигателя, что способствует интенсификации износов деталей двигателя. Другая часть холодного топлива (мелкораспыленного), подаваемого в камеру сгорания форсункой, нагревается, испаряется и перегревается за счет теплоты слоев воздушного заряда, прилегающих к топливному факелу. В результате происходит значительное снижение температуры воздуха по оси топливных факелов (по ряду данных, как отмечалось ранее, до 150…200°С). Это объясняется скоротечностью процесса тепломассообмена и недостаточной турбулизацией воздушного потока. В итоге двигатель не запускается, а если и запускается, то при прогреве будет работать с перерасходом топлива и выбросом в атмосферу большого количества вредных веществ. Наличие значительного перепада температур по оси топливных факелов требует повышения на эту величину температуры конца такта сжатия. Эту температуру можно увеличить за счет увеличения степени сжатия или с помощью подогрева воздуха. Если в первом случае технические возможности практически исчерпаны, то во втором случае требуется мощный подогреватель воздуха, который сложно обеспечить энергией от бортовых источников питания.

Исследования, выполненные автором, показали, что если топливо, находящееся в форсунке, перед его подачей в камеру сгорания подвергнуть нагреванию, то сохраняется та часть энергии воздушного заряда, которая затрачивалась ранее на нагрев, испарение и перегрев топлива, выходящего из сопел форсунки. Активность топливных факелов в данном случае возрастает (см. рис. 2.9), и температура воздуха в камере сгорания снижается менее значительно, чем без подогрева топлива, особенно на границах раздела топливных факелов и воздуха в камере сгорания в начальный период подачи топлива. Следовательно, требуемая температура воздуха в камере сгорания в конце такта сжатия, при которой обеспечивается надежный пуск, может быть значительно ниже. Ниже будут и затраты

энергии, которая необходима для предварительного подогрева воздуха в период предпусковой подготовки.

Топливо, находясь в виде мелкодисперсных частиц, смешивается с воздухом и образует по всему объему камеры сгорания гомогенную рабочую смесь, которая будет более подготовлена к началу окислительного процесса. В данном случае энергия воздушного заряда тратится только на перегрев паров топлива до температуры, при которой начинается процесс окисления.

Предварительный подогрев топлива в форсунке создает возможность одновременно увеличить общее теплосодержание топливовоздушной смеси в конце такта сжатия, повысить дисперсность топливных факелов и уменьшить период задержки самовоспламенения.

Таким образом, изменяя энергообеспеченность воздушного заряда и активность топливных факелов в зависимости от температуры ОС и теплового состояния двигателя, можно влиять на пусковые качества дизельного двигателя и полноту сгорания топлива в период послепускового прогрева.

Известен способ запуска двигателя с использованием свечей накаливания. В соответствии с рассматриваемым способом воздух, подаваемый в цилиндры двигателя при пуске, нагревают электрическими спиралями накаливания, которые питаются от аккумуляторных батарей.

Недостатком указанного способа является то, что спирали накаливания потребляют значительное количество энергии аккумуляторных батарей, при этом обеспечивается нагрев небольшого объема воздушного заряда, что не позволяет обеспечить надежный запуск двигателя. Кроме того, отсутствие подогрева топлива в период пуска и послепускового прогрева не позволяет обеспечить качественное смесеобразование при низких температурах ОС.

Известен также способ запуска двигателя внутреннего сгорания путем подогрева воздуха на впуске с помощью пламенного подогревателя (патент на изобретение 2162160 RU МПК F02N 17/00, опубликован 20.01.2001). Сущность это-

го способа заключается в том, что коленчатый вал двигателя прокручивают от постороннего источника энергии, впускной воздух нагревают в пламенном подогревателе и подают в цилиндры двигателя, а топливо начинают подавать с началом прокручивания коленчатого вала. Воздух на впуске дополнительно подогревают электрическим подогревателем. Электрический подогреватель включают до начала прокручивания коленчатого вала и осуществляют прогрев воздуха во впускном тракте двигателя при неподвижном коленчатом вале. Период времени от включения электрического подогревателя до начала прокручивания коленчатого вала составляет 1–5 мин.

При прокручивании коленчатого вала холодное топливо с помощью форсунки впрыскивается в нагретый воздушный заряд, разогревается и испаряется, улучшая тем самым пусковые качества двигателя.

Как и в предыдущем случае, отсутствие контроля температуры рабочей смеси в конце такта сжатия, а также отсутствие подогрева топлива в период пуска и послепускового прогрева не позволяют оптимизировать процесс смесеобразования в зависимости от температуры воздуха и теплового состояния двигателя.

Наиболее близким решением является способ улучшения пусковых качеств дизельного двигателя путем подогрева топлива, подаваемого форсункой в камеру сгорания. Перед запуском двигателя в условиях отрицательных температур включают электрический подогреватель, установленный на корпусе распылителя форсунки. Дизельное топливо, находящееся в топливном канале распылителя, нагревается до температуры 180…200°С. При прокручивании коленчатого вала от пускового устройства нагретое топливо впрыскивается в камеру сгорания, испаряется и воспламеняется, обеспечивая пуск двигателя. Данное устройство включается в работу перед пуском и выключается сразу после пуска двигателя.

Недостатком указанного технического решения является то, что перед пуском подогревается лишь небольшой объем топлива, позволяющий улучшить пуск двигателя при низких

температурах окружающего воздуха. В процессе послепускового прогрева подогрев топлива не осуществляется, что ведет к ухудшению экономичности, увеличению затрат времени на прогрев и ухудшению экологических показателей.

Учитывая изложенное выше, предлагается способ работы дизельного двигателя, который позволяет значительно сократить время и затраты энергии на подготовку дизельного двигателя к пуску в широком диапазоне температур ОС, снизить расход топлива, износ деталей ЦПГ и выбросы вредных веществ в атмосферу в период пуска и послепускового прогрева.

Сущность предлагаемого способа заключается в том, что надежность пуска дизельного двигателя и последующая его работа в режиме послепускового прогрева обеспечиваются путем поддержания соответствующего уровня энергетического потенциала рабочей смеси в камере сгорания. На рис. 2.10 показана принципиальная схема устройства, с помощью которого можно реализовать предлагаемый способ [161].

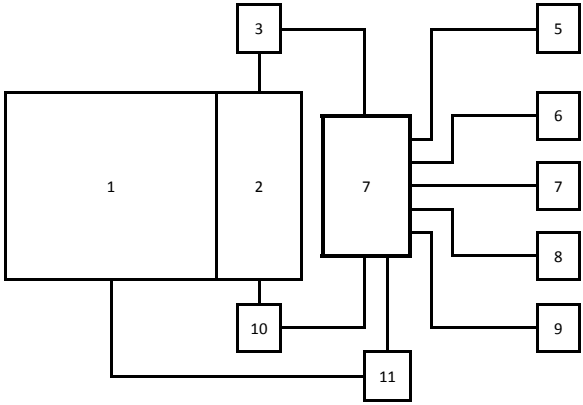


Рис. 2.10. Устройство для реализации способа работы дизельного двигателя в пусковой и послепусковой период:

1– дизельный двигатель; 2 – камера сгорания; 3 – подогреватель воздуха во впускном коллекторе; 4 – блок управления; 5 – датчик температуры ОС; 6 – датчик температуры топлива в топливном канале форсунки; 7 – датчик температуры рабочей смеси в камере сгорания; 8 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 9 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 10 – подогреватель топлива в форсунке; 11 – реле электростартера

Для этого по измеренным значениям температуры ОС и температуры охлаждающей жидкости определяют время работы нагревателя воздуха в предпусковой период, время работы нагревателя воздуха корректируют по температуре рабочей смеси в камере сгорания в конце такта сжатия. Топливо, находящееся в форсунке, в предпусковой период подогревают до максимально возможной величины. После пуска двигателя величину подогрева топлива снижают до оптимального значения. Требуемый тепловой режим форсунки обеспечивают с помощью встроенного в форсунку термодатчика, нагревателя, блока управления и поддерживают на заданном уровне в течение всего послепускового периода с учетом температуры двигателя и ОС.

Условно работу устройства можно разбить на три режима: предпусковая подготовка, послепусковой прогрев и работа. Первый режим активирует оператор, а переход на последующие режимы происходит автоматически с помощью блока управления и сигналов с соответствующих датчиков. Условно считаем, что двигатель горячий, когда температура охлаждающей жидкости 80°С и более, теплый – от 80°С до 40°С и холодный – менее 40°С.

Перед пуском холодного двигателя включают режим «предпусковая подготовка». Блок управления опрашивает датчики и включает подогрев топлива в форсунке. Температура топлива в топливном канале форсунки перед пуском достигает 180…200°С (обеспечивается режим термофорсирования). По ряду исследований, температура топлива выше 200…230°С может привести к зависанию иглы распылителя.

Одновременно с подогревом топлива осуществляют подогрев воздуха на впуске. Количество электрической энергии, которую необходимо затратить на нагрев воздуха для обеспечения надежного пуска в заданном диапазоне температур, зависит от температуры ОС и температуры охлаждающей жидкости в двигателе. Поскольку напряжение бортовой сети известно, величина тока определяется конструктивными особенностями нагревательного элемента, местом его

установки, объемом камеры сгорания и для конкретной марки двигателя является величиной постоянной, то необходимое количество электрической энергии для предпусковой подготовки будет определяться в основном временем работы нагревателя. Следовательно, продолжительность работы нагревателя воздуха в предпусковой период зависит от температуры ОС и температуры охлаждающей жидкости в двигателе и отсчитывается блоком управления по заложенному в него алгоритму. По истечении заданного времени блоком управления на реле стартера подается управляющий сигнал. Включается стартер и начинает вращаться коленчатый вал двигателя с пусковой частотой.

С целью экономии электрической энергии и исключения потерь теплоты в ОС поверхность впускного коллектора покрывают теплоизоляционным материалом.

Датчик температуры рабочей смеси постоянно отслеживает ее текущую температуру. Если максимальная температура рабочей смеси в камере сгорания в конце такта сжатия меньше порогового значения, то интенсивность нагрева воздуха увеличивают.

Пороговое значение температуры смеси в камере сгорания, при которой обеспечивается надежный пуск, определяют экспериментальным путем для каждой марки двигателя отдельно и заносят в память блока управления.

Пуск двигателя считают состоявшимся, если частота вращения коленчатого вала двигателя превышает пусковую частоту и с угловым ускорением возрастает до установившегося значения. Систему пуска автоматически отключают блоком управления на участке разгона при заданном угловом ускорении коленчатого вала. Если пуск двигателя состоялся, то двигатель автоматически переходит на режим послепускового прогрева.

В режиме послепускового прогрева отключают подогреватель воздуха и снижают интенсивность подогрева топлива в форсунке до рабочего значения. По нашим данным и литературным источникам, температура топлива (рабочая темпе-

ратура) в форсунке двигателя, работающего на номинальной нагрузке и оптимальном тепловом режиме, находится в пределах 95…110°С.

В период послепускового прогрева повышается температура охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя от температуры ОС до оптимального значения, что вызывает соответствующее повышение температуры топлива в топливном канале форсунки. Температура топлива в форсунке контролируется датчиком. Если температура топлива становится выше указанных пределов, то интенсивность подогрева топлива снижают. При достижении температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя 80°С и более подогреватель топлива отключается. Двигатель переходит в режим «работа».

При остановке двигателя (частота вращения равна нулю) нагреватели воздуха и топлива независимо от температуры ОС, температуры топлива, температуры охлаждающей жидкости отключают.

Повторный пуск возможен без автоматической активации режима «предпусковая подготовка», если двигатель горячий или теплый, и с помощью активации, если двигатель холодный.

Датчики температуры ОС, температуры топлива в топливном канале форсунки (распылителя), температуры рабочей смеси в топливном канале и температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя могут быть резистивными, полупроводниковыми или генераторными (термопара). Особые требования предъявляются к датчикам температуры топлива в форсунке и температуры рабочей смеси в камере сгорания. Датчики температуры топлива в форсунке и рабочей смеси в камере сгорания должны быть компактными (малогабаритными), надежными и малоинерционными.

Подогреватель воздуха может быть открытого типа (в виде спирали) или закрытого (ТЭН). Подогреватель также может быть выполнен в виде пленки, которую наносят на внутреннюю поверхность всасывающего коллектора и теплоизолируют от его корпуса.

Датчик температуры рабочей смеси размещается непосредственно в камере сгорания (огневая поверхность головки цилиндра или вихревая камера).

Устройство работает следующим образом (см. рис. 2.10). По величине сигнала с датчика *8* определяется тепловое состояние двигателя. Если двигатель холодный, то блок управления *4* подает напряжение на нагреватель топлива в форсунке *10* и на нагреватель воздуха *3*. Нагреватель воздуха может устанавливаться как во впускном коллекторе, так и непосредственно в камере сгорания *2* двигателя *1* или одновременно и в коллекторе и в камере сгорания.

В период предпусковой подготовки топливо в форсунке нагревается до 180…200°С и поддерживается на данном уровне до завершения пуска двигателя. Нагревательный элемент желательно расположить непосредственно в корпусе распылителя или топливном канале форсунки. Он может быть выполнен, например, в виде трубчатого элемента, который теплоизолирован от корпуса распылителя или форсунки с целью исключения потерь теплоты, или иметь какую либо другую конструкцию.

Сигналы с датчика температуры окружающего воздуха *5* и датчика температуры охлаждающей жидкости двигателя *8* поступают в блок управления *4* и обрабатываются. Блоком управления *4* подается питание на нагревательный элемент воздуха *3* и запускается таймер, который по истечении определенного времени подает управляющий сигнал на реле стартера *11*. Двигатель запускается. По измеренному значению ускорения коленчатого вала стартер отключается. Двигатель переходит в режим послепускового прогрева. По величине сигнала с датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя *9* блок управления *4* отключает нагреватель воздуха *3* и снижает температуру нагрева топлива в форсунке до нормальных значений (95...110°С). Частота вращения коленчатого вала должна быть больше или равна частоте холостого хода.

В период послепускового прогрева температура топлива в форсунке поддерживается на оптимальном уровне

(95…110°С) с помощь датчика температуры топлива *6*, блока управления *4* и подогревателя топлива *10*.

При «горячем» или «теплом» пуске включается только подогреватель топлива, который подогревает топливо в форсунке до оптимального уровня (95…110°С) и поддерживает эту температуру в послепусковой период прогрева.

При достижении температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя 80°С и более все нагреватели отключаются, и двигатель переходит в режим «работа».

2.1.6. Закономерности пусковых и послепусковых износов основных деталей двигателей

Наиболее интенсивному изнашиванию подвержены такие ответственные детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и ЦПГ двигателей, как поршневые кольца, гильзы цилиндров, коренные и шатунные подшипники.

Основными видами износа деталей ЦПГ являются абразивный и коррозионно-механический износы. Их интенсификация в условиях эксплуатации порождает в ряде случаев высокую скорость изнашивания [20]. Очевидно, что в зимний период эксплуатации, особенно в период пуска-прогрева, доля абразивного износа будет ниже, чем коррозионного.

Коррозионно-механический износ наиболее интенсивен при температурах двигателя ниже 70 °С [20]. Интенсивность изнашивания значительно снижается при использовании малосернистых топлив. Так, например, по данным И.Г. Верхозина и др. [45], снижение серы в топливе с 0,56 до 0,12% уменьшило скорость износа деталей двигателя на 20…35%. Коррозионный износ прогрессирует по мере понижения температуры ОС. Например, изменение температуры ОС от плюс 15 °С до минус 10 °С вызвало увеличение износа поршневых колец двигателя В-2 в 3…3,5 раза. Аналогично, для двигателя Д-30 износы возросли в 2,5 раза при температуре воздуха минус 8 °С по сравнению с запуском при температуре плюс 8 °С [72]. Анализируя работы американских и отечественных исследователей, а также используя собственные научные раз-

работки, можно сделать заключение, что доля коррозионного износа достигает 45…60 % от общих износов.

Следовательно, бесспорным является тот факт, что с понижением температуры воздуха и двигателя условия для конденсации водяных паров, образования кислотных агрессивных сред улучшаются, и коррозионный износ интенсифицируется. Режим пуска-прогрева как раз характеризуется именно такими условиями, а понижение температуры ОС усугубляет влияние этих условий на интенсивность изнашивания.

С точки зрения характера износа, его интенсивности и величины процесс пуска и последующего прогрева представляет особый научный и практический интерес. В этой области накоплен значительный объем экспериментального материала, но наряду с этим существует ряд неясных моментов, разнообразных и часто противоречивых мнений. В частности, не до конца выяснен вопрос о величине износов деталей ЦПГ в процессе пуска-прогрева, о скорости и длительности послепускового прогрева двигателей различных марок. До сих пор встречаются мнения о катастрофических износах при пуске, особенно в зимний период.

Значительный вклад в решение этих вопросов внесли всесторонние исследования, выполненные в НАМИ, НАТИ, Иркутском и Новосибирском СХИ.

В. В. Поповым [229] было установлено, что один пуск-прогрев при температурах ОС плюс 20 °С и минус 30 °С эквивалентен соответственно 0,84 и 1,91 ч работы двигателя на номинальной мощности при оптимальном тепловом режиме и температуре воздуха плюс 20°С или 2,28…4,97 ч работы на холостом ходу. Один пуск продолжительностью 5…10 с по износу эквивалентен примерно 0,2…0,25 ч работы двигателя при номинальной мощности и нормальной температуре воздуха и двигателя.

При испытаниях двигателя ЯМЗ-236 было проведено 75 пусков холодного двигателя и прогревов (к сожалению, их длительность неизвестна). Температура ОС находилась в пределах минус 25 °С. В этих условиях средний износ гильз

в зоне его максимального значения составил 11 мкм (0,147 мкм на один пуск-прогрев). Подогрев двигателя перед пуском до 74 °С снижает износ гильз на порядок [85].

В более ранней литературе по исследованию двигателей М-17, Л-35, Д-54А и им подобных приводились данные о катастрофических величинах износов.

Результаты более поздних работ подтвердили возросшую надежность и долговечность основных узлов и деталей двигателей, высокое качество моторных масел и топлив. Так, в монографии Н. А. Григорьева, Н. Н. Пономарева [58] приведены такие сведения: средний максимальный износ гильз цилиндров дизеля ЯАЗ-204 за один холодный пуск при температуре минус 20…25 °С составил 0,25 мкм, ЯМЗ-238 при температуре минус 35 °С – 0,102 мкм, ЯМЗ-236 при минус 10 °С – 0,06 мкм, 3Д-6 при температурах минус 2…27 °С – 0,026 мкм.

На основании полученных данных сделаны выводы, что износ цилиндров при холодных пусках двигателей составляет 2…8 % от общих эксплуатационных износов, а пробег автомобиля, эквивалентный по износу одному пуску, находится в пределах 4,4…40,2 км (менее одного часа работы двигателя). Здесь же отмечается небольшая разница в износе гильз цилиндров при пусках холодного и прогретого дизелей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238, которая составляет всего 11 %. При этом многие исследователи отмечают влияние длительности задержки подачи масла к трущимся деталям, зависящей от его свойств, вязкостно-температурных характеристик и качества присадок [58].

Очень важные результаты по интересующему автора данной работы вопросу получены Ю. В. Микулиным, В. В. Карницким, Б. А. Энглиным [204]. Износ деталей ЦПГ дизеля за один теплый пуск-прогрев в течение 15 мин составляет 0,11 мкм, а за 2 мин работы после холодного пуска с подачей эфира износ гильз увеличился до 0,165 мкм. Особенно интенсивно изнашивается гильза в период кратковременного пуска-разгона двигателя до устойчивой частоты вращения. В период первых вспышек топлива в начале пуска скорость изнашивания гильзы в 18–27 раз выше, чем в период прогрева двигателя.

Однако вследствие кратковременности этого периода (от 10 до 30 с) средний износ за один пуск-разгон составляет 0,07 мкм, или 40…50 % износа при теплых пусках-прогревах.

Аналогичные данные были получены Г. И. Сурановым, Г. Лосавио, Л. Г. Анискиным, Н. И. Распопиным [104, 251, 263].

Интересен вопрос влияния длительности стоянки двигателя между пусками на его износ. На поверхности ЦПГ неработающего двигателя интенсивно протекают электрохимические и коррозионные износы. А. Н. Антипенко и др. [2] установлено, что коррозионный износ двигателя СМД-14 за шесть суток простоя соответствует примерно 4,5 ч работы его на масле М-10-$Б_2$, а за 18 суток простоя – более 8 ч работы.

В наиболее неблагоприятных условиях с точки зрения износов при минусовых температурах окружающего воздуха находятся агрегаты трансмиссии: коробка передач, ведущие мосты. При хранении на открытых площадках в момент начала движения температура масла в узлах трансмиссии, как правило, равна температуре ОС. По данным А. И. Яговкина [311], с изменением температуры масла от 0 °С до 80 °С интенсивность изнашивания шестерен в узлах трансмиссии снизилась в 9–10 раз.

Таким образом, тепловой режим МТУ является фактором, определяющим величину ее износа при пуске и последующем прогреве.

2.2. Условия, режимы работы и оптимизация потерь в трансмиссии тракторов

На современных тракторах и автомобилях наиболее широкое распространение получили механические, гидромеханические передачи (ГМП) и гидравлические трансмиссии. В последнее время КП механических трансмиссий стали оснащаться гидроподжимными муфтами, которые позволяют переключать передачи без разрыва потока мощности. В результате применения гидрофицированных механических, гидромеханических, а также гидравлических передач значительно повысилась производительность труда, но одновременно возросли

потери мощности на трение, особенно в зимний период эксплуатации.

2.2.1. Тепловой режим

При безгаражном хранении в условиях низких температур на открытых площадках тепловой режим трансмиссий может понижаться до температуры ОС, что создает большие сложности при последующих ее пусках, ведет к увеличению затрат энергии на преодоление потерь на трение, которые имеют гидравлический характер.

В настоящее время в ряде случаев применяют электрические подогреватели и реже подогреватели других типов, которые обеспечивают разогрев масел в трансмиссиях от минус 30°С до плюс 50°С в течение 80 мин [61, 194, 237].

Последующий тепловой режим в процессе работы зависит от многих факторов, определяющих процесс поступления теплоты в трансмиссию и ее отвод. Разогрев трансмиссий современных машин происходит в основном только за счет энергии, затрачиваемой на преодоление сил трения в кинематических парах, узлах и агрегатах трансмиссии. Выделившуюся при этом теплоту можно определить по формуле

$$Q = (1 - \eta_{тр}) \cdot N_e \cdot \tau_{пр}, \qquad (2.7)$$

где $\eta_{тр}$ – механический КПД трансмиссии;

N_e – мощность на входе в трансмиссию;

$\tau_{пр}$ – время прогрева трансмиссии.

Часть теплоты Q будет отводиться в ОС, что определяется зависимостью

$$Q = \alpha_k F (T_{тр} - T_{ос}) \cdot \tau_{ос}, \qquad (2.8)$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, Дж/м^{2}К ч;

F – площадь поверхности теплообмена, м^2;

$T_{тр}$ – температура трансмиссии, К;

$T_{ос}$ – температура ОС, К;

$\tau_{ос}$ – время остывания трансмиссии, ч.

Отвод теплоты может осуществляться контактным теплообменом, лучистой энергией и конвекцией. Большая часть теплоты отводится конвекцией, на долю которой приходится 75…80 %.

Из теории теплопередач известно, что при конвективном теплообмене коэффициент теплопередачи является сложной функцией, зависящей от ряда факторов (физико-химических свойств теплоносителей, формы и размеров поверхности теплообмена), и может быть выражен в общем виде:

$$\alpha = f(\mu; c_p; \lambda; \gamma_в; V; d_э), \qquad (2.9)$$

где μ – динамическая вязкость, ПП;

c_p – теплоемкость, Дж/кг·К;

λ – коэффициент теплопроводности, Дж/м·К;

$\gamma_в$ – удельный вес воздуха, кг/м^3;

V – скорость ветра, м/с;

$d_э$ – эквивалентный диаметр, м.

Оптимальным тепловым режимом агрегатов трансмиссии считается режим в интервале температур 60…80 °С [280]. Поскольку системы смазки узлов трансмиссии, самым сложным из которых является КП, не содержат терморегулирующих элементов, то ее оптимальный тепловой режим может быть достигнут при самой высокой расчетной температуре ОС (плюс 35 °С) и максимальной степени загрузки двигателя [51]. При этом время выхода КП на оптимальный тепловой режим составило 3 ч.

В эксплуатационных условиях при вспашке тракторами Т-I50К, К-701 и температуре ОС плюс 25 °С температура масла не превышала 45…50 °С [119,120].

Установлено, что температурный режим трансмиссий в условиях низких температур значительно отличается от теплового режима при плюсовых температурах. Так, например, при испытаниях тракторов «Беларусь», Т-4А температура масла в КП не поднималась выше 37 °С, а в картере конечной передачи – 6 °С. Время разогрева трансмиссии до стабилизации температуры зависит от нагрузки и составляет от 3 до 4 ч. При этом интенсивность нарастания температуры масла в транс-

миссии при работе с полной нагрузкой составила: в коробке передач – 0,29, в корпусе заднего моста – 0,27, картере конечной передачи – 0,14 град/мин. В эксплуатационных условиях в интервале температур ОС от минус 10 °С до плюс 30 °С средняя температура масла в КП находилась в пределах от плюс 7 до 25 °С, что далеко от оптимального теплового режима.

При стоянке под погрузкой-разгрузкой и остановках трактора температура масла в трансмиссии снижается. Темп снижения определяется температурой ОС, скоростью ветра [62, 238] и составляет в коробке передач 0,15, в корпусе заднего моста – 0,25, в корпусе конечной передачи – 0,1 град/мин [88].

Проанализируем уравнения (2.7) и (2.8), которые составляют левую и правую части уравнения теплового баланса трансмиссии. С понижением температуры ОС количество отведенной теплоты возрастает. Для сохранения теплового баланса возможно два пути: подвод теплоты к трансмиссии от дополнительного источника или уменьшение отвода теплоты в ОС.

В выпускаемых в настоящее время машинах сохранение баланса обеспечивается за счет изменения температуры масла в трансмиссии и, как следствие, его вязкости и КПД трансмиссии ($\eta_{тр}$). Таким образом, авторегулирование теплового режима трансмиссии осуществляется по схеме: температура масла, вязкость, потери мощности, температура масла. Очевидно, что такой процесс регулирования теплового режима трансмиссии крайне несовершенен, тем более что он связан с двойным преобразованием энергии: тепловой в механическую, а затем механической в тепловую.

2.2.2. Уравнение КПД

Согласно общепринятым положениям, общие потери энергии в трансмиссии самоходных машин подразделяют на нагрузочные и скоростные:

$$N_{тр} = N_{н} + N_{хх}, \qquad (2.10)$$

где $N_{н}$ и $N_{хх}$ – нагрузочные и потери холостого хода.

Дополнительные потери в трансмиссии, возникающие при работе под нагрузкой, приблизительно пропорциональны

значению действующей нагрузки, а потери холостого хода не зависят от нагрузки и являются функцией скоростного режима и вязкости масла [267]. Используя эти допущения и методику, изложенную в работе [313], представим уравнение (2.10) в графическом виде (рис. 2.11).

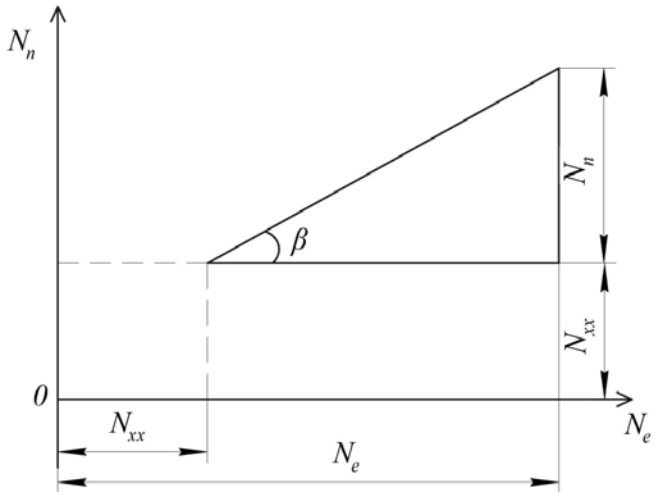


Рис. 2.11. Потери в трансмиссии самоходных машин

Из рис. 2.11 ясно, что

$$N_н = (N_e - N_{xx}) \cdot tg\beta \,, \qquad (2.11)$$

тогда общие потери в трансмиссии можно записать, как

$$N_{тр} = (N_e - N_{xx}) \cdot tg\beta + N_{xx} \,, \qquad (2.12)$$

Потери мощности в абсолютных величинах разных типов тракторов и автомобилей трудно сопоставить и проанализировать. Принято конструктивное совершенство трансмиссии, эксплуатационные свойства масла и его оптимальную температуру оценивать таким относительным показателем, как механический КПД:

$$\eta_{тр} = \eta_н \cdot \eta_{xx} \,, \qquad (2.13)$$

где $\eta_н$ и $\eta_{хх}$ –КПД, учитывающие соответственно потери при работе под нагрузкой и на холостом ходу.

Как следует из ряда публикаций [312–314], зависимость КПД от нагрузки имеет гиперболический характер и возрастает с ее увеличением, а КПД холостого хода снижается с увеличением частоты вращения валов, количества шестерен и гидроподжимных муфт, числа подшипников и других узлов по зависимости, близкой к линейной. С увеличением степени нагрузки двигателя влияние скорости вращения и передаточного отношения КП (номера передачи) на КПД трансмиссии снижается до минимума [313].

После несложных преобразований предыдущих уравнений получим выражение для механического КПД трансмиссии в следующем виде:

$$\eta_{тр} = (1 - tg\beta) \cdot (1 - \frac{N_{хх}}{N_e}) . \qquad (2.14)$$

Учитывая, что

$$\eta_{хх} = 1 - \frac{N_{хх}}{N_e} , \qquad (2.15)$$

$$\eta_н = 1 - tg\beta , \qquad (2.16)$$

перепишем уравнение (2.14) для механических трансмиссий в следующем виде:

$$\eta_{тр} = (1 - tg\beta) \cdot (1 - \xi_м^{\nu} \cdot \sigma_м) , \qquad (2.17)$$

где $\sigma_м$ – доля потерь в механической части трансмиссии, зависящая от скорости вращения и номера передачи, при оптимальном тепловом режиме;

$\xi_м^{\nu}$ – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла на изменение $\sigma_м$.

Для трансмиссий с гидрофицированными КП (без разрыва потока мощности) к известным потерям добавляется ряд дополнительных гидравлических потерь (доля потерь на привод масляного насоса, доля потерь в выключенном фрикционе). С учетом этого для гидрофицированных КП уравнение (2.17) примет следующий вид:

$$\eta_{тр} = (1 - tg\beta) \cdot (1 - \xi^{v}_{м}\sigma_{м} - \xi^{v}_{н}\sigma_{н} - \xi^{v}_{ост}\sum_{i=1}^{N_ф}\sigma_{ост}), \quad (2.18)$$

где $\sigma_{н}$ – доля потерь на привод масляного насоса КП при оптимальном тепловом режиме;

$\sigma_{ост}$ – доля потерь в выключенном фрикционе при оптимальном тепловом режиме;

$\xi^{v}_{н}$ – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла на изменение доли потерь $\sigma_{н}$;

$\xi^{v}_{ост}$ – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла на изменение доли потерь $\sigma_{ост}$;

$N_ф$ – количество одновременно выключенных фрикционов.

В последнее время все большее распространение получают гидромеханические трансмиссии. Для них КПД можно выразить следующим уравнением:

$$\eta^{гмт}_{тр} = (1 - tg\beta) \cdot (1 - \xi^{v}_{м}\sigma_{м} - \xi^{v}_{н}\sigma_{нгт} - \xi^{v}_{гт}\xi^{iгт}\sigma_{гт}), \quad (2.19)$$

где $\sigma_{нгт}$ – доля потерь на привод масляного насоса гидротрансформатора при оптимальном тепловом режиме;

$\sigma_{гт}$ – доля потерь в гидротрансформаторе при его оптимальном тепловом режиме и передаточном отношении $i_{гт}$;

$\xi^{v}_{гт}$ – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла на $\sigma_{гт}$;

$\xi^{iгт}$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения гидротрансформатора на $\sigma_{гт}$;

β – угол наклона прямой, зависящий от числа пар шестерен, находящихся в зацеплении.

Коэффициенты $\xi^{v}_{м}$, $\xi^{v}_{н}$, $\xi^{v}_{гт}$, $\xi^{iгт}$ зависят от вязкости масла. При оптимальном тепловом режиме трансмиссии (80…85 °С) значения коэффициентов принимаются равными единице. При снижении температуры масла величины коэффициентов будут возрастать. Коэффициент $\xi^{iгт}$ также принимается равным единице в интервале передаточных отношений, где доля потерь в гидротрансформаторе минимальная.

Анализ уравнений (2.14), (2.18) и (2.19) показывает, что трансмиссии с механической КП имеют при прочих равных

условиях максимальный КПД, промежуточное положение занимают трансмиссии с гидрофицированными КП и минимальный КПД следует ожидать у гидромеханических трансмиссий.

По литературным данным [74, 195, 267], КПД механических автомобильных и тракторных трансмиссий находится в пределах 0,88…0,93; применение КП с гидроподжимными муфтами сопровождается снижением КПД до 0,84…0,91, а использование гидромеханических трансмиссий с улучшенными гидротрансформаторами ведет к еще более существенному его снижению – до 0,79…. 0,86.

В такой же последовательности располагается «чувствительность» трансмиссий к ее тепловому режиму. КПД механических трансмиссий в меньшей степени зависит от ее теплового режима, чем КПД гидрофицированных трансмиссий. Так, например, понижение температуры масла в КП трактора Т-38 с плюс 20 °С до плюс 10 °С снижает КПД с 0,89 до 0,75, что сопровождается соответствующим увеличением удельного расхода топлива на 13 % [121]. У колесного трактора МТЗ-80 при средних нагрузках на полуосях КПД трансмиссии, прогретой до плюс 90 °С, достигает 0,92, а при снижении теплового режима до плюс 20 °С он не превышает 0,5…0,6 [300, 301].

При испытании трансмиссии трактора ДТ-54 в зимний период при температуре ОС минус 26 °С было установлено, что в первые 30 мин работы потери холостого хода очень велики и снижаются по мере прогрева масла до плюс 30 °С в 7 раз. КПД при этом достигает 0,96. При температуре масла в трансмиссии минус 10 °С потери мощности составляют 20 %, а при минус 22 °С возрастают до 42 % [268].

У более скоростного гусеничного трактора ДТ-75 минимальные потери имеют место при вязкости масла не выше 200 сСт, что достижимо только в летний период эксплуатации. При температуре ОС и тепловом режиме трансмиссии минус 22 °С через 1…2 мин после начала работы с 63 %-й нагрузкой потери мощности составили 69 %, а через 2 ч работы они снизились и стабилизировались на уровне 10 %. Средневзве-

шенный КПД при вышеприведенных условиях испытаний не превышает 0,76 [24, 239].

Установлено, что для трактора Т-4А во время разогрева агрегатов силовой передачи в движении основная доля затрат мощности (90…97%) от общих потерь приходится на потери холостого хода. Повышение температуры масла от минус 20 °С до плюс 60 °С способствует увеличению КПД трансмиссии с 0,3 до 0,75 [17, 25, 200].

Применение на современных тракторах КП с гидроподжимными муфтами ведет к увеличению потерь мощности на 2…3% по сравнению с чисто механической трансмиссией [26]. Например, при снижении температуры масла с плюс 90 °С до плюс 30 °С потери мощности при работе трактора Т-150 увеличиваются с 18,4 до 21 кВт, а КПД коробки передач при этом снижается с 0,92 до 0,89. Аналогичная картина наблюдается при исследовании потерь мощности в КП тракторов семейства «Кировец», где понижение температуры масла до плюс 40 °С приводит к уменьшению КПД на 2…2,5% [97,120].

Поддержание оптимального теплового режима в гидрофицированной КП необходимо не только с точки зрения снижения потерь, но и для повышения ее надежной и долговечной работы. С понижением теплового режима возрастает вязкость масла, которое из-за малого зазора между вращающимися относительно друг друга фрикционными дисками гидроподжимных муфт не успевает поступать к трущимся поверхностям. В результате этого наблюдается быстрый износ дисков и уплотнений [122].

В ряде публикаций отмечается, что основным потребителем энергии в трансмиссии является КП, на долю которой приходится до 70% общих потерь мощности в узлах трансмиссии [63, 64, 301].

Как видно из приведенного материала, потери мощности в трансмиссии зависят от ее конструкции, физико-химических свойств масел, а главным образом определяются тепловым режимом узлов и агрегатов, входящих в состав трансмиссии. При этом практически отсутствуют работы, посвященные из-

учению потерь мощности в трансмиссиях современных энергонасыщенных тракторов в условиях низких температур ОС.

2.2.3. Анализ составляющих потерь мощности

При исследовании трансмиссии колесного трактора МТЗ-80 установлено, что при низких температурах ОС доминирующими потерями являются гидравлические. Их доля достигает 70…95 % от потерь N_{xx} [97, 121, 300].

Ряд авторов гидравлические потери подразделяют на дисковые потери и потери, связанные с выдавливанием масла из межзубового пространства, привод масляного насоса, трение в выключенных фрикционах и т. п. [4, 27, 304]. Дисковые потери возникают при смазке окунанием в период взаимодействия шестерен с маслом. В результате вращения шестерен их поверхность увлекает за собой близлежащие слои масла, которые при малой окружной скорости и большой вязкости наволакиваются на шестерни, образуя «масляный жгут» [304]. При увеличении окружной скорости и уменьшении вязкости из-за увеличения градиента скорости сдвига происходит отрыв «масляного жгута» от шестерен, после чего масло выбрасывается из масляной ванны.

При входе шестерен в зацепление масло, находящееся в межзубовом пространстве, вытесняется. Энергия, затрачиваемая на выдавливание масла, является второй по величине составляющей гидравлических потерь [304].

Ряд механических КП имеют принудительную систему смазки от дополнительно установленного насоса. В этом случае наличие «полусухого» картера в трансмиссии с принудительной системой смазки дает возможность уменьшить дисковые потери и потери на выдавливание масла из межзубового пространства. Например, в результате применения принудительной системы смазки экономичность трактора ДТ-75М возросла на 6–15 % [123].

Не менее важными составляющими гидравлических потерь являются потери на привод масляного насоса КП и потери в уплотнениях КП с гидроподжимными муфтами.

На величину потерь в масляном насосе кроме конструктивных факторов, обусловленных производительностью, давлением, коэффициентом полезного действия, большое влияние оказывает температура масла. При температуре масла плюс 80…85 °С эти потери стабилизируются и зависят только от частоты вращения вала [120, 255]. Для трактора «Кировец» при оптимальной температуре масла и максимальной частоте вращения вала насоса эти потери находятся в пределах 2,8…4,0 кВт [120, 124]. Для трактора Т-150К они равны 1,25…1,4 кВт [255].

Известно, что в каждой выключенной фрикционной муфте за счет взаимодействия между собой ведомых и ведущих дисков передается некоторый остаточный момент. Количество выключенных муфт в современной автотракторной технике может быть от 3 до 8. Потери мощности в одной выключенной фрикционной муфте составляют 0,5…1 % от номинальной мощности двигателя [195]. Эти минимальные потери могут быть достигнуты при зазоре между разомкнутыми дисками в пределах 0,5…0,7 мм, расходе масла для смазки и охлаждения дисков не менее 0,5…1 л/мин на пару трения. Вязкость масла при этом не должна превышать 15 сСт.

В эксплуатационных условиях поддержание оптимального теплового режима коробки передач представляет сложную и зачастую неразрешимую задачу. Повышение вязкости, в свою очередь, приводит к увеличению сил трения в выключенных муфтах и появлению дополнительных потерь, вызванных взаимодействием вращающегося корпуса гидроподжимной муфты и масла, сливающегося из нее. При принудительной системе смазки характерен еще один вид гидравлических потерь – потери мощности вследствие взаимодействия подаваемой струи масла с парами трения. Установлено, что потери на вытеснение масла имеют место при смазке окунанием, а дисковые потери определяются сопротивлением вращению шестерен, которое создается масляно-воздушной средой [281, 282].

Таким образом, проведенный анализ показывает, что потери холостого хода N_{xx} являются доминирующими и определяются частотой вращения шестерен, валов, а также вязкостью масла.

2.2.4. Способы снижения потерь мощности

Работы по снижению потерь мощности в трансмиссии ведутся в основном по трем направлениям: применением масел с пологой вязкостно-температурной характеристикой (ВТХ), использованием различных подогревателей и совершенствованием конструкций узлов и агрегатов трансмиссии (рис. 2.12).

Наиболее эффективным направлением снижения потерь мощности в агрегатах трансмиссии считается использование масел с пологой ВТХ [5, 24, 52, 239, 270]. Так, например, замена масла марки ТЭп-15 (ТМ-2–18) на ТСп-15к (ТМ-3–18) позволила снизить момент сопротивления прокручиванию трансмиссии автомобиля при температуре масла плюс 9 °С в 3–4 раза [212, 270]. Замена масла ДСп-8 (М-8-$В_2$) в трансмиссии трактора ДТ-75 на ТСп-10 (ТМ-3–9) сопровождалась соответствующим повышением ее КПД на 2…3 % [239, 258].

Многие современные энергонасыщенные тракторы оснащаются КП с гидроподжимными муфтами. В силу специфики работы фрикционных муфт в этих КП рекомендуется использовать в основном высококачественные моторные масла групп В или Г [26].

Температура застывания зимних сортов моторных масел минус 25 °С. Загущенные моторные масла имеют более низкую температуру застывания, которая достигает значений минус 35…40 °С. Но эти масла в качестве трансмиссионных используются крайне редко. Причина заключается в деструкции вязкостных присадок под действием высоких удельных нагрузок и относительно высокой стоимости.

Минимальная температура масла в агрегатах трансмиссии тракторов и автомобилей, работающих на открытом воздухе, зависит от климатической зоны. Так, для полярной она достигает минус 60 °С, умеренной – минус 40°С, жаркой – 10 °С. Очевидно, что в этих условиях даже путем применения низкозамерзающих трансмиссионных и моторных масел невозможно решить проблему пуска трансмиссий и обеспечить последующую работу с минимальными потерями.

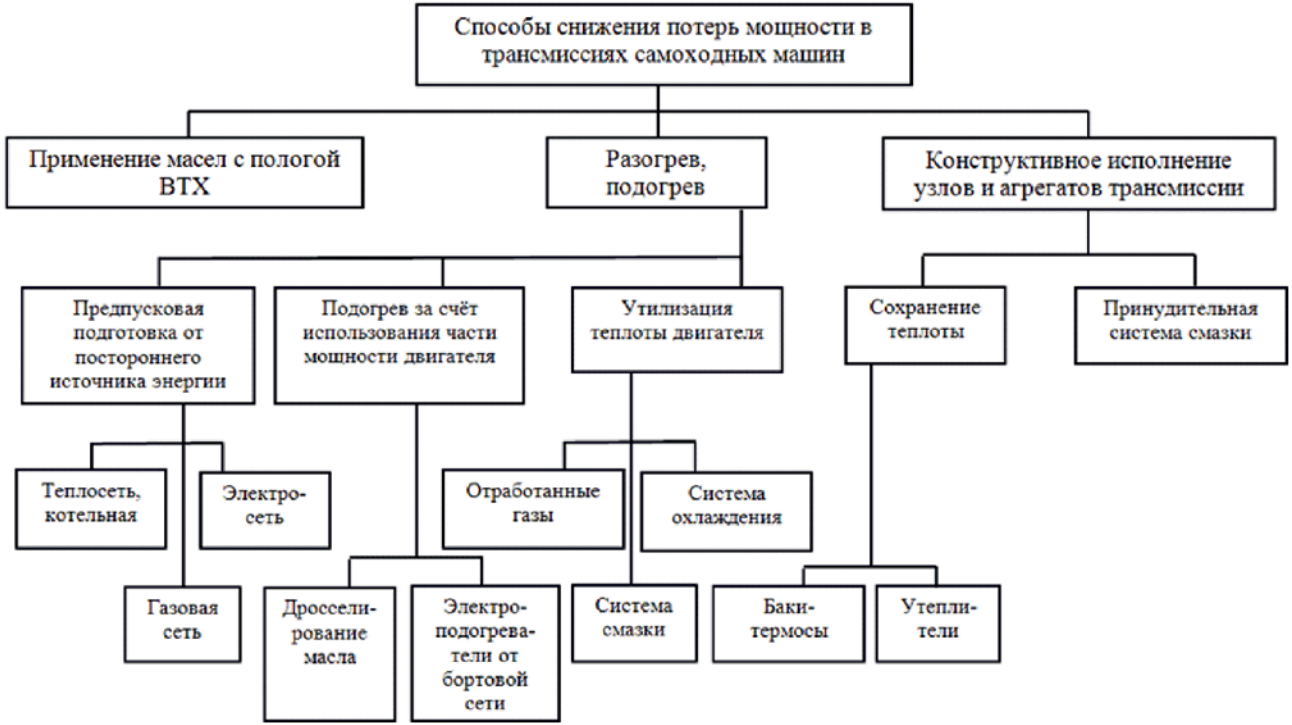


Рис. 2.12. Классификация способов снижения потерь мощьности в трансмиссии самоходных машин

В свое время ВНИИНП разработал единое моторно-трансмиссионное масло МТ-4_3/ ДС для тракторов Т-330, работающих на Крайнем Севере [305]. Оно работоспособно до минус 55 °С. Это масло синтетическое и очень дорогое, что практически исключает его широкое применение предприятиями АПК.

Трансмиссии современных машин немыслимы без применения резинотехнических изделий. Под воздействием низких температур резина теряет эластичность, становится хрупкой и способной к разрушению при работе под нагрузкой, особенно после межсменной стоянки автомобиля или трактора. Для устранения остаточной деформации и возвращения резине первоначальных механических свойств необходим ее разогрев до температуры не менее плюс 10 °С [12].

Второе важнейшее направление снижения потерь мощности в трансмиссиях машин – совершенствование конструктивного исполнения узлов и агрегатов, применение новых материалов, в том числе морозостойких резинотехнических изделий или материалов, заменяющих их. Например, путем изменения глубины погружения зубчатых колес в масло от полного до погружения на высоту зуба потери энергии на внутреннее трение снижаются от 30 до 50% суммарных потерь.

Значительное снижение потерь достигается заменой способа подачи картерной смазки к узлам трения разбрызгиванием на принудительную (под давлением) [213, 221].

Заметного снижения потерь можно добиться путем применения всевозможных утеплительных средств основных узлов трансмиссии. Так, например, при утеплении ведущего моста автобуса с помощью поролоновых перегородок потери в нем снизились на 30…40% [212]. В ряде случаев рекомендуется применять масляные баки-термосы для хранения горячего масла в период межсменных стоянок, что облегчает последующий пуск трансмиссии в работу [187].

Следует отметить, что даже применение современных трансмиссионных масел с высоким индексом вязкости не позволяет иметь стабильные минимальные потери в трансмис-

сии, включая пусковые режимы и последующую работу в различных эксплуатационных условиях.

В данной ситуации подготовка трансмиссии к пуску в условиях низких температур ОС и последующая работа с минимальными потерями возможны только путем подвода теплоты от внешнего источника для стабилизации температуры узлов и агрегатов на оптимальном уровне.

При безгаражном хранении на специально оборудованных стоянках для разогрева и подогрева трансмиссий применяют водовоздушные калориферы, теплогенераторы, инфракрасные горелки и электронагреватели. Наибольшее распространение, особенно за рубежом, получили электронагреватели. Применение электронагревателей обеспечивает в течение 40…80 мин в диапазоне температур ОС от минус 20 °С до минус 30 °С нагрев масла до 50 °С.

В конструкциях современных тракторов и автомобилей практически отсутствуют системы поддержания теплового режима трансмиссий на оптимальном уровне в условиях низких температур. В то же время разработке и исследованию таких систем посвящен ряд работ, выполненных отечественными и зарубежными учеными. Так, например, Л. В. Чешуин предлагает способ «дросселирования», при котором в течение 30 мин температура масла повышается до 50…60°С в диапазоне температур ОС от минус 10 до минус 20 °С [300]. Этот способ не нашел применения по ряду причин, а именно: при температурах ниже минус 20 °С прекращается подача масла из картера и наблюдается пенообразование; разогрев осуществляется за счет использования части эффективной мощности двигателя, что снижает экономичность МТУ мобильной машины.

Наряду с дросселированием известен способ поддержания теплового режима на оптимальном уровне в эксплуатационных условиях с помощью встроенных электронагревателей, питающихся от бортовой сети. Главный недостаток данного способа – низкая мощность нагревателей и использование части эффективной мощности двигателя не по назначению и, как следствие, снижение экономичности машины.

Большой научный и практический интерес представляет способ поддержания теплового режима трансмиссии путем использования части теплоты, рассеиваемой в ОС работающим двигателем. Это позволит обеспечить подогрев трансмиссии и дополнительно повысить экономичность силовой установки [214]. Для корректности последующих рассуждений при оценке эффективности использования теплоты, выделившейся в процессе сгорания топлива, продукты сгорания, находящиеся перед турбиной или теплообменником, будем называть выхлопными газами (ВГ), а продукты сгорания, которые выбрасываются непосредственно в атмосферу, – отработанными газами (ОГ).

Использование энергии ВГ для подогрева отдельных узлов тракторов и автомобилей приводит к заметному повышению их температуры [6, 283, 170], в результате чего наблюдается снижение потерь мощности как в начальный момент работы, так и в течение рабочей смены. Однако следует отметить, что утилизация энергии выхлопных газов связана со сложностью изготовления теплообменников и автоматических систем, регулирующих тепловой режим узлов трансмиссии, с учетом противопожарных и санитарных требований.

Подогрев узлов трансмиссии путем использования части теплоты, отводимой системой охлаждения двигателя, более предпочтителен. В этом случае значительно упрощается конструкция теплообменника и системы регулирования теплового режима трансмиссии. Исключена возможность перегрева масла в теплообменнике. Например, подобные теплообменники, предназначенные для охлаждения моторного масла, устанавливались на ряде модификаций двигателей марки СМД-60 и Д-461И. Широкого распространения на отечественных машинах водомасляные теплообменники не получили. Одна из основных причин – нарушение герметичности теплообменника и, как следствие, резкое снижение качества масла.

Наибольшее внимание ряда исследователей, в том числе автора работы, привлекает возможность использования для

разогрева и последующего подогрева наиболее энергоемких агрегатов трансмиссии теплоты, аккумулируемой системой смазки двигателя. При этом можно использовать установленные в поддоне двигателя масло-масляные теплообменники или объединить две системы смазки в одну, когда в двигателе и в агрегатах трансмиссии применяется одна марка масла. Эффективность такого объединения подтверждается рядом исследований. Так, например, В. Ф. Глазков [65] указывает, что объединение гидросистем трансмиссии и навесного оборудования позволило уменьшить общий объем используемого масла в 1,4 раза и обеспечило снижение износа деталей трансмиссии в 2,48–3,48 раза за счет более качественной очистки масла и сохранения его качественных показателей. В последнее время большое внимание уделяется вопросам вторичного использования бросовой энергии ДВС, которая рассеивается в ОС, включая энергию, аккумулируемую системами смазки и охлаждения двигателя, а также энергию выхлопных газов.

Таким образом, проведенный анализ существующих способов снижения потерь мощности в трансмиссиях самоходных машин показал, что наибольшая эффективность достигается при применении масел с пологой ВТХ и использовании бросовой энергии двигателя. Более предпочтительным в силу высказанных выше соображений автор считает последнее направление: вторичное использование теплоты, рассеиваемой в ОС различными системами двигателя.

2.2.5. Объединенная система смазки двигателя и КП

Из теплового баланса ДВС известно, что в полезную работу превращается до 38 % теплоты, полученной от сжигания топлива. Остальная теплота безвозвратно теряется: с охлаждающей жидкостью от двигателя отводится и рассеивается в атмосферу до 28 % и более теплоты, до 30 % и более – с ОГ, до 7 % – системой смазки, через боковые поверхности – до 3 %. На многих марках современных тракторов установлены КП с гидроподжимными муфтами. В соответствии с заводскими

инструкциями в двигатели и КП многих марок тракторов (например, К-744 и Т-150К) заливаются моторные масла одной и той же марки, что создает возможность объединить две системы в одну. При участии автора были разработаны и защищены патентами три варианта объединенных систем смазки. Назначение этих систем – использование теплоты, аккумулируемой системой смазки двигателя, которая рассеивается в ОС, для разогрева и последующего поддержания теплового режима в КП трактора.

Объединенная система смазки (рис. 2.13) включает в себя: поддон *1* двигателя, радиаторную секцию *2* масляного насоса двигателя с автономным маслозаборником, радиатор *3* охлаждения масла, терморегулятор *4* с чувствительным элементом *5* (например, термосиловой датчик ТС-103), установленным в выходном маслопроводе, золотниковый механизм *6*, масляный насос *7* КП *8* с маслозаборником *9*, предохранительный клапан *10*, входной *11* и выходной *12* маслопроводы.

Система смазки работает следующим образом. При работе двигателя горячее масло, закачиваемое радиаторной секцией *2* масляного насоса, преодолевает усилие пружины предохранительного клапана *10* и через проточку в золотнике *6* терморегулятора *4* по входному маслопроводу *11* направляется в маслозаборник *9* масляного насоса *7* КП *8* (направление движения масла показано на чертеже стрелками).

Горячее масло, смешиваясь частично с маслом, находящимся в коробке передач *8*, разогревает его. Одновременно масляным насосом оно подается ко всем трущимся узлам и деталям, а затем направляется по выходному маслопроводу *12* к чувствительному элементу *5* терморегулятора *4*, омывая его, откуда через проточку предохранительного клапана *10* масло сбрасывается в поддон *1* двигателя. Температура масла в системе регулируется терморегулятором *4*, который размещен не на поддоне *1* двигателя, а на пути движения масла из КП *8* на входном *11* и выходном *12* маслопроводах. Тем самым обеспечивается поддержание заданного теплового режима в КП.

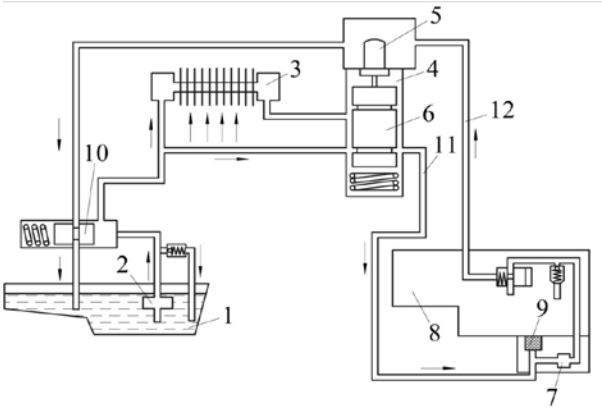


Рис. 2.13. Схема объединенной системы смазки КП и двигателя:

1 – поддон двигателя; 2 – масляный насос (радиаторная секция); 3 – радиатор охлаждения масла; 4 – терморегулятор; 5 – датчик термосиловой; 6 – золотник; 7 – насос масляный КП; 8 – коробка передач; 9 – маслозаборник; 10 – клапан предохранительный; 11 – маслопровод входной; 12 – маслопровод выходной

В случае возрастания температуры масла в КП выше рекомендуемого значения терморегулятор *4* препятствует непосредственному поступлению масла из двигателя в КП и направляет масло в радиатор *3* охлаждения, из которого оно поступает в КП. В случае буксировки трактора с неработающим двигателем перекачка масла из КП *8* в поддон *1* двигателя исключается предохранительным клапаном *10*, который предотвращает прямое сообщение выходного маслопровода *12* с поддоном двигателя.

Для исключения возможной перекачки масла из КП в двигатель и обратно в масляном насосе, который закачивает масло из поддона двигателя, маслозаборник устанавливается на уровне не ниже средней отметки мерной линейки.

Для нормальной работы объединенной системы смазки должно выполняться следующее условие: количество масла, поступающего в единицу времени в двигатель, должно быть

меньше или равно количеству масла, откачиваемого радиаторной секцией масляного насоса двигателя за равный промежуток времени. Пружина, установленная в корпусе терморегулятора, поджимает золотник к термосиловому элементу. Меняя усилие поджатия пружины, можно регулировать температуру масла в КП.

В случаях, когда в двигатель и КП заливаются масла разных марок, можно применить другой вариант объединенной системы смазки с теплообменником, размещенным в поддоне двигателя (рис. 2.14).

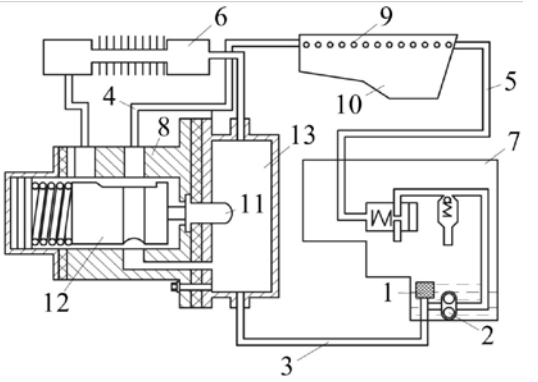


Рис. 2.14. Схема системы смазки КП с теплообменником в поддоне двигателя:

1 – маслозаборник; 2 – насос масляный КП; 3, 4, 5 – маслопроводы; 6 – радиатор охлаждения масла; 7 – коробка передач; 8 – терморегулятор; 9 – теплообменник масло-масляный; 10 – поддон двигателя; 11 – датчик термосиловой; 12 – золотник; 13 – смесительная коробка

Система смазки с теплообменником содержит маслозаборник *1*, масляный насос *2*, входные *3* и *4* и выходной *5* маслопроводы, масляный радиатор *6*, масляную емкость *7*, терморегулятор *8* и масляный теплообменник *9*, последовательно соединенный с входным *4* и выходным *5* маслопроводами. Радиатор *6* подключен параллельно терморегулятору *8*, а масло-маслянный теплообменник *9* размещен в поддоне *10* двигателя в верхнем

слое масла. Терморегулятор *8* снабжен термосиловым датчиком *11*, выходной шток которого упирается в золотник.

Система смазки работает следующим образом. Во время работы двигателя излишки холодного масла из КП, которое закачивается масляным насосом *2*, через выходной маслопровод *5* подается в масло-масляный теплообменник *9*. Холодное масло, поступающее из КП в теплообменник *9*, нагревается за счет теплопередачи от горячего масла двигателя и по входному маслопроводу *4* подводится к терморегулятору *8*. Проходя через первую проточку в золотнике *12* терморегулятора *8*, масло поступает в смесительную коробку *13*, омывает чувствительный элемент датчика *11* и по входному маслопроводу *3* поступает во внутреннюю полость маслозаборника *1* масляного насоса КП. При достижении заданного уровня температуры масла в смесительной коробке *13* терморегулятора *8* термосиловой датчик *11* перемещает золотник влево, масло по пазу в золотнике начинает поступать в масляный радиатор *6*, который в данном случае работает параллельно с теплообменником *9*. Холодное масло сливается из масляного радиатора *1* в смесительную коробку *13*, где смешивается с горячим, омывает чувствительный элемент и поступает на вход масляного насоса. С увеличением температуры масла до предельного значения, определяемого усилием пружины терморегулятора, золотник перемещается до упора влево, масляный радиатор *2* включается последовательно с теплообменником *9* и в маслозаборник *1* КП будет поступать охлажденное масло.

2.2.6. Система вторичного использования теплоты ОГ в МТУ

Известно, что мобильные машины, в том числе тракторы сельскохозяйственного назначения, работают в широком диапазоне нагрузочных режимов и температур ОС, что сопровождается значительным снижением теплового режима всех систем и агрегатов, в результате чего в 1,5–2 раза возрастает расход топлива и износ поверхностей трения, снижается их производительность.

В данном разделе представлены результаты опытно-конструкторской работы, позволяющие за счет рационального использования бросовой теплоты двигателя основным системам машин самонастраиваться (адаптироваться) на оптимальные тепловые режимы. Адаптация осуществляется за счет перераспределения теплоты между системами и агрегатами машины, а также вторичного использования тепловой энергии, рассеиваемой в окружающую среду ОГ [174,160].

Известно, что в период послепускового прогрева холодного двигателя имеют место значительные по величине потери мощности на трение, особенно в ЦПГ, что сопровождается интенсификацией ее износа. Основной причиной повышения интенсивности износа является то, что в этот период детали ЦПГ работают в режиме масляного голодания. Например, испытания двигателя 3Д-6 показали, что при работе на зимнем масле время от момента пуска до начала поступления масла на детали ЦПГ составляет 5 мин 55 с при 0°С и 7 мин 35 с – при минус 24°С. Масло на трущиеся поверхности деталей ЦПГ может поступать только тогда, когда оно находится в виде мелких капель, витающих в объеме картера двигателя. В свою очередь, момент появления этих капель (задержка поступления масла на детали ЦПГ) определяется в большей степени вязкостью масла и скоростью вращающихся и перемещающихся деталей двигателя.

Кроме того, повышенный расход топлива двигателем в период прогрева – результат не только значительного увеличения потерь на трение, но и низкого качества процесса смесеобразования. Из-за низкого теплового режима двигателя топливо, подаваемое в камеру сгорания, не успевает полностью испариться и сгореть. Анализ литературных данных показал, что в период послепускового прогрева расход топлива изменяется по экспоненте: снижается по мере прогрева и стабилизируется на определенном уровне.

В послепусковой период прогрев масла в системе смазки осуществляется за счет теплопередачи от системы охлаждения и частично за счет потерь на трение в сопряжениях работающего двигателя.

В свою очередь, нагрев топлива в форсунках в основном обеспечивается за счет теплопередачи от охлаждающей жидкости и частично за счет теплоты, подведенной от рабочего тела к поверхности распылителя, находящейся в камере сгорания. Очевидно, что для снижения расхода топлива, сокращения времени поступления обильной смазки на детали ЦПГ и, как следствие, снижения износа необходимо сократить время послепускового прогрева двигателя. Сокращение длительности послепускового прогрева может достигаться путем применения термостатов, отключаемых радиаторов, утеплительных чехлов, теплоаккумуляторов и утилизации бросовой теплоты, рассеиваемой в ОС различными системами двигателя.

Цель представленной опытно-конструкторской разработки – повышение эффективности работы машин за счет более полного использования бросовой теплоты двигателя, которая рассеивается в ОС, для поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в системах и агрегатах.

Поскольку двигатель внутреннего сгорания представляет наиболее сложный и дорогостоящий агрегат, который при работе на низком тепловом режиме имеет повышенный расход топлива и подвергается интенсивному износу, то, очевидно, что, в первую очередь, вся теплота сгоревшего в двигателе топлива должна использоваться для сокращения времени его прогрева.

Кроме того, из многочисленных источников известно, что до 70% от общих потерь мощности в агрегатах трансмиссии приходится на КП. Следовательно, после прогрева двигателя с целью снижения потерь мощности всю избыточную теплоту следует направить в КП. Оставшуюся часть теплоты после прогрева КП можно использовать для прогрева ведущих мостов машины и других не основных агрегатов и систем.

Анализ литературных источников и теоретических исследований позволил разработать систему, которая сокращает время послепускового прогрева и создает возможность поддерживать оптимальный тепловой режим рабочих жидкостей

и масел в агрегатах самоходных машин (рис. 2.15). Новизна системы защищена тремя патентами [167, 173, 178].

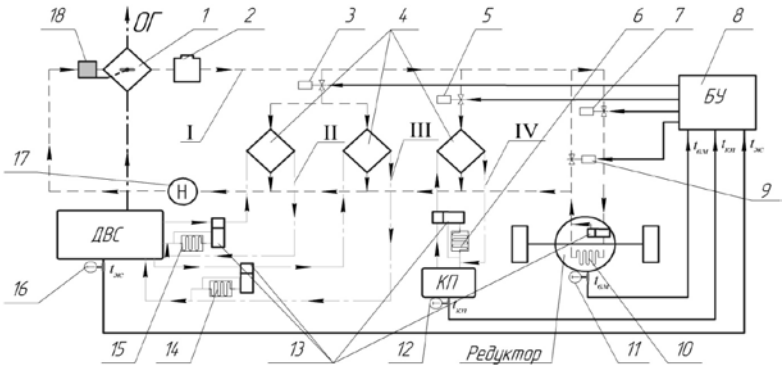


Рис. 2.15. Функциональная схема системы прогрева и поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в агрегатах самоходных машин:

I – контур утилизационный; II, III, IV – контуры теплопотребления; 1 – теплообменник утилизационного контура (ТУК); 2 – расширительный бак; 3 – запорный электромагнитный клапан теплообменников систем охлаждения и смазки двигателя: 4 – теплообменники соответственно систем охлаждения двигателя и систем смазки двигателя и КП; 5 – запорный электромагнитный клапан теплообменника системы смазки КП; 6 – масляный радиатор КП; 7 – запорный электромагнитный клапан теплообменника ведущего моста; 8 – блок управления или бортовой компьютер; 9 – перепускной электромагнитный клапан; 10 – теплообменник редуктора ведущего моста; 11 – датчик температуры масла в ведущем мосту; 12 – датчик температуры масла в КП; 13 – терморегуляторы контуров теплопотребления; 14 – масляный радиатор системы смазки; 15 – радиатор системы охлаждения двигателя; 16 – датчик температуры охлаждающей жидкости в ДВС; 17 – насос циркуляционный утилизационного контура; 18 – терморегулятор привода газовой заслонки теплообменника утилизационного контура

В систему входят утилизационный контур, контуры теплопотребления, в которых теплота ВГ используется вторично для сокращения времени послепускового прогрева и поддержания оптимальных температурных режимов потребителей, и электронные средства управления.

Утилизационный контур включает теплообменник утилизационного контура (ТУК), терморегулятор с исполнительным механизмом для привода заслонки, насосный узел для цирку-

ляции теплоносителя, расширительный бак и трубопроводы. В качестве теплоносителя используется жидкость с высокой температурой кипения и высокими коэффициентами теплоемкости и теплоотдачи.

Потребителями теплоты являются система охлаждения двигателя, системы смазки двигателя и КП, редукторы ведущих мостов и другие системы и агрегаты.

Каждый контур теплопотребления содержит свой компактный теплообменник теплопотребляющего контура (ТТК), который может быть внешним или внутренним (встроенным). В этих теплообменниках происходит теплопередача от теплоносителя утилизационного контура к рабочим жидкостям, циркулирующим в контурах теплопотребления. Для предотвращения перегрева рабочих жидкостей в данной системе используются как штатные приборы (термостаты и радиаторы), так и дополнительно установленные терморегулирующие элементы.

В редукторах (к которым можно отнести ведущие мосты, бортовые редукторы, раздаточные коробки и т. д.), где отсутствует принудительная система смазки, внутренние теплообменники могут размещаться непосредственно в их корпусах. Внутренние (встроенные) теплообменники могут быть пластинчатыми или выполненными из металлической трубки, уложенной внутри корпуса редуктора с учетом его конструктивных особенностей. Подобные теплообменники оснащаются автономными терморегуляторами.

Электронные средства управления системой включают в себя датчик температуры масла в КП *12* ($t_{кп}$), датчик температуры охлаждающей жидкости в ДВС *16* ($t_{ж}$), датчик температуры масла в ведущем мосту *11* ($t_{вм}$), электромагнитный клапан теплообменников систем охлаждения и смазки ДВС *3*, электромагнитный клапан системы смазки КП *5*, электромагнитный клапан теплообменника ведущего моста *7*, блок управления (БУ) *8* или штатный бортовой компьютер. Управление осуществляется в соответствии с алгоритмом, представленным на рис. 2.16.

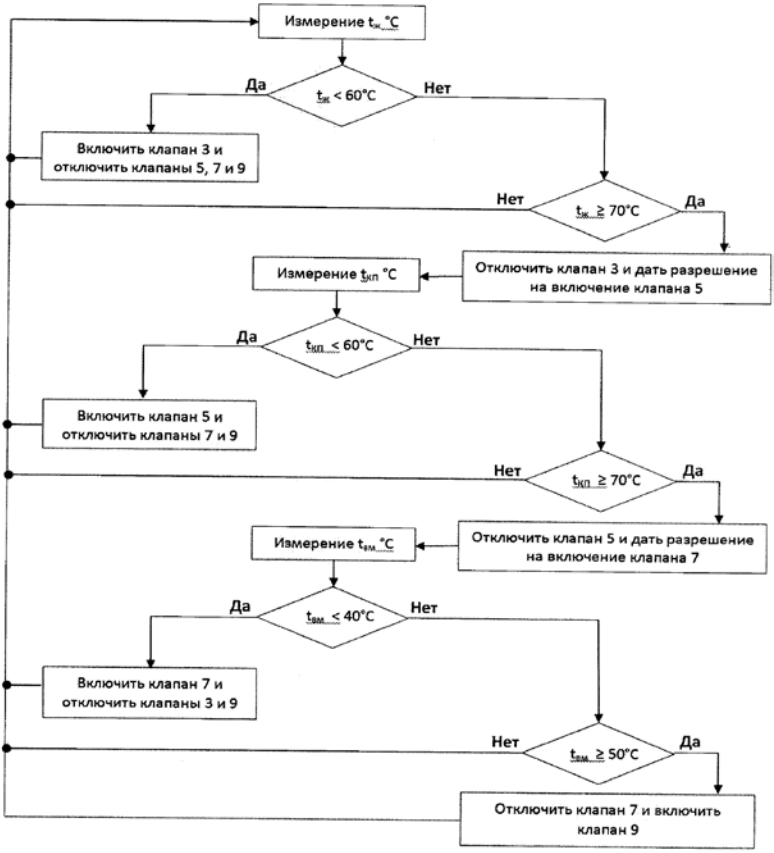


Рис. 2.16. Алгоритм управления работой системы прогрева и поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в агрегатах самоходных машин

Следует отметить, что алгоритм управления работой системы по прогреву и поддержанию оптимальных температур рабочих жидкостей и масел определяется количеством основных и не основных систем и агрегатов, подлежащих прогреву, и требуемыми условиями их работы. К основным системам и агрегатам можно отнести системы охлаждения и смазки двигателя, коробки передач, ведущие мосты, а к неосновным – гидросистемы навесного оборудования, рулевого управления и другие агрегаты.

Управление системой происходит в следующей последовательности. При пуске холодного двигателя ($t_{ж} < 60^{o}$C) открывается электромагнитный клапан *3* теплообменников систем охлаждения и смазки двигателя. Вся теплота ВГ, которая утилизируется рекуперативным теплообменником, направляется в соответствующие контуры и используется только для прогрева двигателя.

При температуре жидкости в системе охлаждения двигателя, равной или более 70°С, клапан *3* закрывается и подача теплоносителя в теплообменники прекращается. Одновременно дается разрешение на открытие электромагнитного клапана *5* теплообменника КП. Из литературных источников и результатов исследований автора известно, что при температуре охлаждающей жидкости 60…80°С и более потери на трение в ЦПГ снижаются до минимального значения и стабилизируются. Аналогично стабилизируются потери теплоты от неполноты сгорания топлива. Таким образом, температура охлаждающей жидкости в ДВС на уровне 70°С (средняя температура в указанном интервале) принимается за максимальную, при которой дополнительный подвод теплоты к двигателю из утилизационного контура прекращается. Системы охлаждения и смазки двигателя переходят в штатный режим работы.

Дальнейшее повышение температуры охлаждающей жидкости до оптимального значения (85…95°С) осуществляется только за счет теплоты, которая отводится от нагретых деталей двигателя в систему охлаждения.

При температуре масла в КП менее 60°С открывается электромагнитный клапан *5*, и жидкость из утилизационного контура поступает в теплообменник системы смазки КП. Масло нагревается. Как только температура масла в КП достигает 70°С и более, электромагнитный клапан *5* закрывается. Одновременно дается разрешение на открытие электромагнитного клапана *6* теплообменника ведущего моста. Циркуляция жидкости, находящейся в утилизационном контуре, через теплообменник КП прекращается.

Известно также, что температура масла в КП машин в диапазоне от 60 до 80°С считается оптимальной. При работе в указанном диапазоне достигается оптимальное значение вязкости масла, при которой потери мощности в КП достигают

минимальных значений, и сохраняется довольно высокая несущая способность масляной пленки на поверхностях трения, что способствует их минимальным износам. Следовательно, с учетом приведенной аргументации температуру масла в КП на уровне 70°С можно принять за максимальную, при которой подвод теплоты в теплообменник КП прекращается.

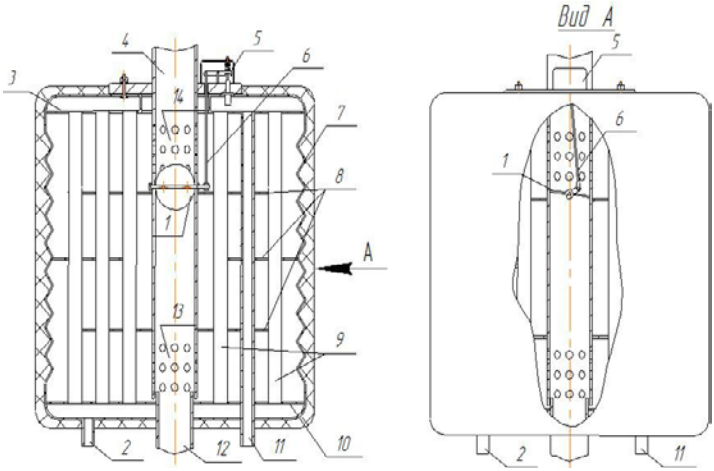
Подача теплоты в теплообменник ведущего моста осуществляется при температуре масла в нем менее 40°С путем открытия электромагнитного клапана *6*. Масло нагревается. При температуре масла в ведущем мосту равной или более 50°С клапан *6* закрывается, и циркуляция жидкости через теплообменник прекращается. Максимальная рабочая температура масла в ведущем мосту на уровне 50°С принята на основании опубликованных данных и исследований, выполненных автором. При указанной температуре потери на трение в ведущих мостах стабилизируются, а прочность хемосорбированных и адсорбированных на трущихся поверхностях пленок способна противостоять большим ударным нагрузкам.

Следует отметить, что оптимальные рабочие температуры систем и агрегатов конкретных марок машин могут уточняться с помощью дополнительных экспериментальных исследований. Предлагаемая система прогрева и поддержания оптимального теплового режима в агрегатах самоходных машин позволяет изменять значения оптимальных настроек.

С понижением температуры масла в КП менее 60°С подача теплоты в редукторы ведущих мостов и других не основных систем прекращается. Электромагнитный запорный клапан *6* закрывается. Если температура охлаждающей жидкости в двигателе достигает значений менее 60°С, то отключаются все потребители, кроме двигателя. Закрываются запорные электромагнитные клапаны *5* и *6*, а клапан *4* открывается. Системы охлаждения и смазки двигателя вновь подключаются к утилизационному контуру.

Основной составной частью системы, которая обеспечивает нагрев и поддержание оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в агрегатах машины, является рекуперативный теплообменный аппарат утилизационного контура с регулируемой теплопроизводительностью (рис. 2.17) [173].

Теплообменник включает в себя газовую заслонку *1* с приводом *6*, терморегулятор *5*, верхнюю *4* и нижнюю *12* части центральной трубы, теплообменные трубы *9*, верхнюю *3* и нижнюю *10* трубные решетки, перегородки межтрубного пространства *8*, кожух *7*, патрубки *2* и *11*.



а *б*

Рис. 2.17. Рекуперативный газожидкостный теплообменник с автоматической системой управления процессом теплообмена:

1 – газовая заслонка; 2 – патрубок подвода внутритрубной среды; 3 – верхняя трубная решетка; 4 – верхняя часть центральной трубы; 5 – терморегулятор в сборе; 6 – привод заслонки; 8 – перегородки межтрубного пространства; 7 – кожух; 9 – теплообменные трубы; 10 – нижняя трубная решетка; 11 – патрубок отвода внутритрубной среды; 12 – нижняя часть центральной трубы; 13 – отверстия до заслонки; 14 – отверстия после заслонки

Кожух *7* теплообменника выполнен в виде гофрированного цилиндра. Гофрированная форма кожуха необходима для компенсации увеличения линейных размеров теплообменных труб *9* при нагревании.

В исходном состоянии после пуска холодного двигателя газовая заслонка *1* находится в положении «закрыто» (см. рис. 2.17 а). Выпускные газы проходят через отверстия *13* центральной трубы, попадают в межтрубное пространство, а затем через отверстия *14* выбрасываются обратно в центральную трубу и далее

в ОС. Отверстия *13* и *14* выполняют функцию патрубков подвода и отвода межтрубной среды. В ходе движения выпускных газов через межтрубное пространство осуществляется теплопередача от газов к жидкости, циркулирующей в теплообменных трубах. С повышением температуры жидкости во входном коллекторе рекуперативного теплообменника до 70…75°С начинает срабатывать терморегулятор *5*, который через систему тяг привода *6* воздействует на газовую заслонку *1*, вследствие чего она начинает открываться. Часть выпускных газов выбрасывается в атмосферу. При достижении заданной температуры жидкости (например, 85…90°С), заслонка открывается полностью, и выпускные газы, двигаясь по пути наименьшего сопротивления, направляются в атмосферу, минуя межтрубное пространство теплообменника. Теплопередача прекращается (см. рис. 2.17 б).

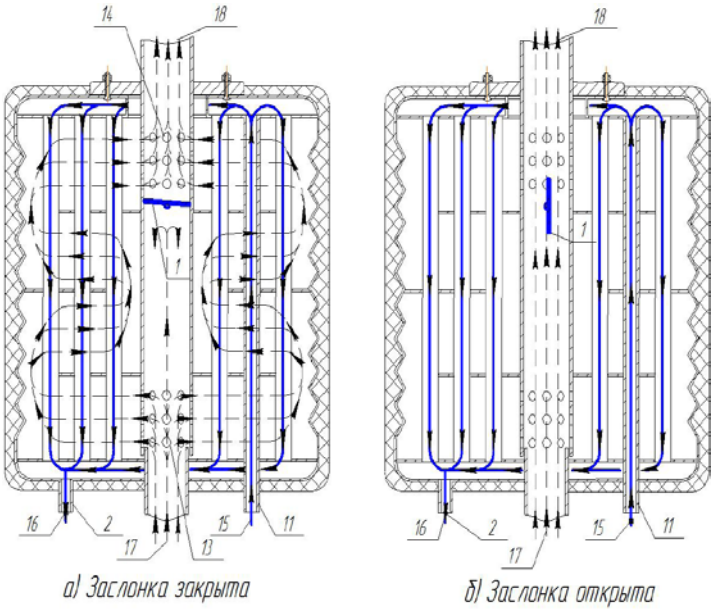


Рис. 2.18. Принцип работы теплообменника утилизационного контура

Позиции обозначены в соответствии с рис. 2.17, дополнительно: 15 – подача в теплообменник жидкого теплоносителя; 16 – выход из теплообменника жидкого теплоносителя; 17 – подача в теплообменник выпускных газов двигателя; 18 – выброс ОГ в ОС

С понижением температуры жидкости ниже заданных значений все повторяется в обратном порядке, и теплопередача возобновляется. Таким образом, обеспечивается автоматическое поддержание заданной температуры жидкости, циркулирующей в утилизационном контуре, независимо от потребляемой теплоприемниками мощности. Начало срабатывания регулятора рекуперативного теплообменника обеспечивается путем изменения силы предварительного сжатия пружины.

Для того чтобы повысить эффективность вторичного использования теплоты ВГ, поверхности коллекторов, трубопроводов и утилизационного теплообменника теплоизолируются. Поскольку теплообменник может частично выполнять функции глушителя, то его целесообразно размещать в одном корпусе с глушителем, уменьшая размеры последнего.

Оценить степень полезности использования теплоты сгоревшего в двигателе топлива в период послепускового прогрева можно с помощью полученного автором уравнения эксергетического коэффициента теплоиспользования ($\eta_э$).

Экспериментальные исследования тракторного двигателя СМД-62 показали, что в начальный момент работы двигателя после его пуска выпускные газы содержат до 20% эксергии сгоревшего топлива. Далее, по мере прогрева, доля эксергии выпускных газов возрастает до 30%. Это можно объяснить относительно большой величиной доли от неполноты сгорания топлива в послепусковой период, которая снижается по мере прогрева двигателя до минимального значения.

С помощью несложных расчетов установлено, что при КПД рекуперативного теплообменника, равном 50…60%, коэффициент полезного использования теплоты сгоревшего в двигателе топлива может приближаться в период послепускового прогрева к 80…85%.

Таким образом, теоретические и опытно-конструкторские работы показывают, что в период послепускового прогрева коэффициент теплоиспользования может достигать довольно высоких значений. Предложенная система послепускового прогрева и поддержания оптимальных температур рабочих

жидкостей и масел в агрегатах машин позволяет значительно сократить время послепускового прогрева машин, что сопровождается снижением износов деталей ЦПГ и других трущихся пар, расхода топлива и времени на подготовку машин к работе.

Предлагаемая система была изготовлена и испытана в Новосибирском государственном аграрном университете. Предварительные испытания показали высокую эффективность ее работы.

2.3. Основные режимы и эффективность двигателей с ГТН в эксплуатационных условиях

В ряде публикаций утверждается, что неустановившийся характер нагрузки при выполнении сельскохозяйственных операций подчиняется закону нормального распределения с максимальными отклонениями нагрузки от среднего значения $\pm 3\sigma_x$. Это приводит к тому, что при форсировании двигателя газотурбинным наддувом повышение производительности МТА отстает от роста мощности. Одной из основных причин снижения эффективности форсирования двигателя газотурбинным наддувом и увеличения расхода топлива при работе на неустановившихся режимах (разгон, наброс нагрузки) является нарушение взаимосвязи систем топливо- и воздухоподачи [21, 47, 187, 220, 230, 262].

Двигатель с ГТН является системой, состоящей из трех связанных объектов: дизеля, регулятора, турбокомпрессора, которые автоматически перенастраиваются на новый режим при любом внешнем возмущении, и, следовательно, представляют собой систему автоматического регулирования. Реакция такой системы в ответ на любое внешнее возмущение характеризуется изменением скоростного режима двигателя, положения рейки топливного насоса и скоростного режима турбокомпрессора.

Наиболее выгодным с точки зрения энергоотдачи является режим максимальной мощности, который у обычных двигателей с ГТН, как правило, совпадает с режимом номинальной частоты вращения коленчатого вала. Однако устойчивая ра-

бота дизеля на этом режиме возможна лишь при установившемся характере нагрузки, когда относительные отклонения нагрузки от среднего значения не превышают коэффициента запаса крутящего момента. Кроме того, у большинства отечественных тракторных двигателей на корректорный участок характеристики приходится область минимальных удельных расходов топлива.

Для увеличения времени работы двигателя с ГТН на корректорном участке характеристики в зоне минимальных удельных расходов топлива при максимальной мощности в отечественном и зарубежном тракторостроении получили распространение два основных направления: применение специальных типов трансмиссий с высокими регулирующими свойствами (гидромеханические трансмиссии) и применение ДПМ.

Гидромеханические трансмиссии (ГМТ) позволяют в зависимости от тягового сопротивления агрегата автоматически изменять скорость движения и тяговое усилие трактора в 1,8…2,1 раза [95]. Однако применение ГМТ на тракторах приводит к неизбежному ухудшению экономичности в расчете на единицу выполненной работы. Дело в том, что существующие конструкции ГМТ даже на самых оптимальных режимах обеспечивают коэффициент полезного действия не более 0,85…0,92. При отклонении же от оптимального режима КПД такой трансмиссии еще более снижается.

ДПМ отличается высокими значениями коэффициента приспособляемости и постоянством мощности при работе на режиме внешней характеристики в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала. Благодаря этому обеспечивается бесступенчатое и автоматическое регулирование тягового усилия и скорости движения трактора при практически 100%-м использовании мощности ДПМ и высокой топливной экономичности [69].

В реальных условиях эксплуатации не всегда удается использовать максимальную мощность двигателя. Это зависит от вида выполняемых сельскохозяйственных операций, рельефа местности, физических свойств почвы, природно-климатической зоны и времени года.

В последнее время в зарубежном двигателестроении получили распространение двигатели с двумя и более уровнями мощности. Так, например, фирма «Катерпиллер» устанавливает на сельскохозяйственных модификациях гусеничных промышленных тракторов систему регулирования подачи топлива, которая при переключении на высшую передачу одновременно перемещает рейку топливного насоса, увеличивая подачу топлива. Аналогичное устройство устанавливается на двигателях промышленных тракторов фирмы «Фиат-Аллис» [69]. На тракторах Ursas польского производства устанавливается устройство, позволяющее из кабины вручную регулировать мощность двигателя и соответственно расход топлива в зависимости от нагрузки. По данным авторов В.А. Родичева, Т.В. Царькова [252], это позволяет снизить расход топлива на 30%.

Недостатком известных способов и устройств для снижения расхода топлива является, во-первых, то, что переключение уровней мощности осуществляется либо одновременно с переключением передач, либо вручную по усмотрению оператора. В первом случае уровень номинальной мощности задается предварительно, исходя из среднего уровня загрузки двигателя при выполнении каких-либо операций, и не зависит от текущего значения загрузки. Во втором случае уровень номинальной мощности устанавливается исходя из субъективных представлений оператора о степени загрузки. Во-вторых, переключение уровней мощности не сопровождается регулирующим воздействием на турбокомпрессор и, таким образом, не используются значительные резервы повышения экономичности, заложенные в характеристиках, согласующих процессы воздухоснабжения и топливоподачи на различных режимах.

Вполне очевидно, что применение многоуровневых двигателей позволяет расширить диапазон сельскохозяйственных операций, выполняемых на корректорном участке характеристики (регулятор выключен) в режиме ДПМ с минимальным расходом топлива.

Применение ГТН, без которого немыслим режим ДПМ, наряду с положительными качествами имеет и ряд недостат-

ков. Наиболее существенные из них – снижение экономичности двигателя при работе на частичных нагрузках, переходных режимах, холостом ходу и ухудшение пусковых качеств [59, 73, 116, 117, 132, 205, 266, 292]. Ранее отмечалось, что работа двигателя с неполной загрузкой является характерной для тракторов, работающих в сельскохозяйственном производстве, особенно в зимний период (см. раздел 1.3.2).

На частичных нагрузках двигатель работает с большим коэффициентом избытка воздуха (α) и пониженной его температурой во впускном коллекторе. С увеличением α выше 3,2 возрастает неравномерность цикловой подачи топлива, снижается давление в момент впрыскивания топлива, и, как следствие, ухудшается процесс смесеобразования в камере сгорания [231,291]. Это приводит к увеличению периода задержки воспламенения, уменьшению скорости и полноты сгорания. На режимах, близких к номинальным, и переходе на корректорный участок при низких температурах воздуха на впуске, когда α снижается до значений 1,5, наблюдается довольно заметное увеличение η_i. На частичных нагрузках уменьшение температуры на впуске является малозначимым фактором и не компенсирует ухудшение рабочего процесса за счет увеличения количества подаваемого воздуха за цикл [253].

2.3.1. Анализ индикаторных показателей

Эффективность теплоиспользования в двигателях можно оценить индикаторным коэффициентом полезного действия. В данном случае научный и практический интерес представляет метод дифференциальной оценки статей использования теплоты в уравнении индикаторного КПД [118, 206, 207]:

$$\eta_i = 1 - \delta_{нс} - \delta_{э} - \delta_{т} - \delta_{с} - \delta_{нв} - \sum_{i=1}^{n} \delta_{WJ} - \delta_{о} , \qquad (2.20)$$

или

$$\eta_i = 1 - \delta_{нс} - \sum_{i=1}^{n} \delta_i , \qquad (2.21)$$

где $\delta_{нс}$ – доля потерь теплоты от химической неполноты сгорания топлива;

$\delta_э$ – доля недоиспользованной теплоты в эталонном цикле с мгновенным подводом теплоты в верхней мертвой точке ВМТ;

δ_T – доля потерь теплоты от температуры рабочего тела, являющейся фактором снижения показателя адиабаты;

δ_e – доля потерь теплоты от состава смеси, определяющей показатель адиабаты;

$\delta_{нв}$ – доля потерь теплоты от несвоевременности ее ввода;

$\sum_{i=1}^{m} \delta_{WJ}$ – доля суммарных потерь теплоты при теплообмене;

δ_o – остаточный член уравнения баланса;

$\sum_{i=1}^{n} \delta_i$ – суммарные потери теплоты, не использованные в рабочем цикле.

Пользуясь предложенной методикой, уравнение (2.21) можно переписать в следующем виде:

$$\eta_i = 1 - \delta_{нс} - \delta_{ог} - \delta_{ж} - \delta_{м} - \delta_{н}, \qquad (2.22)$$

где $\delta_{ог}$ – доля потерь теплоты с отработанными газами;

$\delta_{ж}$ – доля потерь теплоты в охлаждающую жидкость;

$\delta_{м}$ – доля потерь теплоты в систему смазки двигателя;

$\delta_{н}$ – доля неучтенных потерь.

Количество несгоревшего топлива определяется разностью между количеством израсходованного двигателем топлива и количеством сгоревшего топлива, что можно записать в следующем виде:

$$G_T^{нс} = G_T - G_T^{сг}. \qquad (2.23)$$

Тогда долю потерь энергии от химической неполноты сгорания можно определить с помощью уравнения (2.23), поделив левую и правую часть уравнения на G_T.

$$\delta_{нс} = 1 - \frac{G_T^{сг}}{G_T}, \qquad (2.24)$$

где $G_T^{сг}$ – часовой расход сгоревшего топлива;

G_T – полный часовой расход израсходованного двигателем топлива.

После подстановки уравнения (2.24) в уравнение (2.22) получим:

$$\eta_i = \frac{G_T^{сг}}{G_T} - \delta_{ог} - \delta_{ж} - \delta_{м} - \delta_{н}. \qquad (2.25)$$

Последнее уравнение даст возможность оценивать степень полезного использования теплоты в долях от располагаемой на различных режимах работы двигателя, включая послепусковой прогрев.

При понижении нагрузочного режима η_i снижается. Причиной этого является увеличение $\delta_{нс}$ и несвоевременности ввода теплоты $\delta_{нв}$. Кроме того, возрастают потери при теплообмене, что сопровождается уменьшением потерь δ_T и δ_C, Причина – изменение состояния рабочего тела (температура и коэффициент избытка воздуха) [182].

Снижение индикаторного КПД дизеля при газотурбинном наддуве было установлено рядом исследователей в более ранних публикациях [48, 49, 50, 117, 209, 232]. Это объясняется сокращением периода задержки воспламенения в результате повышения давления и температуры конца сжатия. В итоге возрастают потери теплоты в систему охлаждения, а также с ОГ из-за большей величины коэффициента избытка воздуха.

Наряду с этим в литературе существует ряд экспериментальных данных о повышении η_i дизеля с ГТН на малых нагрузках благодаря подогреву наддувочного воздуха, что улучшает, скорее всего, полноту сгорания [60].

Многие исследователи считают, что при одинаковых условиях η_i равны при постоянных значениях α независимо от способа изменения плотности воздуха на впуске [188, 230]. С этим, однако, нельзя согласиться, так как, с одной стороны, понижение температуры воздуха на впуске ведет к увеличению периода задержки воспламенения, вызывая повышение скорости нарастания давления. В результате сокращается продолжительность периода сгорания и, следовательно, уменьшаются потери теплоты в систему охлаждения. Одновременно с понижением температуры воздуха снижаются теплоемкость

рабочего тела и максимальная температура цикла. В итоге уменьшаются потери теплоты в систему охлаждения и с ОГ. С другой стороны, вследствие увеличения плотности воздуха из-за снижения его температуры α возрастает, что влияет на максимальную температуру цикла и также приводит к увеличению скорости нарастания давления. Следовательно, можно выделить два основных фактора, влияющих на η_i : коэффициент избытка воздуха и непосредственно температура воздуха на впуске. Одновременное изменение указанных параметров с понижением температуры ОС может привести к существенному увеличению η_i двигателя.

Таким образом, установка на дизель ГТН, а также понижение температуры ОС существенно влияют на изменение индикаторных показателей. Следует также отметить практически полное отсутствие сравнительных испытаний, касающихся влияния температуры ОС на индикаторные показатели двигателя с наддувом и без него.

2.3.2. Анализ эффективных показателей

Для оценки и анализа экономичности двигателя внутреннего сгорания можно использовать хорошо известные выражения:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м;\ \ \eta_м = 1 - \sum_{i=1}^{n} \frac{L_{мп}}{L_i};\ \ L_i = g_ц \cdot H_u \cdot \eta_i\,, \qquad (2.26)$$

где $L_{мп}$ – работа механических потерь;

L_i – индикаторная работа за цикл;

$g_ц$ – цикловая подача топлива;

H_u – низшая теплота сгорания топлива.

Введем обозначения:

$$\sum_{i=1}^{n} L_{мп} \,/\, g_ц H_н = \sum_{i=1}^{n} l_n;\ ,\ l_n = L_{мп} \,/\, g_ц H_u, \qquad (2.27)$$

где $\sum_{i=1}^{n} L_{мп}$ – суммарный коэффициент механических потерь;

l_n – частный коэффициент механических потерь.

Тогда в соответствии с методикой, предложенной Н. Ф. Ефремовым и Д. Д. Матиевским [79], запишем в сокращенной форме выражение для η_e:

$$\eta_e = 1 - \delta_{нс} - \sum_{i=1}^{n} \delta_i - \sum_{i=1}^{n} l_n \,. \qquad (2.28)$$

Учитывая, что

$$\sum_{i=1}^{n} l_n = l_a + l_{тр}^{пг} + l_{нх} \,, \qquad (2.29)$$

уравнение (2.28), представляющее уравнение баланса теплоты в расчете на единицу произведенной работы, легко трансформируется в уравнение баланса по топливу. В результате получим:

$$g_e = g_e^{дв} + g_{мп} + \sum_{i=1}^{n} g_{\delta i} + \sum_{i=1}^{n} \delta_{ei} \,, \qquad (2.30)$$

где $g_e^{дв}$ – топливо, полезно используемое в двигателе:

$$g_e^{дв} = g_e \cdot \eta_e \qquad (2.31)$$

После подстановки выражения (2.29) в уравнение (2.28) получим уравнение для η_e в развернутом виде:

$$\eta_e = 1 - \delta_{нс} - \sum_{i=1}^{n} \delta_i - l_a - l_{тр}^{пг} - l_{нх} \,, \qquad (2.32)$$

где l_a – доля потерь на привод агрегатов и газораспределительного механизма;

$l_{тр}^{пг}$ – доля потерь на трение в ЦПГ и КШМ;

$l_{нх}$ – доля потерь на насосные ходы.

Преобразуем выражение (2.29) в уравнение следующего вида:

$$\sum_{i=1}^{n} l = l_{вм} + l_ф + l_{нх} + l_{пр} \,, \qquad (2.33)$$

где $l_{вм}$ – доля потерь на привод вспомогательных механизмов;

$l_ф$ – доля фрикционных потерь;

$l_{пр}$ – доля прочих потерь.

После подстановки в уравнение (2.30) выражений (2.24) и (2.32) получим формулу для η_e в следующем виде:

$$\eta_e = \frac{G_T^{сг}}{G_T} - \delta_{ВГ} - \delta_{Ж} - \delta_{МС} - l_{ВМ} - l_{нх} - \delta_{l_{ПР}}, \quad (2.34)$$

где $\delta_{l_{ПР}} = \delta_{пр} + l_{пр}$.

Доля энергии, теряемая в виде механических потерь, велика и на режимах полной нагрузки составляет 15…30 % индикаторной работы двигателя [293].

Известно, что величина механических потерь в основном определяется двумя составляющими: величиной фрикционных потерь и потерь на насосные ходы, сумма которых достигает 80 % от общей величины.

Доля фрикционной составляющей в общем балансе механических потерь колеблется от 50 до 75 %. Основную часть механических потерь составляют потери на трение в ЦПГ, причем на трение поршневых колец о стенки цилиндра приходится 25…40 %. Следует отметить возрастание фрикционных потерь и, как следствие, увеличение интенсивности износа деталей ЦПГ по мере увеличения давления наддува.

Работа двигателя с турбокомпрессором на режимах, где отношение $P_K / P_T < 1$ сопровождается, как известно, увеличением работы в период хода выталкивания, т.е. увеличением составляющей $l_{нх}$. Этот режим является характерным при работе двигателя на регуляторной ветви характеристики, а также на номинале при небольших значениях давления наддува. Поэтому для снижения потерь в процессе газообмена в первую очередь следует проводить мероприятия в направлении уменьшения работы выталкивания (насосных потерь).

При некоторых значениях отношения $P_K / P_T \geq 1$ работа насосных ходов может стать положительной, т.е. будет прибавляться к индикаторной работе двигателя, увеличивая его эффективную мощность. На автотракторных двигателях такой режим возможен на номинальных нагрузках или работе на корректорном участке характеристики.

Практический и научный интерес представляет зависимость механических потерь от температуры ОС. Многие ис-

следователи [189–191, 210, 234] отмечают малую зависимость потерь от температуры ОС. Следует отметить, что практически все работы были проведены в интервале положительных температур ОС или воздух на впуске искусственно подогревался, а температура ОС оставалась постоянной.

В более поздних работах, выполненных в реальных климатических условиях на современных двигателях в Иркутском и Новосибирском ГАУ, обращается внимание на существенную зависимость механических потерь от температуры ОС. Так, например, перепад температуры ОС в 60 °С вызывает снижение $\eta_м$ двигателя СМД-14 от 0,825 до 0,770, или на 6,6 %, а дизеля Д6 – на 23 % [3, 22]. Повышение внутренних потерь исследователи объясняют ростом максимального давления газов в цилиндрах двигателя с понижением температуры воздуха, а также увеличением вязкости масла на трущихся поверхностях, главным образом, на поверхностях цилиндров и поршней.

Оценка влияния температуры ОС на эффективные показатели двигателя дается во многих публикациях [23, 133, 134, 191, 192, 217, 319]. Почти все исследователи отмечают улучшение эффективных показателей с понижением температуры воздуха. В то же время ряд исследователей отмечают различную степень «чувствительности» двигателя без наддува по сравнению с двигателем, оснащенным ГТН, к изменению температуры воздуха на впуске. К сожалению, следует констатировать, что в публикациях практически нет работ, посвященных влиянию низких температур (ниже минус 10 °С) на эффективность применения автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом.

2.3.3. Переходные режимы и динамические качества

Для двигателей с турбонаддувом характерно ухудшение динамики и повышение эксплуатационного расхода топлива на переходных режимах из-за несоответствия частоты вращения ротора турбокомпрессора, а следовательно, расхода воздуха, вследствие его инерционности и наличия газовой связи

между двигателем и турбокомпрессором, цикловой подачи топлива, что ведет к ухудшению процесса сгорания и увеличению расхода топлива. Причем, чем выше давление наддува ($P_к$), тем больше разница в динамике двигателя с турбонаддувом и без него [235, 318].

Следует отметить, что тепловое состояние двигателей оказывает косвенное влияние на его динамические качества через индикаторные и эффективные показатели, так как длительность тепловых переходных процессов в двигателях на два порядка больше по сравнению с процессами, определяемыми интенсивностью изменения скоростного режима [308].

Одной из основных причин увеличения расхода топлива на неустановившихся режимах является значительное снижение коэффициента избытка воздуха. Так, например, в момент начала движения подача воздуха снижается на 25 %, что вызывает падение α до 1,20…1,25 [303]. Недостаточная величина α влечет за собой нарушение нормальной организации рабочего процесса дизеля, в результате чего возрастает неполнота сгорания топлива, растет теплонапряженность ЦПГ и турбины, а также растут потери теплоты в систему охлаждения.

Для снижения расхода топлива, теплонапряженности и дымности в ряде случаев применяется подвижный упор ограничения подачи топлива, величина перемещения которого определяется давлением наддува. В этом случае удается поддерживать α на уровне 1,5, но время разгона коленчатого вала двигателя возрастает до 20 с [315, 316]. Применение турбины с регулируемым сопловым аппаратом сокращает время разгона в 2 раза. Применение поочередно включаемых турбокомпрессоров сокращает время разгона до 3,2 с [315].

Время разгона двигателя существенно уменьшается с увеличением коэффициента приспособляемости [92, 193], который у ДПМ достигает значений 1,35…1,50. В настоящее время в мировом двигателестроении этим двигателям отдается все большее предпочтение. Применение ДПМ способствует снижению жесткости рабочего процесса на корректорном участке характеристики и, как следствие, динамических нагрузок на

коленчатый вал двигателя и первичный вал КП, улучшению тягово-экономических и разгонных характеристик тракторов. При этом несколько смягчаются динамические процессы при колебательном характере нагрузки.

Известно, что большую часть времени автотракторные двигатели работают с неполной загрузкой. Это приводит к улучшению динамических качеств, но ухудшает экономичность и увеличивает расход топлива, т.е. теряются преимущества ДПМ [309]. Поэтому применение различных способов и устройств, регулирующих уровень загрузки двигателя с использованием в ряде случаев микропроцессорной техники, представляет большой научный и практический интерес. Результатом работы в данном направлении может быть семейство автотракторных двигателей с новыми потребительскими качествами: высокими динамическими качествами, низким удельным расходом топлива, возможностью работать в режиме ДПМ в широком спектре нагрузок.

3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ТОПЛИВА В МТУ ТРАКТОРА

Ранее было установлено (см. разделы 1 и 2), что из-за пониженного теплового режима двигателя ухудшается процесс смесеобразования и полнота сгорания топлива, а в трансмиссии резко возрастают потери мощности на трение, особенно на режиме пуска-прогрева в зимний период эксплуатации. Кроме того, для сельскохозяйственного производства характерным является неполная загрузка двигателя по мощности и, как следствие, снижение экономичности двигателя с газотурбинным наддувом. В настоящее время этот тип двигателей находит все большее применение как на тракторах, так и на автомобилях. Поэтому повышение экономичности МТУ на режиме пуска-прогрева при работе на частичных нагрузках в широком интервале температур ОС представляет большой научный и практический интерес.

Совершенствованию термодинамических процессов, происходящих в МТУ трактора, его узлах и агрегатах, посвящено большое количество работ. В большинстве случаев исследователи пользуются тремя методами: коэффициентов полезного действия, энтропийным и эксергетическим [284].

Эксергетический метод базируется как на первом, так и на втором законах термодинамики, учитывает потери от необратимости реальных процессов и позволяет оценить степень термодинамического совершенства каждой из систем трактора или МТУ в целом.

Эксергия – максимальное количество энергии, которое при данных условиях может быть передано внешнему приемнику энергии в форме работы. Ту часть энергии, которая не может быть трансформирована в работу, называют анергией [28].

Известно, что эксергия теплового потока E_x и его анергия A_x определяются уравнениями:

$$E_x = Q_x\left(1 - \frac{T_{oc}}{T_{cp}}\right), \qquad (3.1)$$

$$A_x = Q_x \frac{T_{oc}}{T_{cp}}, \qquad (3.2)$$

где Q_x – эксергия теплового потока;

T_{oc} – температура ОС;

T_{cp} – среднединамическая температура рабочего тела.

При анализе систем МТУ (например, поршневой части дизеля, турбокомпрессора, систем топливоподачи, охлаждения, смазки, коробки передач) на выходе имеются потоки эксергий разного качества, оценка которых возможна только при сведении всех потоков к одному масштабу. Для этого необходимо составить эксергетический баланс системы и вычислить ее эксергетический КПД, в результате чего достигается качественная и количественная оценка степени термодинамического совершенства данной системы.

Эксергетический КПД МТУ представляет собой отношение полезно используемой эксергии $E_{пол}$ к химической эксергии израсходованного двигателем топлива E_T (подведенной эксергии):

$$\eta_{эмту} = \frac{E_{пол}}{E_T}. \qquad (3.3)$$

Эксергия системы может быть определена с помощью трех основных уравнений [294, 271]:

1) уравнения максимальной работоспособности (эксергии) рабочего тела закрытой системы:

$$E_x = (U_1 - U_{oc}) - T_{oc}(S_1 - S_{oc}) + P_{oc}(V_1 - V_{oc}), \qquad (3.4)$$

где U_1, S_1, V_1 – параметры торможения рабочего тела: внутренняя энергия, энтропия и объем системы при данных условиях;

U_{oc}, S_{oc}, T_{oc}, V_{oc}, P_{oc} – внутренняя энергия, энтропия, температура, объем и давление рабочего тела при равновесных с окружающей средой условиях.

2) уравнения, описывающего изменение эксергии открытой системы в процессе массообмена с ОС:

$$E_x = H_1 - H_{oc} - T_{oc}(S_1 - S_{oc}), \qquad (3.5)$$

где H_1, $H_{ос}$ – параметры торможения рабочего тела: соответственно энтальпия системы при данных условиях и при равновесных с ОС;

3) уравнения, отождествляющего потери эксергии, связанные с теплообменом через границы системы:

$$E_x = Q_x(1 - \frac{T_{ос}}{T_{ср}}), \qquad (3.6)$$

где Q_x – количество теплоты, переданное через границы системы при переменной температуре.

В тепловых двигателях подведенная эксергия соответствует эксергии израсходованного топлива (E_T) и равна произведению расхода топлива (G_T) на его удельную эксергию (l_T). Полезно используемая эксергия в общем случае определяется суммой эффективной работы (L_e) и эксергии теплоты $\sum_{i=1}^{n} E_Q$, переданной двигателем тепловым потребителям. Поэтому уравнение (3.3) можно представить в следующем виде:

$$\eta_{эмту} = \frac{L_e + \sum_{i=1}^{n} E_Q}{G_T \cdot l_T}, \qquad (3.7)$$

В частном случае, когда теплота от двигателя к потребителям не поступает и $\sum_{i=1}^{n} E_Q = 0$, эксергетический КПД моторно-трансмиссионной установки будет приблизительно равен эффективному из-за незначительного количественного различия (2…5 %) между удельной химической эксергией топлива и его низшей теплотой сгорания (H_u).

На рис. 3.1 показана схема взаимодействия систем и узлов МТУ трактора с ОС. В основу данной схемы было положено максимальное использование эксергии сгоревшего топлива в двигателе при пуске, послепусковом прогреве, поддержании готовности машин к работе в период межсменных стоянок, работе на режимах частичных нагрузок в широком интервале температур ОС. Поставленная цель достигалась с помо-

щью тепловой подготовки топлива в форсунках перед пуском и в течение послепускового прогрева, применения автоматически отключаемого регулируемого турбокомпрессора, вторичного использования теплоты, аккумулируемой системой смазки двигателя и выбрасываемой в ОС с ОГ, для разогрева и поддержания оптимального теплового режима в КП и других агрегатах трактора.

В данном разделе с помощью эксергетического метода разработаны частные методики оценки эффективности использования теплоты топлива, сгоревшего в период послепускового прогрева МТУ, эффективности газотурбинного наддува и величины потерь мощности в КП трактора, работающего в широком спектре нагрузок и температур ОС.

Топливо, температура и давление которого соответствуют параметрам ОС, поступает внутрь контрольной поверхности I и направляется в топливный насос высокого давления (ТНВД) (см. рис. 3.1). В насосе топливо сжимается за счет использования части развиваемой двигателем мощности $l_{пр}^{тн}$, предназначенной для привода вспомогательных механизмов. В дальнейших рассуждениях допускается:

1. Потери на привод вспомогательных механизмов и газообмен входят в состав внутренних потерь на трение дизеля, за исключением потерь на привод ТНВД.

2. Температура топлива на входе в форсунку определяется только температурой воздуха в подкапотном пространстве, обдувающего топливопроводы. Подогрев топлива в головке топливного насоса в результате теплопередачи от нагретых деталей системы охлаждения в расчет не принимается.

3. Температура топлива на выходе из сопловых отверстий распылителя не должна превышать 200 °С.

4. Не учитывается незначительная часть теплоты, отведенная поверхностью ТНВД в ОС.

5. Не учитывается часть теплоты, рассеиваемая поверхностью двигателя, которая приводит к подогреву воздуха в компрессоре.

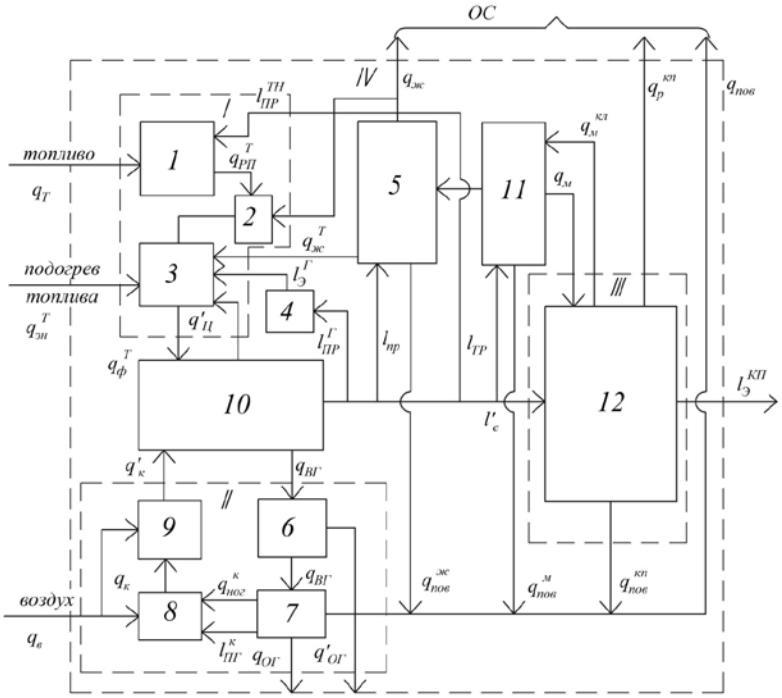


Рис. 3.1. Схема взаимодействия систем и узлов трактора между собой и МТУ в целом с окружающей средой:

I – система топливоподачи дизеля; II – турбокомпрессор; III – коробка передач трактора; IУ – МТУ трактора; 1– система питания дизеля с ТНВД; 2 – топливопровод; 3 – форсунка; 4 – генератор; 5 – система жидкостного охлаждения; 6 – выпускные органы; 7 – газовая турбина; 8 – компрессор; 9 – впускные органы; 10 – цилиндр ДВС; 11 – система смазки; 12 – КП трактора

Из насоса топливо по топливопроводу *2*, где оно получает часть теплоты $q_{рп}^{\ m}$, рассеиваемой в ОС системой охлаждения, направляется в форсунку *3*. В форсунке топливо нагревается за счет теплоты, подведенной из системы охлаждения ($q_{ж}^{\ m}$), получает теплоту от рабочего тела ($q_{ц}^{\ m}$), находящегося в цилиндре *10*, и дополнительно может получать теплоту от электронагревательного элемента, установленного в форсунке. Нагреватель питается при предпусковой подготовке электроэнергией от аккумуляторной батареи, а в период прогрева – от

бортовой сети машины в виде ($l_э^г$). Затем топливо впрыскивается в цилиндр, где происходит его смешивание с нагретым в процессе сжатия воздухом.

В камере сгорания двигателя в результате экзотермической реакции выделяется эксергия, которая в последующем распределяется на несколько потоков. Часть эксергии передается через стенки в охлаждающую жидкость ($q_{охл.ж}$). Эта теплота частично идет на нагрев воздуха в компрессоре, топлива до входа в форсунку, частично теряется через поверхность двигателя и КП ($q_{пов}$) и рассеивается поверхностью радиатора в ОС ($q_ж$).

Другая часть выделившейся при сгорании топлива эксергии преобразуется в индикаторную работу (l_i), которая частично расходуется на преодоление сил трения ($l_{тр}$), привод ТНВД и т.д. Оставшаяся часть индикаторной работы (l_e^i) подводится к КП.

Предполагается, что работа трения трансформируется в теплоту, которая в основном поглощается маслом. Затем эта теплота частично передается в охлаждающую жидкость ($q_м^l$), частично подводится к КП трактора ($q_м$). Избыточное количество теплоты может рассеиваться в ОС поверхностью радиаторов ($q_{кл}^м$). Работа ($l_e^{кп}$) полезно используется для привода активных рабочих органов сельскохозяйственных машин и ходовой части трактора.

Большое количество эксергии рабочего тела отводится с отработанными газами в виде $q_{ог}$ и $q_{ог}^1$. В конце такта расширения ВГ через выпускные органы *6*, где установлена система перепуска, могут направляться одним потоком в турбину *7* или одновременно двумя потоками в турбину и атмосферу. В турбине эксергия ВГ частично преобразуется в работу и тратится на привод компрессора ($l_{пр}^к$), частично идет на нагрев воздуха, сжимаемого в компрессоре ($q_{св}^к$), а большая часть выбрасывается в ОС с ОГ.

В компрессоре *8* воздух сжимается и нагревается, на что затрачивается работа ($l_{пр}^и$) турбины *7*. Далее воздух подается в цилиндр двигателя двумя путями: только через проточную часть компрессора или через компрессор и дополнительно через обратный перепускной воздушный клапан. Клапан

устанавливается непосредственно в компрессоре или в воздушном ресивере с целью снижения сопротивления на линии всасывания.

3.1. Эксергетические критерии оценки готовности двигателя к пуску и полноты сгорания в послепусковой период прогрева

С целью дальнейшей формализации процессов, происходящих в камере сгорания в конце такта сжатия в период пуска, необходимо обратить внимание на следующие известные факты.

Впрыскивание холодного топлива в горячий заряд воздуха вызывает понижение его температуры по оси факела на 150…200 °С [302]. Расчеты показывают, что при участии в теплообмене всего заряда снижение его температуры в результате затрат теплоты на нагрев, испарение и перегрев паров топлива должно составлять не более 20…30 °С [53]. Очевидно, что наиболее интенсивно процессы тепло- и массообмена протекают в зоне фронта топливных струй [272]. Впрыскиваемое холодное топливо нагревается, испаряется и достигает температуры самовоспламенения за счет энергии сжатого воздуха. При этом образуются преимущественно крупные капли, количество которых в цикловой подаче находится в пределах 85…90%. Крупные капли достигают стенок камеры сгорания, где оседают и образуют холодную пленку. Мелкие капли, в которых сосредоточено всего 10…15% цикловой подачи, затормаживаются в объеме камеры сгорания, подхватываются воздушными потоками, перемешиваются с воздухом и распределяются по всему объему камеры сгорания, образуя макросмесь. Но даже эти капли не всегда успевают полностью испариться и воспламениться. По мере испарения концентрация топлива в воздухе растет, и соотношение реагентов может достигнуть стехиометрического значения. Этот период характеризуется активностью предпламенных окислительных процессов углеводородных молекул с образованием перекисей. После накопления перекисей до некоторой критической концентрации возникает их распад и инициируется холодное пламя, перерастающее затем в горя-

чее. Но начавшаяся экзотермическая реакция окисления может в любой момент прекратиться вследствие неустойчивости процесса окисления из-за нарушения баланса выделившейся теплоты и теплоты, затраченной на нагрев и испарение топлива. Устойчивостью процесса окисления при заданном значении температуры конца сжатия можно управлять с помощью тепловой подготовки топлива перед подачей его в камеру сгорания [86, 159, 179]. В этом случае возрастает мелкость распыливания топлива, общее теплосодержание топливовоздушной смеси в конце такта сжатия и снижается перепад температуры между воздушным зарядом и температурой по оси топливного факела в момент впрыска.

Таким образом, в период пуска начало воспламенения в цилиндре дизеля определяется температурой воздуха в конце сжатия (T_c) и затратами теплоты на нагрев, испарение и перегрев паров впрыскиваемого в цилиндр топлива. Кроме того, из приведенных выше данных очевидно, что эксергия топлива, введенного в цилиндр, в количественном отношении значительно меньше эксергии сжатого воздуха, но именно эксергия топлива (в данном случае имеется в виду термомеханическая эксергия) в значительной степени определяет процессы тепло- и массообмена в зоне фронта топливных струй, и, как следствие, пусковые качества дизеля и полноту сгорания в послепусковой период.

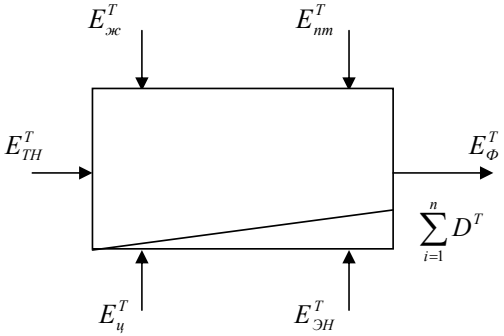


Рис. 3.2. Схема потоков эксергии
в системе топливоподачи дизеля

Таким образом, эксергетический баланс системы топливоподачи дизеля, с учетом изложенного ранее и схемы (рис. 3.2), можно записать в следующем виде:

$$E_{ф}^{T} = E_{TH}^{T} + E_{пт}^{T} + E_{ж}^{T} + E_{эн}^{T} + E_{ц}^{T} - \sum_{i=1}^{n} D^{T}, \qquad (3.8)$$

где $E_{ф}^{T}$ – полная физическая эксергия топлива, подаваемого в камеру сгорания форсункой, Дж/цикл;

E_{TH}^{T} – термомеханическая эксергия топлива на выходе из топливного насоса высокого давления, Дж/цикл;

$E_{пт}^{T}$ – эксергия теплоты, полученной топливом от нагретого топливопровода высокого давления, Дж/цикл;

$E_{ж}^{T}$ – эксергия теплоты, переданной от охлаждающей жидкости топливу в форсунке, Дж/цикл;

$E_{эн}^{T}$ – эксергия теплоты, выделяемой электронагревателем, Дж/цикл;

$E_{ц}^{T}$ – эксергия теплоты, подведенной к топливу от рабочего тела, Дж/цикл;

$\sum_{i=1}^{n} D^{T}$ – суммарные потери эксергии в системе топливоподачи дизеля, Дж/цикл.

Рассмотрим процесс теплопередачи при стационарном режиме (предпусковая термомеханическая подготовка), когда $V_{T} = 0$.

Термомеханическую эксергию топлива на выходе из ТВНД с учетом равенства (3.4) можно выразить следующим уравнением:

$$E_{TH}^{T} = (U_1 - U_{ос}) - T_0(S_1 - S_{ос}) + \int_{0}^{\phi} P_{вп}(V_1 - V_0)d\phi, \qquad (3.9)$$

где U_1, S_1 – соответственно внутренняя энергия и энтропия при возрастании температуры топлива в головке ТНВД, Дж/кг и Дж/кг·К;

$P_{вп}$ – давление топлива в топливопроводе в момент впрыска, Па;

ϕ – угол, характеризующий продолжительность впрыска топлива.

Очевидно, что при пуске холодного двигателя $T_{ос}(S_1 - S_{ос}) = 0$ и $U_1 - U_{ос} = 0$. Тогда механическая часть эксергии ТНВД запишется как

$$E_{TH}^{T} = \int_0^{\phi} P_{вп}(V_1 - V_0)d\phi \,. \qquad (3.10)$$

Выражение под интегралом в уравнении (3.10) есть работа секции топливного насоса за цикл. Следовательно, $E_{TH}^{T} = L_{TH}$. В свою очередь, работу L_{TH} можно представить как

$$L_{TH} = L_{упр} + L_{тц}, \qquad (3.11)$$

где $L_{упр}$ – работа, затраченная на преодоление силы упругости пружины, степень затяжки которой определяет давление впрыска, Дж/цикл;

$L_{тц}$ – работа, затрачиваемая на подачу топлива в цилиндр двигателя за цикл, Дж/цикл.

В ходе дальнейших рассуждений предполагается, что давление топлива в момент впрыска равно усилию затяжки пружины форсунки ($P_з$), т.е. $P_{вп} = P_з = \text{const}$. Тогда, после интегрирования уравнения (3.10) и ряда несложных преобразований, получим уравнение для работы L_{TH}:

$$L_{TH} = \frac{\kappa \cdot x^2}{2} + P_{вп} \cdot g_ц, \qquad (3.1)$$

где κ – коэффициент квазиупругой силы пружины, Н/м;

x – перемещение иглы распылителя, м;

$P_{вп}$ – давление впрыска, Па;

$g_ц$ – цикловая подача топлива, м^3 /цикл.

Поскольку $G_T = \rho_T \cdot g_ц$, запишем уравнение (3.9) для цикловой подачи с учетом (3.11) и (3.12), когда одна секция топливного насоса обслуживает один цилиндр, в следующем виде:

$$E_{TH}^{T} = [(U_1 - U_{ос}) - T_{ос}(S_2 - S_{ос})] \cdot \rho_T \cdot g_ц + (\frac{\kappa \cdot x^2}{2} + \rho_{ВП} \cdot g_ц) \,, \qquad (3.13)$$

где ρ_T – плотность топлива, кг/м^3.

Эксергию теплоты, полученной топливом в топливопроводе, можно вычислить по формуле

$$E_{TH}^{T} = \left[(U_2 - U_{oc}) - T_{oc}(S_2 - S_{oc})\right] \cdot \rho_T g_{ц}, \qquad (3.14)$$

где U_2, S_2 – параметры топлива на входе в форсунку.

В период пуска холодного двигателя и в начальный момент его прогрева $E_{nm}^{T} = 0$ и только по истечении некоторого промежутка времени температура топлива в топливопроводе начнет возрастать относительно температуры ОС.

В ходе расчетов принимается, что температура топлива на входе в форсунку равна температуре топливопровода в точке присоединения его к форсунке. Эксергия теплоты, полученной топливом в форсунке от системы охлаждения двигателя в силу ее аддитивности, определяется уравнениями

$$E_{ж}^{T} = Q_{ф}(1 - \frac{T_{вх}}{T_{р}}), \qquad (3.15)$$

$$E_{ж}^{T} = Q_{ф} \cdot C_{V}^{T} \cdot G_{T} \cdot \Delta T_{ж}, \qquad (3.16)$$

где $Q_{ф}$ – теплота, подведенная к топливу в форсунке из системы охлаждения, Дж/цикл.

В свою очередь, теплота $Q_{ф}$ равна:

$$Q_{ф} = C_{V}^{T} \cdot G_{T} \cdot T_{р}, \qquad (3.17)$$

где C_{V}^{T} – теплоемкость топлива при постоянном объеме, Дж/кг·К;

G_{T} – масса топлива, кг.

Изменение температуры топлива в распылителе в результате теплопередачи от охлаждающей жидкости:

$$\Delta T_{ж} = T_{р} - T_{вх}, \qquad (3.18)$$

где $T_{Р}$ – температура топлива в кармане распылителя, К;

$T_{вх}$ – температура топлива на входе в форсунку, К.

С учетом выражения (3.17) уравнение (3.16) примет вид:

$$E_{ж}^{T} = C_{V}^{T} \cdot \rho_{T} \cdot q_{ц} \cdot T_{р} \cdot (1 - \frac{T_{вх}}{T_{Р}}). \qquad (3.19)$$

При подогреве топлива в форсунке электронагревателем в период предпусковой подготовки и послепускового прогрева двигателя эксергию теплоты, переданной топливу нагревателем, можно определить по уравнению

$$E_{эн}^{T} = Q_T(1 - \frac{T_p}{T_{кр}}), \qquad (3.20)$$

где Q_T – теплота от электронагревателя, аккумулируемая топливом, Дж/цикл;

$T_{кр}$ – конечная температура нагрева топлива в распылителе, К.

Дальнейшие тепловые расчеты ведутся в соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 3.3. Электронагреватель размещен в топливном канале форсунки. При расчетах предполагается, что канал проходит по оси форсунки. В данном случае теплота от электронагревателя частично идет на нагрев топлива в канале форсунки (Q_T), другая часть отводится корпусом форсунки в ОС и в головку блока.

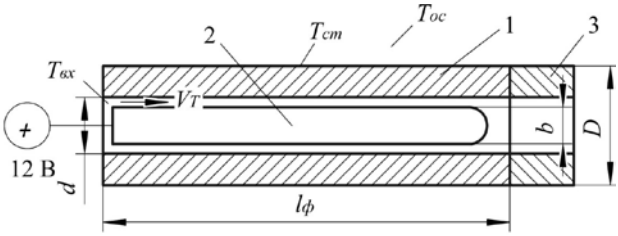


Рис. 3.3. Схема к расчету теплопередачи от нагревателя, размещенного в топливном канале форсунки, к топливу:
I – корпус форсунки; 2 – электронагреватель; 3 – головка блока

Тогда уравнение теплового баланса запишется в следующем виде:

$$Q_T = Q_{эн} - \sum_{i=1}^{n} Q_{отв}\ , \qquad (3.21)$$

$$\sum_{i=1}^{n} Q_{отв} = Q_к + Q_{гб}\ , \qquad (3.22)$$

$$Q_{гб} = Q_{эн} + Q_T + Q_к\ , \qquad (3.23)$$

где $Q_{эн}$ – теплота, выделяемая электронагревателем, Дж;

$\sum_{i=1}^{n} Q_{отв}$ – суммарные потери теплоты, отведенные в ОС форсункой, Дж;

$Q_к$ – теплота, рассеиваемая корпусом форсунки в ОС, Дж;

$Q_{гб}$ – теплота, отводимая в головку блока, Дж.

Количество теплоты, выделявшейся электронагревателем за время t:

$$Q_{эн} = I_н \cdot U_н \cdot t, \tag{3.24}$$

где $I_н$ – ток в цепи нагревателя, А;

$U_н$ – напряжение, питающее электронагреватель, В.

Теплота, затрачиваемая на дополнительный нагрев топлива в канале форсунки в предпусковой период, определяется как

$$\Delta Q_T = c_v^T \cdot m_T \cdot \Delta T_{эн}, \tag{3.25}$$

$$m_T = \frac{\pi}{4} l_ф \cdot (d^2 - b^2), \tag{3.26}$$

$$\Delta T_{эн} = T_{кр} - T_р, \tag{3.27}$$

Тогда

$$\Delta Q_T = c_V^T \cdot \frac{\pi}{4} \cdot l_ф \cdot \rho_T (d^2 - b^2) \cdot (T_{кр} - T_р), \tag{3.28}$$

или

$$\Delta Q_T = c_V^T \cdot \frac{\pi}{4} \cdot l_ф \cdot \rho_T (d^2 - b^2) \cdot T_{кр}. \tag{3.29}$$

Теплота, проходящая через стенку корпуса форсунки и рассеиваемая в ОС, определяется по уравнению [310]

$$Q_к = \frac{2\pi \cdot \lambda_К (T_{кр} - T_{ст}) \cdot l_ф}{\ln \frac{d}{b}}, \tag{3.30}$$

где $\lambda_К$ – коэффициент теплопроводности корпуса форсунки, Дж/м·К;

$T_{кр}$ – конечная температура топлива в распылителе, К;

$T_{ст}$ – температура наружной стенки (корпуса форсунки), К;

$l_ф$ – длина корпуса форсунки, м.

В свою очередь, температура наружной стенки определяется из выражения [310]

$$T_{ст} = 273 + t_{ст}, \tag{3.31}$$

где

$$t_{ст} = t_{кр} - \frac{q_i}{2\pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d}{b}; \tag{3.32}$$

q_i – тепловой поток, приходящийся на 1 м цилиндрической поверхности корпуса форсунки, Дж/м.

В процессе пуска и последующие периоды работы двигателя, когда скорость движения топлива становится больше нуля, процесс теплопередачи будет иметь нестационарный режим. Тогда составляющие уравнения теплового баланса (3.23) могут быть определены из следующих соотношений.

Количество теплоты, полученное топливом (Дж/цикл):

$$Q_T = m_T c_P (T_{кр} - T_{вх}). \qquad (3.33)$$

Запишем уравнение (3.34) с учетом значения для m_T в виде

$$Q_T = g_ц \cdot \rho_T \cdot C_P (T_{кр} - T_{вх}). \qquad (3.34)$$

Значения C_p и другие физические константы для дизельного топлива определяются при средней температуре топлива:

$$t_f = \frac{t_{кр} + t_{вх}}{2}. \qquad (3.35)$$

Скорость движения топлива в канале форсунки определяется из условия отсутствия цикличности в подаче топлива:

$$V_T = \frac{4 \cdot g_ц \cdot n}{120\pi(d^2 - b^2)}. \qquad (3.36)$$

Число Рейнольдса для топлива:

$$R_e = \frac{V_T \cdot (d - b)}{\nu}, \qquad (3.37)$$

где ν – кинематическая вязкость топлива, м^2/с.

Если число Re < $2 \cdot 10^3$, то режим ламинарный, при Re > 10^4 – турбулентный.

Число Нуссельта для топлива по М. А. Михееву:

$$N_{uf} = 0.02 \cdot i \cdot R_{ef}^{0.8} \cdot P_{rf}^{0.4} \cdot \left(P_{rf} / P_{rw}\right)^{0.25} \cdot E_e, \qquad (3.38)$$

где P_{rf}, P_{rw} – числа Прандтля для топлива;

E_e – поправочный коэффициент.

Число Прандтля P_{rw} определяется при температуре стенки. Отношение (P_{rf} / P_{rw}) учитывает влияние направления потока теплоты.

Коэффициент $E_в$ при $\frac{l_ф}{d} > 50$ принимается за единицу. При $\frac{l_ф}{d} < 50$ его значение принимается в соответствии с таблицами [310, с 189–190].

Коэффициент теплоотдачи топлива стенке корпуса форсунки определяется как

$$\alpha_T = \frac{Nu_f \cdot \lambda_T}{d - b}, \qquad (3.39)$$

где λ_T – коэффициент теплоотдачи топлива стенке, Дж/м · К.

Подставив полученные данные в уравнение (3.30), найдем значение:

$$Q_к = \alpha_к \cdot F(T_{кр} - T_{ст}), \qquad (3.40)$$

где F – поверхность теплоотдачи, м^2.

Температура наружной стенки корпуса форсунки определится по уравнению (3.32).

Таким образом, используя предлагаемую методику теплового расчета форсунки с электроподогревом топлива, можно определить не только эксергию подведенной от электронагревателя к топливу теплоты, но и потери по уравнению (3.23). Количество теплоты, выделяемой электронагревателем за время, равное цикловой подаче ($t_ц$), можно определить по формуле (3.24).

Эксергия теплоты, подведенной к топливу в форсунке путем теплопередачи от рабочего тела к носку распылителя, вычисляется с помощью эксергетического баланса внутрицилиндровых процессов. Однако в этом случае необходимы данные обработки индикаторных диаграмм процессов сгорания и газообмена в целом, что связано с проведением довольно сложных экспериментов. Кроме того, трудно обеспечить достоверность результатов из-за сложностей, связанных с определением текущего и интегрального значений температуры сгорания топлива.

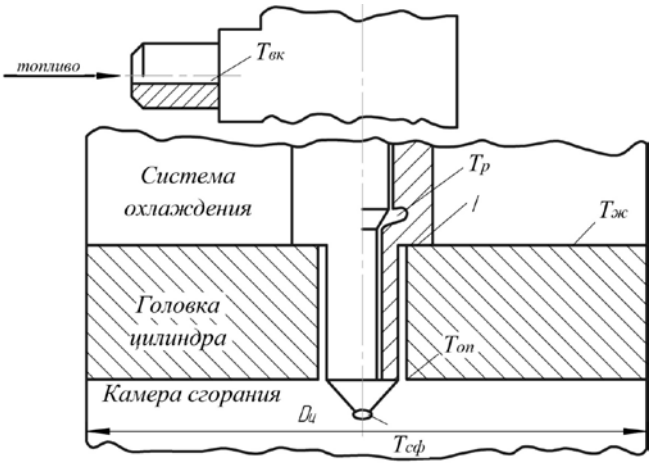


Рис. 3.4. Схема к расчету теплопередачи
от рабочего тела в тело распылителя

В то же время температура поверхности головки цилиндра имеет функциональную интегральную зависимость от температур рабочего тела в течение рабочего цикла. Дальнейший расчет эксергии теплоты, подведенной от рабочего тела к распылителю, можно выполнить с использованием уравнения (3.6) и схемы, представленной на рис. 3.4.

В дальнейших рассуждениях предполагается, что распылитель и головка представляют собой одно целое, и температура поверхности выступающей части распылителя равна температуре поверхности головки вблизи распылителя ($T_г$), т.е. $T_г \approx T_{с.ф.}$. Тогда

$$E_ц^T = Q_р(1 - \frac{T_{кр}}{T_{сф}}), \qquad (3.41)$$

где $Q_р$ – теплота топлива на выходе из сопловых отверстий распылителя I, Дж/цикл;

$T_{с.ф}$ – температура топлива на выходе из сопловых отверстий распылителя, К.

$$Q_P = c_P^T \cdot m_T \cdot T_Г, \qquad (3.42)$$

где $T_Г$ – температура огневой поверхности головки цилиндра, К.

После подстановки значений $m_Т$ и $Q_Р$ уравнение (3.42) примет вид:

$$E_ц^Т = c_Р^Т \cdot g_ц \cdot \rho_Т \cdot T_Г (1 - \frac{T_{кр}}{T_Г}) . \qquad (3.43)$$

Полную физическую эксергию топлива ($E_ф^Т$), которое подается в камеру сгорания форсункой, можно определить с помощью уравнения (3.5), записав его для элементарного массового расхода топлива $(dg_ц)$ в следующем виде:

$$E_ф^Т = \sum_{i=1}^{e} \int_0^g [H_1 - H_0 - T_0(S_1 - S_0)] \cdot \rho_Т dq_ц , \qquad (3.44)$$

где e – число входящих потоков.

Параметры топлива, находящегося в равновесии с ОС, имеют индекс «0», а индекс *«i»* обозначает i -й поток рабочего тела через контрольную поверхность.

Потери эксергии можно рассчитать непосредственно по формуле Гюи-Стодолы:

$$D^Т = T_0 \cdot \Delta S, \qquad (3.45)$$

где ΔS – изменение энтропии всех участвующих в процессе тел.

В данном случае удобно определить потери эксергии исходя из уравнения эксергетического баланса. Перепишем уравнение баланса (3.8) в следующем виде:

$$E_ф^Т = \sum_{i=1}^{n} E^Т - \sum_{i=1}^{n} D^Т , \qquad (3.46)$$

откуда

$$\sum_{i=1}^{n} D^Т = \sum_{i=1}^{n} E^Т - E_ф^Т . \qquad (3.47)$$

Вышеприведенные рассуждения справедливы для жидкого топлива. Поэтому принимается, что распад струи топлива начинается после ее выхода из сопловых отверстий распылителя. Этот период характеризуется нагревом топлива, его испарени-

ем и перегревом за счет эксергии сжатого в цилиндре воздуха. Затраты теплоты на нагрев топлива определятся по уравнению

$$Q_н = c_P^T \cdot m_T (T_{сф} - T_{кип}), \qquad (3.48)$$

или

$$Q_н = c_p^T \cdot g \cdot \rho_T (T_{сф} - T_{кип}), \qquad (3.49)$$

где $T_{кип}$ – средняя температура кипения дизельного топлива, К.

В свою очередь, $T_{кип}$ определяется формулой

$$T_{кип} = \frac{1}{9} \sum_{i=1}^{n} T_i, \qquad (3.50)$$

где T_1, T_2,…, T_9 – средние температуры выкипания 10, 20,…,90 % исходного объема топлива, К.

Теплота парообразования определяется как

$$Q_r = \delta \cdot g_ц \cdot \rho_T \cdot r, \qquad (3.51)$$

где δ – доля испарившегося в период пуска топлива, находящаяся в пределах 0,6…0,8;

r – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Теплота, затраченная на перегрев паров топлива, находится по формуле

$$Q_п = c_{пп} \cdot \delta \cdot g_ц \cdot \rho_T (T_c - T_{кип}), \qquad (3.52)$$

где $c_{пп}$ – удельная теплоемкость перегретого пара топлива, Дж/кг·К;

Для дальнейших рассуждений предлагается схема потоков эксергии, входящих в цилиндр двигателя при пуске в конце такта сжатия (рис. 3.5). В данном случае допускается, что цикловая подача топлива заканчивается в ВМТ поршня до начала процесса сгорания.

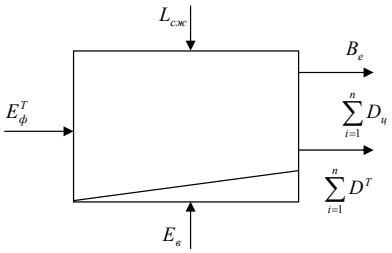


Рис. 3.5. Схема потоков эксергии, входящих в цилиндр двигателя, в конце такта сжатия

Эксергетический баланс для цилиндра двигателя в конце такта сжатия горючей смеси запишется в следующем виде:

$$E_{ф}^{T} + E_{в} + L_{сж} = B_{е} + \sum_{i=1}^{n} D_{ц} + \sum_{i=1}^{n} D_{исп}. \qquad (3.53)$$

В свою очередь:

$$\sum_{i=1}^{n} D_{исп} = D_{н} + D_{r} + D_{п}, \qquad (3.54)$$

где $E_{в}$ – эксергия воздуха, поступающего в цилиндр, Дж/цикл;

$L_{сж}$ – работа сжатия воздуха в цилиндре, Дж/цикл;

$B_{е}$ – эксергетический потенциал, характеризующий степень готовности топливовоздушной смеси к началу окислительного процесса, Дж/цикл;

$\sum_{i=1}^{n} D_{ц}$ – потери эксергии в результате теплопередачи через стенки цилиндра и камеры сгорания, Дж/цикл;

$\sum_{i=1}^{n} D_{исп}$ – затраты эксергии на нагрев, испарение и перегрев паров топлива (внутренние потери), Дж/цикл;

$D_{н}$ – эксергия теплоты, затраченной на нагрев топлива от температуры $T_{сф}$ до $T_{исп}$, Дж/цикл;

D_{r} – эксергия теплоты парообразования топлива, Дж/цикл;

$D_{пп}$ – эксергия теплоты, затраченной на перегрев паров топлива на величину $\Delta T = T_{с} - T_{кип}$, Дж/цикл.

В данном случае рассматривается холодный пуск двигателя, поэтому принимается $E_{в} = 0$.

В том случае, когда перед пуском воздух, поступающий камеру сгорания, подвергается тепловой подготовке, эксергия воздуха учитывается.

Работа на сжатие воздуха в цилиндре ($L_{сж}$) определяется по формуле

$$L_{сж} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot P_{с} \left[\left(\frac{P_{с}}{P_{а}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \qquad (3.55)$$

где D – диаметр поршня, м;

S – ход поршня, м;

P_c – давление конца сжатия, Па;

n – показатель политропы сжатия;

P_a – давление конца впуска, Па.

Суммарные затраты эксергии теплоты на подогрев, испарение и перегрев топлива определятся из уравнения (3.55) с учетом выражений (3.6), (3.50), (3.52) и (3.53):

$$\sum_{i=1}^{n} D_{исп} = c_P^T \cdot g_ц \cdot \rho_T \cdot T_{кип}\left(1 - \frac{T_{сф}}{T_{кип}}\right) + \delta \cdot g_ц \cdot \rho_T \cdot r\left(1 - \frac{T_{сф}}{T_{кип}}\right) + \\ + c_{пп} \cdot \delta \cdot g_ц \cdot T_c\left(1 - \frac{T_{кип}}{T_c}\right). \quad (3.56)$$

В силу политропичности процесса сжатия имеют место значительные потери теплоты через холодные стенки цилиндра, головки и поршня. Поэтому в дальнейших расчетах величина $\sum_{i=1}^{n} D_ц$ подлежит обязательному учету.

Эксергетический потенциал B_e является суммой эксергии топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания (B_e^T), и эксергии заряда воздуха ($B_e^в$). С точки зрения термодинамических законов вполне справедливо следующее равенство:

$$B_e = B_e^в + B_e^T . \quad (3.57)$$

С другой стороны, эксергетический потенциал B_e может действительно быть суммой эксергии B_e^T и $B_e^в$ только в том случае, когда время тепломассообмена двух систем достаточно велико. В течение этого времени имеющая место концентрационная неоднородность, сопровождающаяся температурной неоднородностью, должна выровняться по всему объему камеры сгорания.

Процессы, протекающие в камере сгорания дизеля, очень скоротечны, что благоприятствует существованию неоднородности по составу смеси и температуре. Запишем выражение (3.57) с учетом равенств (3.8), (3.54) и (3.55) в виде системы трех уравнений:

$$\begin{cases} E_{ф}^{T} - \sum_{i=1}^{n} D_{исп} = B_{e}^{T} \\ E_{в} + L_{сж} - \sum_{i=1}^{n} D_{ц} = B_{e}^{в}, \\ B_{e}^{T} + B_{e}^{в} = B_{e} \end{cases} \qquad (3.58)$$

Полученная система уравнений в эксергетической форме отражает процесс смесеобразования, являющийся крайне сложным процессом в теории ДВС.

Смесеобразование в цилиндре двигателя (нагрев, испарение, взаимная диффузия и перемешивание паров топлива с воздухом) осуществляется в результате взаимного тепломассообмена двух одновременно протекающих процессов: термомеханическая активация топлива, начиная с топливного насоса высокого давления и кончая камерой сгорания, и термомеханическая подготовка воздушного заряда с достаточно развитой его турбулизацией в конце такта сжатия.

Ввиду сложности процесса смесеобразования система уравнений (3.58) дальнейшего развития и решения в данной работе не получила. Следует отметить, что даже в таком неразвернутом виде эти уравнения помогли автору изучить и понять многие физические закономерности, связанные с процессом смесеобразования в период пуска и послепускового прогрева.

Для оценки уровня активности топлива к окислительному процессу и степени готовности воздушного заряда по обеспечению этого окисления автором предлагается два эксергетических критерия:

$$K_{э}^{T} = \frac{B_{e}^{T}}{g_{ц}^{T}} \qquad (3.59)$$

и

$$K_{э}^{в} = \frac{B_{e}^{в}}{g_{ц}^{в}}, \qquad (3.60)$$

где $K_{э}^{T}$ – эксергетический критерий активности топливного факела в камере сгорания, Дж/мг;

$K_э^в$ – эксергетический критерий энергообеспеченности воздушного заряда в камере сгорания, Дж/мг.

Таким образом, предлагаемая методика оценки готовности внутрицилиндровых параметров двигателя к началу окислительного процесса создает возможность анализировать качественное и количественное изменение составляющих эксергетического баланса цикла сжатия ДВС. Кроме того, расчетным путем или путем моделирования на ЭВМ можно определить оптимальный вариант предпусковой подготовки систем двигателя. Введенный автором эксергетический потенциал (B_e) дает возможность оценивать степень готовности двигателя к пуску при различных температурах ОС. При предпусковой подготовке двигателя основным критерием считается его последующий надежный пуск при минимальных эксергетических затратах. Поэтому предполагается испарение только 60…80% цикловой подачи наиболее легкокипящих фракций топлива [279].

В послепусковой период основным критерием является сокращение времени прогрева и расхода топлива двигателем. Это должно достигаться повышением полноты сгорания, снижением потерь теплоты в окружающую среду, а в целом высоким значением эксергетического КПД ($\eta_э$).

Для данного режима работы также может использоваться предлагаемая методика расчета, только вместо B_e вводится понятие эксергетического критерия совершенства процесса сгорания (B'_e). Величина этого критерия может быть легко определена по параметрам двигателя, соответствующим оптимальному тепловому режиму, с использованием предлагаемой методики. В послепусковой период полнота сгорания может достигаться и поддерживаться на верхнем уровне согласно уравнениям (3.8) и (3.35) путем изменения эксергии воздуха или топлива, подаваемого в цилиндр двигателя. Исследования показали, что изменение эксергии воздуха или топлива на одну и ту же величину по-разному отражается на пусковых качествах двигателя. При подогреве топлива в форсунках затрачивается меньше теплоты, чем при подогреве воздуха при

условии идентичности пусковых характеристик. Термомеханическая эксергия топлива в данном случае определяется глубиной предпусковой тепловой подготовки и давлением топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания.

3.2. Эксергетический коэффициент полезного использования теплоты в МТУ трактора при пуске-прогреве

В последнее время эксплуатационников мобильных машин стал привлекать способ их безгаражного хранения на открытых площадках по месту работы. Поэтому в настоящем разделе предлагается методика эксергетической оценки эффективности использования теплоты сгоревшего топлива в период послепускового прогрева при межсменных стоянках. Эффективность использования теплоты в период прогрева можно оценить с помощью уравнения для эксергетического КПД моторно-трансмиссионной установки трактора по выражению (3.8), которое в несколько трансформированном виде запишется как

$$\eta_{эмту} = \frac{L_e^{кп} + \sum_{i=1}^{n} E_Q}{E_T}, \qquad (3.61)$$

где $L_e^{кп}$ – полезная работа, совершаемая МТУ трактора, Дж/ч;

E_Q – суммарная эксергия теплоты, полезно используемая в агрегатах и узлах МТУ, Дж/ч;

$E_т$ – химическая эксергия топлива, Дж/ч.

В период послепускового прогрева диаграмму потоков эксергии можно представить в следующем виде рис. 3.6. Тогда эксергетический баланс для МТУ запишется как

$$E_T^{/} + E_в = E_p^{кп} + E_{пов} + E_{вг} + E_ж + \sum_{i=1}^{n} D_{мту} + L_e^{кп}, \qquad (3.62)$$

где $E_T^{/}$ – эксергия теплоты, выделившейся в результате сгорания топлива, Дж/ч;

$E_p^{кп}$ – эксергия избыточной теплоты, рассеиваемой в ОС масляными радиаторами систем смазки ДВС и коробки передач, Дж/ч;

$E_{пов}$ – эксергия теплоты, отводимой поверхностью МТУ, Дж/ч;

$E_{вг}$ – эксергия теплоты, отведенной в ОС отработанными газами, Дж/ч;

$E_{ж}$ – эксергия теплоты, отведенной в ОС радиатором системы охлаждения двигателя, Дж/ч;

$\sum_{i=1}^{n} D_{мту}$ – суммарные потери эксергии в МТУ вследствие потерь на трение, привод вспомогательных механизмов и т.п., Дж/ч.

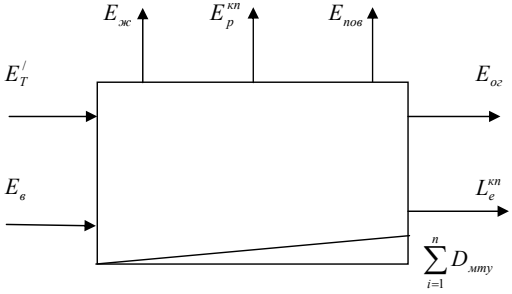


Рис. 3.6. Схема потоков эксергии при взаимодействии МТУ трактора с ОС в режиме послепускового прогрева

При работе двигателя на режимах пуска и послепускового прогрева очень важно выявить зависимость потерь эксергии, которые характеризуются неполнотой сгорания топлива, от теплового состояния двигателя.

Химическая эксергия израсходованного двигателем топлива включает в себя эксергию сгоревшего в двигателе топлива и потери эксергии от неполноты сгорания, что можно записать в виде следующего равенства:

$$E_T = E_T^{/} + D_{нс}, \qquad (3.63)$$

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

В свою очередь, химическая эксергия топлива, израсходованного двигателем, определяется формулой [87]

$$E_T = 1,02 \cdot H_u \cdot G_T, \qquad (3.64)$$

где H_u – низшая теплота сгорания зимнего топлива, Дж/ч;

G_T – расход топлива, кг/ч.

Поскольку подогрев воздуха на впуске не рассматривается, эксергию воздуха $E_в$ можно с достаточной степенью точности принять за ноль.

В данном случае рассмотрим один из вариантов вторичного использования теплоты, которая выбрасывается в ОС различными системами трактора: теплота системы смазки двигателя для подогрева масла в КП. Теплота может передаваться к КП путем прямого смешивания горячего масла двигателя с холодным маслом КП или через теплообменник, установленный в поддоне двигателя. Кроме того, предусмотрен терморегулятор и радиатор для отвода избыточной теплоты от объединенной системы смазки или от системы смазки КП в ОС. Терморегулятор настроен на температуру 80…85 °С. Поэтому в период послепускового прогрева можно считать, что $E_p^{кп} = 0$.

Эксергию теплоты, отведенной поверхностью МТУ, можно определить по уравнению (3.6). Теплообмен, происходящий в МТУ трактора, представляет собой совокупность одновременно протекающих нескольких видов теплопередачи: конвективного теплообмена, теплового излучения и теплопроводности. Многочисленные исследования [29, 98, 254, 255, 179, 163] позволили установить, что основная доля теплоты, отводимой поверхностью МТУ, приходится на конвективный теплообмен и незначительная часть теплоты в зависимости от конструкции агрегата и способа его соединения с другими частями силовой передачи приходится на лучистый и контактный теплообмен, которым большинство авторов пренебрегают.

Величина конвективного теплообмена от поверхности МТУ определится по формуле:

$$Q_{пов} = K_з \cdot \bar{\alpha}_к \cdot F_{мту}(\bar{T}_c - \bar{T}_{вн}), \qquad (3.65)$$

где $K_з$ – коэффициент ослабления конвективного потока из-за загрязнения поверхности МТУ. По данным Т. Н, Рыбаковой [255], принимается $K_з = 0,96$;

$\bar{\alpha}_к$ – средний по поверхности коэффициент конвективной теплоотдачи, Дж/м^2· К;

$F_{мту}$ – полная поверхность МТУ трактора, м^2,

$\overline{T}_c$ – средняя температура наружных стенок МТУ, К;

$\overline{T}_{вн}$ – средняя температура воздуха в подкапотном пространстве, К.

Осреднение величины $\bar{\alpha}_К$ ведется по формуле

$$\alpha_k = \frac{1}{F_{мту}} \sum_{i=1}^{n} \alpha_k \cdot F_i, \qquad (3.66)$$

где F_i – площадь поверхности МТУ, характеризуемая одной величиной α_k. Величина α_k определяется из критериальных уравнений:

$$Nu = C \cdot \mathrm{Re}^n \cdot \mathrm{Pr}^m, \qquad (3.67)$$

$$Nu = C(G_r \cdot \mathrm{Pr})^m, \qquad (3.68)$$

$$Nu = \frac{L \cdot d_э}{\lambda} – \text{критерий Нуссельта}, \qquad (3.69)$$

$$\mathrm{Re} = \frac{W \cdot d_э}{\nu} – \text{критерий Рейнольдса}, \qquad (3.70)$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} – \text{критерий Прандтля}, \qquad (3.71)$$

$$Gr = \frac{q \cdot \beta \cdot l_0^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} – \text{критерий Грасгофа}, \qquad (3.72)$$

где C , n, m – коэффициенты, определяемые по соответствующим таблицам по величине $(Gr \cdot \mathrm{Pr})$ [310 с. 181];

V_T – скорость движения теплоносителя, м/с;

$d_э$ – характерный размер для твердого тела, м;

λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м·К;

ν – кинематическая вязкость теплоносителя, м^2/с;

ΔT – температурный напор, К;

μ – динамическая вязкость теплоносителя, Н·с/м^2.

В период зимней эксплуатации моторный отсек, а в ряде случаев и КП, закрывают капотами и утеплительными чехлами. Часть мобильных машин имеет автоматически включаемые вентиляторы обдува двигателя. Поэтому в дальнейших рассуждениях предполагается, что для послепускового прогрева режим течения воздуха, омывающего поверхность МТУ, ламинарный со скоростью движения воздуха 0…1,3 м/с. Следует отметить, что в первые минуты прогрева холодного двигателя $\bar{T}_C = \bar{T}_{BK}$. Это означает, что и $E_{пов} \approx 0$.

Эксергия теплоты, отведенной в ОС с отработанными газами $E_{ог}$, определяется по уравнению (3.6). Теплота, уносимая ОГ ($Q_{ог} = E_{ог}$), подсчитывается как

$$Q_{ог} = c^p_{ог}(C_в + G_T) \cdot (T_{ог} - T_{ос}), \qquad (3.73)$$

где $T_{ог}$ – температура отработанных газов, выбрасываемых в ОС, К;

$c^p_{ог}$ – изобарная теплоемкость отработанных газов, Дж/кг·К. Для дизелей $c^p_{ог} = 1{,}09 \cdot 10^{-3}$ МДж/кг·К.

Практически все современные двигатели в системе охлаждения имеют термостаты, которые обеспечивают автоматическое включение радиатора в систему охлаждения при температуре охлаждающей жидкости более 80 °С, когда процесс прогрева уже закончился. Поэтому можно считать, что эксергия теплоты, отведенной в ОС радиатором системы охлаждения двигателя, приблизительно равна нулю ($E_{ж} \approx 0$). Тогда с учетом того, что при прогреве МТУ после пуска величины $E^{кп}_p$, $E_{ж}$, $E_в$ и $Le^{кп}$ также равны нулю, уравнение эксергетического баланса можно представить в следующем виде:

$$E_T - D_{нс} = E_{пов} + E_{вг} + \sum_{i=1}^{n} D_{мту}, \qquad (3.74)$$

откуда

$$\sum_{i=1}^{n} D_{мту} = (E_T - D_{нс}) - E_{пов} - E_{ог}). \qquad (3.75)$$

С учетом равенств (3.62), (3.63), (3.64), (3.74), (3.75) и (3.76) уравнение для эксергетического коэффициента теплоиспользования в режиме послепускового прогрева примет вид:

$$\eta_{эмту} = \frac{(E_T - D_{нс}) - E_{пов} - E_{вг}}{E_T} \qquad (3.76)$$

или

$$\eta_{эмту} = (1 - \delta_{нс}) - \delta_{пов} - \delta_{вг}\,, \qquad (3.77)$$

Таким образом, из уравнения (3.77) следует, что коэффициент теплоиспользования в первые минуты прогрева определяется в основном потерями эксергии теплоты с ОГ и потерями химической эксергии топлива от неполноты сгорания, так как $E_{пов} \approx 0$.

В этот период большая часть эксергии сгоревшего топлива полезно используется для разогрева МТУ трактора. С учетом того, что потери эксергии теплоты с ОГ, по данным В.С. Кукиса [125], находятся в пределах 15…17% и более, коэффициент теплоиспользования может, предположительно, достигать довольно высоких значений – 83…..85%.

3.3. Эксергетический коэффициент полезного действия редуктора МТУ трактора

Проведенный литературный обзор и опыт эксплуатации современных самоходных машин показывают, что в узлах и агрегатах трансмиссии имеют место значительные потери мощности. Доля этих потерь в общем мощностном балансе машины определяется конструкцией трансмиссии, физико-химическими свойствами применяемых масел, а также тепловым режимом узлов и агрегатов, входящих в ее состав.

В то же время не подлежит сомнению, что классическая общепринятая схема авторегулирования не обеспечивает достижения и поддержания оптимального теплового режима в трансмиссии мобильных машин. Разогрев таких трансмиссий происходит в основном за счет энергии сил трения в кинематических парах, муфтах, подшипниках и других сопряжениях.

В процессе совершенствования агрегатов трансмиссии стараются снизить потери в ее узлах с целью повышения

экономичности и надежности МТУ и машины в целом. Тепловой же режим требуется поддерживать на оптимальном уровне (60…80 °С) независимо от нагрузочного режима и условий ОС. Возникающее при этом противоречие: максимально возможное снижение потерь на трение и поддержание оптимального теплового режима агрегатов трансмиссии можно разрешить либо путем уменьшения теплоотдачи в ОС, либо подводом дополнительного количества теплоты от постороннего источника (например, от двигателя машины) или их сочетанием.

Моторно-трансмиссионные установки современных сельскохозяйственных тракторов включают в себя большое количество различных редукторов, наиболее сложным и энергоемким из которых является КП. Чаще всего она многоступенчатая и гидрофицированная, на ее долю приходится большая часть всех потерь в агрегатах трансмиссии.

В данном разделе приведены результаты аналитического исследования энергопотоков в КП и предложен вариант повышения ее эксергетического КПД путем использования дополнительного бросового потока эксергии от ДВС. Тепловая энергия может передаваться от двигателя к КП, как уже указывалось выше, либо путем смешивания горячего масла двигателя и более холодного масла КП, либо путем подогрева масла КП в теплообменнике, установленном в поддоне двигателя. Кроме того, может использоваться теплота выхлопных газов.

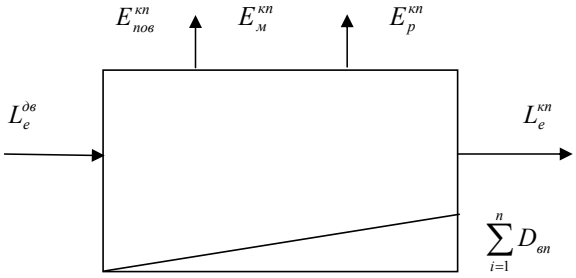


Рис. 3.7. Расчетная схема потоков эксергии в КП при ее взаимодействии с двигателем и ОС

Эксергетический баланс для КП в соответствии с приведенной на рис. 3.7 схемой запишется относительно полезной работы на выходе ($L_e^{кп}$) в следующем виде:

$$L_e^{кп} = L_e^{дв} + E_м^{дв} - E_м^{кп} - E_{пов}^{кп} - E_р^{кп} - \sum_{i=1}^{n} D_{кп}$$

или

$$L_e^{кп} = L_e^{дв} + \Delta E_м^{кп} - E_{пов}^{кп} - E_р^{кп} - \sum_{i=1}^{n} D_{вп} \,. \qquad (3.78)$$

В случае, если $E_м^{дв} = E_м^{кп}$, получим уравнение эксергетического баланса для КП без подвода теплоты (серийная КП):

$$L_в^{кп} = L_e^{дв} - E_{пов}^{кп} - E_р^{кп} - \sum_{i=1}^{n} D_{вп}, \qquad (3.79)$$

где $L_e^{дв}$ – полезная работа двигателя на коленчатом валу, Дж/ч;

$E_м^{кп}$ – эксергия теплоты масла, поступающего из КП в двигатель, Дж/ч;

$E_м^{дв}$ – эксергия теплоты масла, поступающего из двигателя в КП, Дж/ч;

$\Delta E_м^{кп}$ – увеличение эксергии теплоты масла в КП за счет теплообмена между «горячим» маслом двигателя и «холодным» маслом КП, Дж/ч;

$E_{пов}^{кп}$ – эксергия теплоты, отводимой поверхностью КП, Дж/ч;

$E_р^{кп}$ – эксергия теплоты, отводимой поверхностью масляного радиатора КП в ОС, Дж/ч;

$\sum_{i=1}^{n} D_{вп}$ – суммарные эксергетические потери, связанные с изменением внутренней энергии системы (детали, узлы и масло КП), Дж/ч.

Изменение внутренней энергии системы может осуществляться путем подачи теплоты от постороннего источника, саморазогрева за счет внутренних потерь на трение или их сочетанием. Первый случай характерен при разогреве КП в период межсменных стоянок от автономного источника теплоты. Второй имеет место при саморазогреве серийной КП во время работы. Третий вариант – работа опытной КП с вторичным использованием части теплоты, аккумулируемой системой смазки двигателя.

Условимся, что в данном случае рассматривается только подвод теплоты в КП, поэтому величина $\Delta E_м^{кп}$ будет всегда положительной. Подвод теплоты в виде $\Delta T_м^{кп}$ увеличивает температуру системы.

В результате этого изменяется величина потерь на увеличение внутренней энергии системы, в ОС от боковой поверхности КП и поверхности радиатора, что можно выразить следующим уравнением:

$$\Delta L_м^{кп} = \Delta D_{вп} + \Delta E_{пов}^{кп} + \Delta E_р^{кп} . \qquad (3.80)$$

Очевидно, что увеличение температуры масла в КП за счет подачи теплоты от постороннего источника вызовет соответствующее снижение потерь мощности, затрачиваемой на увеличение внутренней энергии системы на величину $\Delta D_{вп}$, повышение потерь поверхностью КП на величину $\Delta E_{пов}^{кп}$ и радиатором – на $\Delta E_р^{кп}$. После подстановки равенства (3.80) в уравнение (3.78) и перегруппировки членов получим уравнение эксергетического баланса для КП с подводом теплоты в следующем виде:

$$L_e^{кп} = L_e^{дв} - \left(\sum_{i=1}^{n} D_{вп} - \Delta D_{вп} \right) - (E_{пов}^{кп} + \Delta E_{пов}^{кп}) - (E_р^{кп} + \Delta E_р^{кп}) \quad (3.81)$$

или

$$L_{el}^{кп} = L_e^{дв} + E_{пов1}^{кп} - E_{р1} - \sum_{i=1}^{n} D_{вп} . \qquad (3.82)$$

Цифровой индекс «I» означает, что при равных нагрузках, передаваемых через серийную и опытную КП, идентичные составляющие уравнений (3.79) и (3.82) могут быть различны по абсолютной величине на $\Delta D_{вп}$, $\Delta E_{пов}^{кп}$, $\Delta E_р^{кп}$. Следует обратить внимание, что общий вид уравнения эксергетического КПД коробки передач с подводом теплоты и без него остается неизменным.

Полезная работа, снимаемая с коленчатого вала двигателя, определяется выражением

$$L_e^{дв} = 3,6 \cdot 10^3 \cdot Ne , \qquad (3.83)$$

где Ne – эффективная мощность двигателя, Вт.

Увеличение эксергии теплоты масла в КП ($\Delta E_м^{кп}$) можно выразить уравнением

$$\Delta E_м^{кп} = c_м \cdot m_м^{дв} \cdot (\overline{T}_м^{дв} - \overline{T}_м^{кп}), \qquad (3.84)$$

где $c_м$ – теплоемкость масла, Дж/кг·К;

$m_м^{дв}$ – количество «горячего» масла, подаваемого из двигателя в КП, кг/ч;

$\overline{T}_м^{дв}$ – среднединамическая температура масла на выходе из двигателя, К;

$\overline{T}_м^{кп}$ – среднединамическая температура масла на выходе из КП, К.

Следует обратить внимание на то, что количество «горячего» масла, поданного из двигателя в КП в единицу времени, должно быть равно количеству «холодного» масла, поступающего из КП в двигатель, т.е. $m_м^{дв} = m_м^{кп}$.

В том случае, если теплопередача будет осуществляться через масло-масляный теплообменник, установленный в поддоне двигателя, увеличение эксергии теплоты $\Delta E_м^{кп}$ определится уравнением

$$\Delta E_м^{кп} = \bar{\alpha}_м \cdot F_t \cdot (\overline{T}_м^{дв} - \overline{T}_м^{т}), \qquad (3.85)$$

где $\bar{\alpha}_м$ – осредненный коэффициент теплопередачи от «горячего» масла к «холодному», Дж/м^2·К·ч;

F_t – площадь поверхности теплообменника, м;

$\overline{T}_м^{дв}$ – среднединамическая температура масла, омывающего теплообменник, К;

$\overline{T}_м^{т}$ – среднединамическая температура масла, проходящего через теплообменник, К.

При саморазогреве КП единственный источник теплоты – внутренние потери на преодоление сил трения в сопряжениях деталей и слоях жидкости.

Суммарные внутренние потери на трение в КП условно можно разделить на две группы: нагрузочные и потери холостого хода. К первой группе относятся потери, наблюдающиеся при выключенной подаче масла в трубку полива и на смазку

дисков гидромуфт без потерь мощности на привод масляного насоса при оптимальном тепловом режиме КП.

Эксергетическими потерями холостого хода названа сумма потерь на перемешивание и выдавливание масла из межзубового пространства, привод масляного насоса, преодоление остаточного момента в выключенных фрикционах, гидротрансформаторе при его наличии и потерь от изменения скоростного режима вращающихся деталей коробки передач.

В соответствии с принятым допущением запишем следующее равенство:

$$\sum_{i=1}^{n} D_{mp} = D_{н} + D_{xx} , \qquad (3.86)$$

где $D_{н}$ – нагрузочные эксергетические потери, Дж/ч;

D_{xx} – эксергетические потери холостого хода, Дж/ч.

На основании ранее разработанной методики определения потерь мощности в трансмиссии (см. раздел 2.2.2) нагрузочную составляющую суммарных эксергетических потерь можно определить равенством

$$D_{н} = 3,6 \cdot 10^{3} \cdot Ne \cdot \delta , \qquad (3.87)$$

где n – частота вращения вала на входе в редуктор, мин$^{-1}$;

δ – доля потерь мощности в редукторе, зависящая от нагрузки, числа пар шестерен, находящихся в зацеплении, типа подшипников и их количества.

В свою очередь, другая составляющая часть суммарных потерь определится следующим уравнением:

$$D_{xx} = 3.6 \cdot 10^{3} \cdot Ne(\xi_{м}^{v} \cdot \sigma_{м} + \xi_{н}^{v} \cdot \sigma_{н} + \xi_{ост}^{v} + \xi_{гт}^{v} \cdot \xi^{v} \cdot \sigma_{гт}), \qquad (3.88)$$

или

$$D_{xx} = 3,6 \cdot 10^{3} \cdot Ne \cdot \psi , \qquad (3.89)$$

где ψ – суммарная доля скоростных и гидравлических потерь мощности в редукторе при отклонении его теплового режима от оптимального.

В случае, когда при определении коэффициентов δ и ψ возникают трудности, суммарные внутренние потери эксергии в КП находятся с помощью равенства

$$\sum_{i=1}^{n} D_{mp} = L_{e}^{дв} - L_{e}^{кп} \qquad (3.90)$$

или $$\sum_{i=1}^{n} D_{тр} = E_{пов}^{кп} + \sum_{i=1}^{n} D_{вп} . \qquad (3.91)$$

Как в первом, так и во втором случае определение внутренних суммарных эксергетических потерь $\sum_{i=1}^{n} D_{тр}$ и их составляющих не представляется возможным без проведения экспериментальных исследований.

Эксергия теплоты, отводимой поверхностью КП, определяется из выражения (3.6). Величину конвективного теплообмена от поверхности КП можно определить по формуле

$$Q_{пов} = K_{з}^{кп} \cdot \bar{\alpha}_{к}^{кп} F^{кп} (\overline{T}_{с}^{кп} - \overline{T}_{ос}^{кп}) , \qquad (3.92)$$

где $K_{з}^{кп}$ – коэффициент ослабления конвективного потока из-за загрязнения поверхности КП;

$\bar{\alpha}_{к}^{кп}$ – средний по поверхности коэффициент конвективного теплообмена, Дж/м^2·К·ч;

$F^{кп}$ – полная поверхность КП машины, м^2;

$\overline{T}_{ос}^{кп}$ – среднединамическая температура воздуха, омывающего КП, К;

$\overline{T}_{с}^{кп}$ – среднединамическая температура наружных стенок КП, К.

Определение и осреднение $\bar{\alpha}_{к}^{кп}$ ведется по методике, изложенной в разделе 3.2.

Аналогично подсчитывается эксергия теплоты $E_{р}^{кп}$, отводимой в ОС поверхностью масляно-воздушного радиатора КП.

Проанализируем количественное соотношение составляющих уравнения (3.78). Поделив правую и левую часть этого уравнения на $L_{е}^{дв}$, получим:

$$\delta_{е}^{кп} = 1 - \delta_{пов}^{кп} - \delta_{р}^{кп} - \sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп} , \qquad (3.93)$$

где $\delta_{е}^{кп}$ – доля полезной работы на выходе из КП;

$\delta_{пов}^{кп}$ – доля эксергии теплоты, отведенной поверхностью КП;

$\delta_{р}^{кп}$ – доля эксергии теплоты, отведенной радиатором в ОС;

$\sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп}$ – доля суммарных внутренних эксергетических потерь в КП.

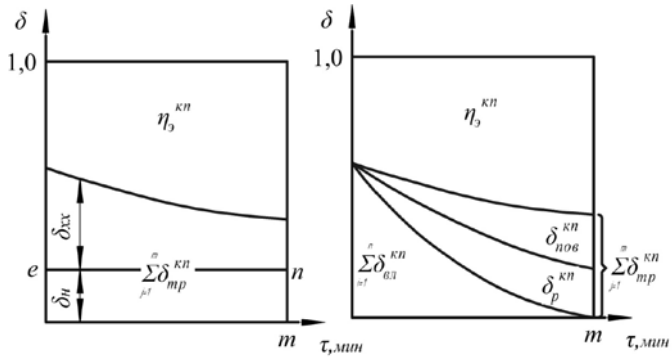
Поскольку
$$\delta_e^{кп} = \frac{L_e^{кп}}{L_e^{дв}} = \eta_э^{кп}, \qquad (3.94)$$

то уравнение (3.93) для эксергетического КПД коробки передач с вторичным использованием части теплоты двигателя запишется в следующем виде:

$$\eta_э^{кп} = 1 - \delta_{пов}^{кп} - \delta_р^{кп} - \sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп} \qquad (3.95)$$

или
$$\eta_э^{кп} = 1 - \sum_{i=1}^{m} \delta_{тр}^{кп}. \qquad (3.96)$$

Представим уравнение эксергетического КПД коробки передач и его составляющие в графическом виде (рис. 3.8).



а *б*

Рис. 3.8. К анализу составляющих эксергетического КПД коробки передач

Левый график (см. рис. 3.8 а) представляет собой статьи прихода теплоты, используемой для разогрева системы, а правый (см. рис. 3.8 б) – расхода теплоты по составляющим.

Согласно уравнению (3.86), величина $\delta_{хх}$ в большей степени представляет долю гидравлических потерь, которые определяются вязкостью масла или его температурой (вну-

тренней энергией). Внутренняя энергия системы может изменяться соответственно диапазону варьирования ее теплового состояния: от температуры ОС (первоначальное состояние) до оптимальной температуры (конечное состояние).

Минимальные внутренние потери на трение определяются той минимальной вязкостью масла, когда обеспечивается высокая несущая способность масляной пленки на поверхности смазываемых деталей без ее разрушения. Кроме того, толщина масляной пленки не должна быть менее допустимого предела, когда процесс износа может интенсифицироваться. Перечисленные ограничения определяют оптимальный тепловой режим КП, который, согласно многочисленным данным различных авторов, находится в пределах 60…80 °С.

При саморазогреве КП точка *m* соответствует балансу количества теплоты, выделившейся в КП за счет внутренних потерь, и количества теплоты, переданной в ОС и затраченной на увеличение внутренней энергии системы, т.е. будет справедливо равенство

$$\sum_{i=1}^{n} \delta_{mp}^{кп} = \delta_{пов}^{кп} - \delta_{p}^{кп} - \sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп}. \qquad (3.97)$$

Положение точки *m* на временной оси τ определяется параметрами ОС, мощностью, передаваемой через КП, скоростью вращения валов, физико-химическими свойствами масла в КП.

Линия *en* делит суммарные внутренние потери на трение на две части: первая часть в соответствии с уравнением (3.86) и принятой ранее терминологией отождествляет нагрузочные эксергетические потери, вторая – эксергетические потери холостого хода. Поскольку нагрузочные потери практически не зависят от теплового режима КП, то линия *en* будет проходить почти параллельно временной шкале графика. Следовательно, потери в редукторе в период его саморазогрева главным образом определяются величиной эксергетических потерь холостого хода, а при постоянном скоростном режиме – гидравлическими потерями.

Известно, что тепловой режим КП нестабилен и определяется параметрами ОС, скоростным и нагрузочным режимами. Максимальная допустимая температура масла в КП находится на уровне 90…95 °С [255]. Этот режим может быть достигнут при критических условиях: максимальной степени загрузки двигателя, температуре ОС около 35 °С и полном безветрии. Радиатор охлаждения должен отводить избыток теплоты только в случае, когда температура масла начинает превышать допустимую, т.е. он только защищает систему смазки коробки передач от перегрева и не предназначен для поддержания оптимального теплового режима.

Очевидно, что с понижением температуры ОС и степени загрузки двигателя тепловой режим КП снижается, что, в свою очередь, вызывает увеличение внутренних потерь и, как следствие, повышение тепловыделения.

Увеличения доли полезной работы можно достигнуть, согласно выражению (3.95), путем снижения теплоотдачи в ОС или подачи дополнительного потока теплоты, например, из системы смазки двигателя в КП или выхлопной системы.

Если в первом случае тепловой режим КП только ограничивается на верхнем допустимом уровне и изменяется в эксплуатационных условиях в зависимости от параметров ОС, скоростного и нагрузочного режимов МТУ в целом, то во втором случае появляется возможность управлять тепловым режимом.

При стабилизации теплового режима КП и отключенном масляном радиаторе будет справедливо равенство

$$\sum_{i-1}^{n} \delta_{тр}^{кп} = 1 - \delta_{пов}^{кп}. \qquad (3.98)$$

Таким образом, предлагаемая методика и проведенный аналитический анализ составляющих эксергетического баланса КП создают условия для разработки более совершенных узлов и агрегатов трансмиссии с высокими выходными параметрами, сохраняющимися в широком спектре нагрузочных режимов и условий ОС.

3.4. Эксергетический коэффициент оценки эффективности ГТН тракторного двигателя

Известны два способа использования энергии выпускных газов в двигателях: использование газодинамических явлений для улучшения показателей газообмена и применение дополнительных устройств (котлы-утилизаторы, волновые обменники давления, газовые турбины и т. п.).

Традиционная система ГТН дизелей позволяет за счет частичной утилизации энергии выхлопных газов повысить мощность двигателя на 30…50 % и улучшить его экономичность на 4…6 %. Наряду с этим, двигателям с ГТН свойственен ряд существенных недостатков: ухудшение экономичности на частичных нагрузках, снижение приспособляемости и, как следствие, ухудшение показателей, характеризующих его эффективность.

Для оценки эффективности газотурбинного наддува необходим термодинамический анализ, дающий всестороннее представление о характере использования энергоресурсов, об удельном весе потерь в различных элементах установки. Более точное представление о реальной картине протекающих в термодинамической системе процессов дает эксергетический метод, а его применение для ДВС описано во многих работах [75, 126, 135, 136, 240, 164].

Для дальнейших рассуждений представим систему ГТН в виде схемы (рис. 3.9).

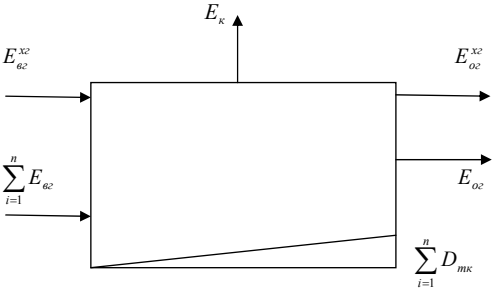


Рис. 3.9. Схема потоков эксергии в системе газотурбинного наддува двигателя

В соответствии с представленной схемой эксергетический баланс можно выразить следующим уравнением:

$$E_к = \sum_{i=1}^{n} E_{вг} + E_{вг}^{хг} - E_{ог} - E_{ог}^{хг} - \sum_{i=1}^{n} D_{тк}, \qquad (3.99)$$

где $E_к$ – термомеханическая эксергия воздуха на выходе из компрессора, Дж/ч;

$\sum_{i=1}^{n} E_{вг}$ – располагаемая термомеханическая составляющая эксергии ВГ перед турбиной, Дж/ч;

$E_{вг}^{хг}$ – химическая составляющая эксергии ВГ, обусловленная различием концентрации компонентов по сравнению с их концентрацией в ОС, Дж/ч;

$E_{ог}$ – термомеханическая составляющая эксергии ОГ, теряемая в ОС (эксергия газов после турбины), Дж/ч;

$E_{ог}^{хг}$ – химическая составляющая эксергии ОГ, обусловленная различием концентрации компонентов по сравнению с их концентрацией в ОС, Дж/ч;

$\sum_{i=1}^{n} D_{тк}$ – суммарные внутренние потери эксергии в турбокомпрессоре (в газовоздухоподводящих патрубках, в проточной части и т.д.), Дж/ч.

Учитывая, что химическая концентрационная часть эксергии в турбокомпрессоре не используется, то $E_x^{ог} = E_x^{вг}$.

Для дальнейших рассуждений допускаем, что располагаемая эксергия ВГ перед турбиной включает в себя три составляющие:

$$\sum_{i=1}^{n} E_{вг} = E_{вг}^{T} + E_p^{св} + E_p^{пр}, \qquad (3.100)$$

где $E_{вг}^{T}$ – термическая составляющая эксергии ВГ, Дж/ч;

$E_p^{св}$ – механическая составляющая эксергии ВГ в период свободного выпуска, Дж/ч;

$E_p^{пр}$ – механическая составляющая эксергии ВГ в период принудительного выпуска, Дж/ч.

Располагаемую термомеханическую эксергию ВГ можно определить по измеренным значениям температуры и давле-

ния заторможенного потока газов перед турбиной с помощью уравнения

$$\sum_{i=1}^{n} E_{вг} = H_1 - H_{ос} - T_{ос}(S_1 - S_{ос}), \qquad (3.101)$$

где $H_1, H_{ос}$ – параметры торможения рабочего тела: соответственно энтальпия системы при данных условиях и при равновесных с ОС;

$S_1, S_{ос}$ – параметры торможения рабочего тела: энтропия при данных условиях и при равновесных с ОС;

$T_{ос}$ – температура рабочего тела при равновесных условиях с ОС.

Пульсацией давления и температуры газов перед турбиной пренебрегаем, полагая, что турбина работает при постоянном давлении ВГ.

В момент открытия выпускного клапана газы выходят из цилиндра со звуковой скоростью под относительно высоким давлением (0,3…0,8 МПа) (рис. 3.10).

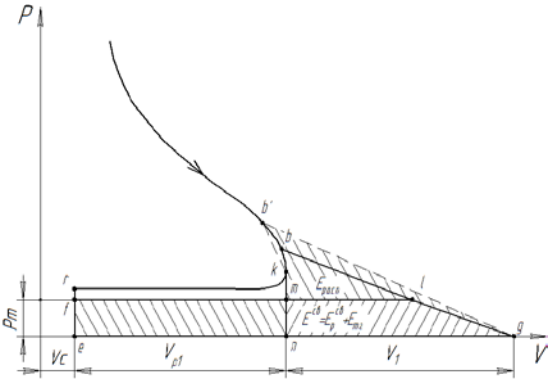


Рис. 3.10. Диаграмма эксергии отработанных газов и ее составляющие:

площадь efmkblgne – располагаемая эксергия отработанных газов ($E_{расп}$); efmkb'gne – располагаемая эксергия отработанных газов при увеличении угла предварения открытия выпускного клапана ($E^{\infty}_{расп}$); nmblgn – эксергия свободного выпуска ($E^{св}_{n}$); efmne – эксергия принудительного выпуска ($E^{пр}_{p}$)

В результате расширения в системе выпуска объем ВГ увеличивается на величину V_1, после чего они дополнительно расширяются в турбине до давления ОС. В момент свободного выпуска из-за дросселирования давление газов уменьшается до величины P_T. Суммарные потери в клапанах, газовоздухоподводящих патрубках достигают больших величин, что приводит к существенному снижению максимальной работоспособности ВГ. В ряде публикаций [30, 54] указывается, что работа свободного выпуска, реализуемая в турбине, не превышает 20…25 % от располагаемой работы.

Допускаем, что свободный выпуск ограничен перемещением поршня от начала открытия выпускного клапана до его прихода в нижнюю мертвую точку (НМТ). В этот период ВГ, проходя через проточную часть турбины, совершают положительную работу, которая трансформируется в механическую работу компрессора.

В период принудительного выпуска, который начинается в НМТ и заканчивается в ВМТ, происходит очистка цилиндра от продуктов сгорания. Очистка цилиндра осуществляется за счет механической работы соседних цилиндров. В данном случае совершается отрицательная работа. Очевидно, что чем меньше доля составляющей E_p^{np} в равенстве (3.100), тем выше эффективность газотурбинного наддува.

Таким образом, при газотурбинном наддуве частично используется располагаемая эксергия выпускных газов ($\sum_{i=1}^{n} E_{вг}$) в виде суммы механической и термической составляющих эксергии выпускных газов ($E_{вг}^T + E_p^{св}$), а также часть механической работы, «снимаемой» с коленчатого вала двигателя в виде E_p^{np}.

Существующие системы газотурбинного наддува не позволяют исключить составляющую принудительного выпуска из уравнения. Поэтому, чтобы уменьшить долю E_p^{np}, необходимо увеличить величины двух других составляющих – $E_{вг}^T$ и $E_p^{св}$. Это может быть достигнуто путем полной загрузки двигателя либо путем изменения конструкции выпускной систе-

мы, которая позволяет управлять моментом начала открытия выпускного клапана и концом его закрытия.

Очевидно, что оценка эффективности существующих систем газотурбинного наддува, а также разработка новых систем представляет научный и практический интерес.

Термическую составляющую эксергии выпускных газов $E_{oг}^{T}$ можно определить по формуле [127]

$$E_{вг}^{T} = c_{вг}^{p} \cdot G_{вг}(T_{вг} - T_{ос}), \qquad (3.102)$$

где $c_{вг}^{p}$ – изобарная средняя удельная теплоемкость ВГ перед турбиной, Дж/кг·К;

$G_{вг}$ – масса продуктов сгорания, кг/ч;

$T_{вг}$ – температура ВГ перед турбиной, К.

Наличие давления ВГ перед турбиной P_T позволяет получить дополнительно некоторое количество работы, которая представляет собой механическую составляющую эксергии ВГ [127]:

$$E_{р} = G_{вг} \cdot R_{вг} \cdot T_{вг} \cdot \ln \frac{P_T}{P_{ос}}, \qquad (3.103)$$

где $R_{вг}$ – газовая постоянная выпускных газов, Дж/кг·ч;

$P_T, P_{ос}$ – давление ВГ перед турбиной и ОС соответственно, Па.

В свою очередь, механическая составляющая эксергии ВГ ($E_{р}$) включает в себя механическую составляющую эксергии свободного выпуска ($E_{р}^{св}$) и механическую эксергию, снимаемую с коленчатого вала в период принудительного выпуска ($E_{р}^{пр}$), что можно записать как

$$E_{р} = E_{р}^{св} + E_{р}^{пр}. \qquad (3.104)$$

В период принудительного выпуска совершается работа, количественно и качественно равная эксергии ($E_{р}^{пр}$):

$$E_{р}^{пр} = A = \int_{\phi нмт}^{\phi вмт} A_i d\phi, \qquad (3.105)$$

где A – работа, совершаемая над рабочим телом в период принудительного выпуска (часть работы, «снятой» с коленчатого вала за период принудительного выпуска).

Поскольку химическая составляющая не используется в системе газотурбинного наддува, то она полностью рассеивается в ОС и в дальнейших расчетах не участвует.

Эксергетический КПД, характеризующий степень полезного использования эксергии ВГ в турбокомпрессоре, определяется равенством

$$\eta_{тк}^{э} = \frac{E_{к}}{\sum_{i=1}^{n} E_{вг}}. \qquad (3.106)$$

С учетом уравнений (3.99), (3.100) эксергетический КПД турбокомпрессора можно записать как

$$\eta_{тк}^{э} = 1 - \delta_{ог} - \sum_{i=1}^{n} \delta_{тк} \qquad (3.107)$$

или

$$\eta_{тк}^{э} = \delta_{вг}^{T} + \delta_{р}^{св} + \delta_{р}^{пр} - \delta_{ог} - \sum_{i=1}^{n} \delta_{тк}, \qquad (3.108)$$

где $\delta_{вг}^{T}$ – доля термической составляющей эксергии ВГ, срабатываемая в турбине;

$\delta_{р}^{св}$ – доля механической составляющей эксергии ВГ в период свободного выпуска, срабатываемая в турбине;

$\delta_{р}^{пр}$ – доля механической составляющей эксергии, снимаемая с коленчатого вала двигателя в период принудительного выпуска;

$\delta_{ог}$ – доля эксергии отработанных газов, теряемая в ОС;

$\sum_{i=1}^{n} \delta_{тн}$ – доля суммарных потерь эксергии ВГ в турбокомпрессоре.

Из уравнений (3.107) и (3.108) вытекает частное равенство:

$$\delta_{вг}^{T} + \delta_{р}^{св} + \delta_{р}^{пр} = 1. \qquad (3.109)$$

Это равенство определяет количественное и качественное соотношение между составляющими эксергии ОГ.

Проведенные аналитические исследования и ряд полученных зависимостей позволяют объяснить причины снижения эксплуатационных характеристик двигателей с ГТН при его работе на частичных режимах, при низких температурах окружающего воздуха и наметить пути по их устранению.

Напомним, что дополнительная подача воздуха в цилиндры двигателя используется для повышения мощности, развиваемой двигателем, или коэффициента приспособляемости по крутящему моменту. При этом применяют нагнетатели как с механическим приводом, так и с приводом от газовой турбины. На автотракторных двигателях наиболее широкое распространение получил газотурбинный наддув.

При механическом нерегулируемом наддуве количество подаваемого в цилиндры двигателя воздуха не зависит от нагрузки, а зависит только от частоты вращения коленчатого вала. Поэтому на частичных нагрузках дополнительная подача воздуха, не участвующего в сгорании, приводит к резкому снижению механического КПД.

Газотурбинному наддуву этот недостаток тоже присущ, но в меньшей степени, так как режим работы турбины зависит как от частоты вращения коленчатого вала, так и от степени загрузки двигателя.

Баланс эффективных мощностей компрессора и турбины и необходимый для разгона ротора турбокомпрессора избыток мощности могут достигаться при различных соотношениях составляющих частей эксергии отработанных газов $\delta_{вг}^{T}$, $\delta_{p}^{св}$, $\delta_{p}^{пр}$ (рис. 3.11). Очевидно, что их соотношение определяет и эффективность газотурбинного наддува по нагрузочному режиму.

При прокрутке двигателя, например, от тормозного стенда, ротор турбокомпрессора вращается. Вращение осуществляется за счет механической составляющей эксергии $\delta_{p}^{пр}$ воздуха, который проходит через проточную часть турбины, раскручивает ротор турбокомпрессора и выбрасывается в ОС. В данном случае вращение ротора турбины осуществляется за счет эксергии принудительного выпуска или, иными словами, механической работы, «снятой» с коленчатого вала двигателя в виде $E_{p}^{пр}$. Двойное преобразование эксергии рабочего тела, находящегося в цилиндре двигателя, в полезную работу, «снимаемую» с коленчатого вала, а затем ее использование в качестве составляющей эксергии ВГ для раскрутки ротора турбокомпрессора снижает КПД моторной установки в целом.

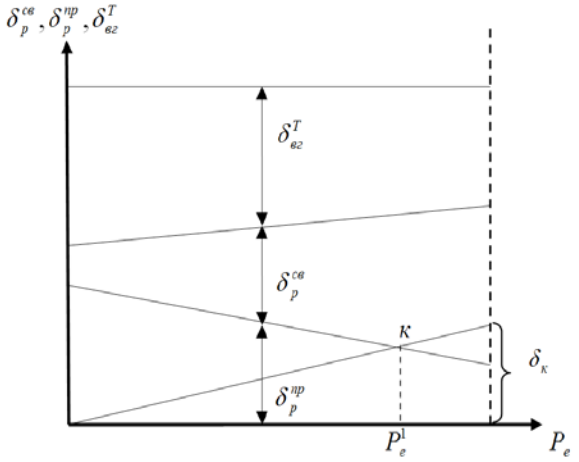


Рис. 3.11. Зависимость составляющих эксергии выпускных газов от нагрузки

Включение подачи топлива и повышение нагрузки сопровождается появлением долей $\delta_{вг}^T$ и $\delta_p^{св}$, составляющих эксергию выпускных газов.

При работе двигателя на холостом ходу величина $\delta_p^{пр}$ будет максимальной. Очевидно, что по мере роста нагрузки доля составляющей $\delta_p^{пр}$ в общем балансе должна снижаться за счет увеличения долей $\delta_{вг}^T$ и $\delta_p^{св}$ (см. рис.3.11).

С увеличением загрузки двигателя происходит рост температуры ВГ и давления в момент открытия выпускного клапана, в результате чего наблюдается рост механической составляющей $\delta_p^{св}$ с одновременным изменением в ту или иную сторону термической составляющей $\delta_{вг}^T$. Следовательно, с повышением нагрузки рост доли механической составляющей свободного выпуска $\delta_p^{св}$ должен сопровождаться снижением доли механической составляющей принудительного выпуска $\delta_P^{пр}$.

В турбокомпрессоре эксергия ВГ частично восстанавливается в виде сжатого в компрессоре воздуха. Доля эксергии, которая восстанавливается компрессором, определяется с помощью уравнений (3.99), (3.100) и (3.106) и численно равна эксергетическому КПД, т.е. $\delta_к = \eta_{тк}^э$.

При работе двигателя на холостом ходу доля эксергии ВГ, которая может быть восстановлена в турбокомпрессоре, близка к нулю.

В зависимости от конструктивных особенностей систем выпуска двигателей, типа турбокомпрессоров, их конструктивного исполнения и уровня совершенства, линии, ограничивающие долю принудительного выпуска $\delta_p^{пр}$ в эксергии ВГ и долю восстановленной эксергии $\delta_к$, могут пересекаться при каких-либо значениях нагрузки P_e^1. Пересечение линий $\delta_к$ и $\delta_p^{пр}$ означает, что затраты на принудительное выталкивание ВГ из цилиндров двигателя компенсируются долей эксергии, восстановленной в турбокомпрессоре.

В случае, когда $\delta_к > \delta_p^{пр}$, часть восстановленной эксергии ВГ в виде $\Delta\delta_к$ или полезной работы турбины может передаваться на коленчатый вал двигателя и использоваться, повышая эксергетический КПД моторной установки. Подобные режимы являются определяющими для двигателей большой мощности, которые имеют высокую степень загрузки.

Менее благоприятен режим, когда $\delta_к < \delta_p^{пр}$. При этом баланс эффективных мощностей компрессора и турбины достигается за счет использования части эффективной мощности двигателя в виде $\delta_p^{пр}$. Потерю двигателем части эффективной мощности компенсируют увеличением цикловой подачи топлива, что снижает экономичность моторной установки. Данные режимы являются определяющим для двигателей малой и средней мощности, которыми оснащены большинство сельскохозяйственных машин.

Степень термодинамического совершенства системы газотурбинного наддува можно оценить с помощью уравнения, аналогичного (3.7).

В случае отсутствия передачи теплоты от двигателя к другим потребителям ($\sum_{i=1}^{n} E_Q$) это уравнение примет вид:

$$\eta_{дв}^{э} = \frac{L_e}{E_T} . \qquad (3.110)$$

В свою очередь, полезную работу L_e можно определить из уравнения

$$L_e = E_T - \sum_{I=1}^{n} E_n - E_{тр} - (E_p^{пр} - E_к), \qquad (3.111)$$

где $\sum_{i=1}^{n} E_n$ – суммарные потери эксергии с ОГ, в системе охлаждения и смазки двигателя, при горении топлива, подводе теплоты к рабочему телу, прочие неучтенные потери;

$E_{тр}$ – потери эксергии на привод вспомогательных механизмов и трение;

$(E_p^{пр} - E_к)$ – со знаком «+» эта часть механической эксергии, «снятой» с коленчатого вала и переданной рабочему телу; со знаком «-» – часть восстановленной эксергии ВГ, переданной в виде полезной работы на коленчатый вал двигателя.

После подстановки выражения (3.111) в уравнение (3.110) и некоторых преобразований получим эксергетический КПД двигателя с газотурбинным наддувом:

$$\eta_{эе} = \frac{E_T - \sum_{i=1}^{n} E_n - E_{тр} - (E_p^{пр} - E_к)}{E_T}, \qquad (3.112)$$

или

$$\eta_{эе} = 1 - \sum_{i=1}^{n} \delta_n - (\delta_p^{пр} - \delta_к^{/}), \qquad (3.113)$$

где $\sum_{i=1}^{n} \delta_n$ – доля суммарных потерь эксергии введенного топлива, включая потери на привод вспомогательных механизмов и трение;

$\delta_p^{пр}$ – доля полезной работы двигателя, затраченной на принудительное выталкивание ОГ из цилиндра, относительно химической эксергии введенного топлива;

$\delta_к^{/}$ – доля эксергии ВГ, восстановленной компрессором, относительно химической эксергии введенного топлива.

Аналогично, для двигателя с приводным компрессором:

$$\eta_{эе} = 1 - \sum_{i=1}^{n} \delta_g - (\delta_e - \delta_к^{/}), \qquad (3.114)$$

где δ_e – доля полезной работы двигателя, затраченной на привод компрессора, относительно химической эксергии введенного топлива.

Для двигателя без ГТН уравнение (3.113) примет вид:

$$\eta_{эе} = 1 - \sum_{i=1}^{n} \delta_n . \qquad (3.115)$$

Для мощных двигателей с системой газотурбинного наддува, но дополненной силовой турбиной:

$$\eta_{эе} = 1 - \sum_{i=1}^{n} \delta_n - (\delta_p^{пр} - \delta_к^{/}) + \delta_T^{/}, \qquad (3.116)$$

где $\delta_T^{/}$ – доля полезной работы лопаточной машины относительно химической эксергии введенного топлива.

Оценивая эффективность использования эксергии ВГ в тракторном двигателе средней мощности по результатам многочисленных исследований различных авторов, приведенным ранее, можно сделать следующий вывод.

При относительно низких эксергетических параметрах ВГ из-за несовершенства выпускной системы теряется до 80…90% располагаемой эксергии выпуска. Вследствие этого, а также из-за низкого КПД турбокомпрессора эффективно использовать эксергию ВГ не представляется возможным.

Для раскрутки ротора ТКР приходится затрачивать часть эффективной мощности двигателя в период принудительного выталкивания. С этой точки зрения наличие постоянно включенного турбокомпрессора на частичных режимах становится неэффективным, так как снижается эксергетический КПД двигателя. В случае применения системы отключения турбокомпрессора необходимо обеспечивать его работу на холостом ходу в таком режиме, чтобы он в любой момент времени мог принять полную нагрузку за счет двух составляющих – $\delta_{вг}^{T}$ и $\delta_p^{св}$. Доля эксергии принудительного выпуска, по возможности, должна быть сведена к нулю [175].

4. МЕТОДИКА ЛАБОРАТОРНЫХ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И УСТРОЙСТВ, ПОВЫШАЮЩИХ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ТРАКТОРОВ

4.1. Программа экспериментальных исследований и общие методические положения

Программой экспериментальных исследований предусматривалось получение исходных данных для выполнения расчетов по разработанному автором ряду методик эксергетической оценки эффективности использования теплоты сгоревшего топлива в основных агрегатах МТУ трактора, статических характеристик и показателей, отражающих оптимизацию тепловых режимов работы основных систем МТУ (смазки, охлаждения двигателя, питания, впуска и выпуска, смазки трансмиссии). Кроме того, предусматривались исследования макетных образцов разработанных устройств, проверка адекватности полученных математических моделей реальным процессам, протекающим в МТУ трактора в эксплуатационных условиях.

Исследования проводились на двигателях Д-240 (4Ч 11,0/12,5), Д-440 (4ЧН 13/14), Д-160 (4ЧН 14,5/20,5), СМД-62 (6ЧН13,0/11,5), тракторах Т-150К и автомобилях КамАЗ-5511 и КамАЗ-5410.

Система охлаждения заправлялась низкозамерзающей жидкостью «Антифриз А-40», система смазки – маслом М-8-$Г_2$, система питания – дизельным топливом марки «З» по ГОСТ 305–82.

В процессе испытаний контролировался тепловой режим двигателя, трактора и автомобиля в характерных точках.

Регистрация давлений P_c, P_z, $P_к$, $P_{вг}$ осуществлялась с помощью пьезокварцевых и тензометрических датчиков на светочувствительную бумагу осциллографа Н-117. Кроме того, с помощью ртутных манометров замерялись величины давления наддува и выхлопных газов.

Частота вращения коленчатого вала фиксировалась электронным тахометром типа ТЭСА, а ротора турбокомпрессо-

ра – с помощью малогабаритного магнитно-индукционного датчика и частотомера Ч3–38 [137].

Методикой предусматривался послепусковой прогрев двигателя на холостом ходу. При этом внутренние потери на трение в двигателе оценивались с помощью температур $T_{вг}$ и $T_{ог}$. С этой целью перед турбокомпрессором и за ним или в месте его возможной установки располагались термопары с малой инерционностью. Регистрация температур производилась с помощью цифрового прибора и потенциометра.

Исследование влияния самопрогрева на интенсивность износа ЦПГ осуществлялось на двух двигателях типа Д-240 с электростартерным пуском. Один из двигателей дополнительно оснащался предпусковым подогревателем типа ПЖБ, а второй – автоматом прогрева двигателя (АПД).

Износ деталей ЦПГ (гильз цилиндров, поршневых колец) определялся методом искусственных баз (вырезанных лунок) при помощи прибора УПОИ-6. С целью контроля изменения внутреннего диаметра цилиндров вследствие износа производился их микрометраж перед началом и по окончании всех циклов испытаний. В этом случае внутренний диаметр измерялся в четырех поясах (сечениях). В каждом поясе нарезалось по восемь лунок согласно ГОСТ 18509–80.

На поверхности первого компрессионного кольца, обращенной к зеркалу гильзы, для определения радиального износа лунки нарезались в пяти точках также в соответствии с ГОСТ 18509–80: две лунки под углом 30^0 в ту и другую сторону от оси, проходящей через середину стыка, а остальные – через 90^0 от этой оси.

Длина вырезанных лунок находилась в пределах 2 мм, а их глубина до 50 мкм. Измерение длины лунок до и после испытаний позволяет определить износ цилиндрической поверхности по формуле

$$\Delta h = 0{,}125\frac{(t_1^2 + t_2^2)}{r}, \qquad (4.1)$$

где l_1 и l_2 – длина лунки до и после изнашивания;

r – радиус вылета резца.

Знак «+» берется в случае, когда лунка вырезана на выпуклой цилиндрической поверхности (поршневое кольцо), а «-», – когда лунка расположена на вогнутой поверхности (зеркало цилиндра). Микроскоп прибора УПОИ-6 позволяет замерить длину лунки с точностью до ±0,02 мм, в пересчете на глубину лунки точность определения износа составит ±0,5мкм.

При разборке после каждого цикла испытаний производилась визуальная оценка состояния всех трущихся поверхностей деталей КШМ, проверялась подвижность поршневых колец, уровень нагаро- и лакообразования. Перед разборкой регистрировалось положение колец на поршне с таким расчетом, чтобы сохранить его при последующей сборке двигателя.

Самопрогрев немыслим без надежной работы системы пуска, которая зависит в основном от надежности работы аккумуляторных батарей.

С целью приближения условий испытаний к наиболее тяжелым был взят двигатель Д-160 с электростартерным пуском, отличающийся более низкими пусковыми качествами по сравнению с другими отечественными двигателями и довольно высокой мощностью пусковой системы.

Для исследования были выбраны две аккумуляторные батареи 6СТ-190$Т_р$, используемые для запуска двигателя Д-160, полностью заряженные, имеющие плотность электролита 1,29 г/см^3 при температуре 20^{0}С.

Программой предусматривалось проведение экспериментальных исследований по определению границ и условий надежной работы аккумуляторов при самопрогреве двигателя Д-160, оснащенного системой АПД.

Методика экспериментальных исследований включала следующие режимы и условия проведения испытаний аккумуляторных батарей:

– за пуск принималась прокрутка коленчатого вала дизеля в течение 15 с при заданных температурах электролита ($t_{эл}$) и охлаждающей жидкости в головке блока ($t^r_{ж}$);

– каждая последующая прокрутка коленчатого вала осуществлялась по истечении 15…20 мин (время отдыха аккумулятора);

– тепловой режим двигателя поддерживается путем кратковременного прогрева с отключением АПД и системы зарядки аккумуляторов;

– конец цикла испытаний определялся степенью разряженности аккумуляторов, при которой пуск двигателя становился невозможным;

– температура электролита в аккумуляторах поддерживалась за счет их размещения в специальной холодильной камере;

– зарядка аккумуляторов после окончания цикла испытаний проводилась от стационарного зарядного устройства;

– оценка степени зарядки, остаточной емкости аккумуляторных батарей осуществлялась по плотности электролита и падению напряжения на клеммах в период прокручивания коленчатого вала дизеля электростартером;

– обслуживание аккумуляторных батарей производилось в соответствии с инструкцией ФЯО 355.004.ИЭ;

– в период испытаний замерялись: величина зарядного тока, время работы стартера за один пуск, температура электролита, падение напряжения на клеммах аккумуляторов, пусковая частота вращения коленчатого вала, плотность электролита.

Основная задача экспериментальных исследований заключается в установлении закономерностей взаимосвязи изучаемых явлений, подтверждении высказанных ранее гипотез, теоретических предпосылок.

Экспериментальные исследования выполнялись в широком диапазоне нагрузочных режимов и температур ОС в стендовых и эксплуатационных условиях.

Исследования проводятся по методике планирования экспериментов [7, 31, 256] с использованием целевых функций вида:

$$y_i = f_i(x_1, x_2, x_3 ... x_n) \to \min, \qquad (4.2)$$

где y_i – оптимизируемый параметр (функция отклика);

$x_1, x_2, x_3 ... x_n$ – факторы, влияющие на процесс.

Факторы должны быть просты, легко поддаваться контролю, совместимы, осуществимы, иметь физический смысл, безопасны.

Для получения математической модели изучаемого процесса реализуется план Бокса – Бенкина. Он обеспечивает довольно высокую точность модели при минимуме экспериментальных данных [285]. План обладает высокой эффективностью по отношению к *«D»*-оптимальному плану, имеющему минимальный объем рассеивания коэффициентов управления.

Так как измерение выходной величины (y_{in}) носит случайный характер, а в каждой точке проводится (n) параллельных опытов, то полученные результаты усредняются:

$$y = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} y_{in} \,. \tag{4.3}$$

Для исключения влияния систематических ошибок, вызванных различными временными условиями, проводится рандомизация опытов с помощью таблиц равномерно расположенных случайных чисел.

Проверка однородности дисперсий осуществляется по критерию Кохрена, для чего вычисляется дисперсия в параллельных опытах по формуле

$$\sigma_i^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n}(y_{in} - y_i)^2}{n-1}, \tag{4.4}$$

где y_{in} – значения параметра в n-й повторности в i-й строке;

y_i – среднее значение параметра оптимизации в n-й строке матрицы;

i – номер опыта;

n – число повторностей.

Критерий Кохрена вычисляется по формуле

$$G_P = \frac{\sigma_{\max}^2}{\sum_{i=1}^{N}\sigma_i^2}, \tag{4.5}$$

где $\sigma_{\max}$ – максимальная дисперсия матрицы планирования;

$\sum_{i=1}^{N}\sigma_i$ – сумма дисперсий матрицы;

N – число опытов.

Гипотеза об однородности дисперсии принимается, если вычисленные по данным опыта значения критерия удовлетворяют условию $G_P \leq G_{0,05}$. Если проверка на однородность дает отрицательный результат вследствие разброса неуправляемых и неконтролируемых переменных, то делалась попытка увеличить число параллельных опытов. При подтверждении гипотезы об однородности дисперсий определялся диапазон воспроизводимости:

$$\sigma_{(Y)} = \frac{\sum_{i=1}^{N}\sum_{i=1}^{n}(y_{in} - \bar{y}_i)^2}{N(n-1)}. \qquad (4.6)$$

Если число повторных опытов различно, то используется средневзвешенное значение дисперсий, взятое с учетом числа степеней свободы:

$$\sigma^2_{(y)} = \frac{\sigma_1^2 f_1 + \sigma_2^2 f_2 + \cdots + \sigma_N^2 f_N}{f_1 + f_2 + \cdots + f_N} = \frac{\sum_{i=1}^{N} f_1 \sigma_1^2}{\sum_{i=1}^{N} f_i}, \qquad (4.7)$$

где σ_1^2 – дисперсия первого опыта и т.д.;

f_1 – число степеней свободы в первом опыте, равное числу параллельных опытов $(n_i - 1)$, и т.д.

Число степеней свободы средней дисперсии принимается равным сумме степеней свободы дисперсий, из которых она вычислена.

Кодирование факторов осуществляется по формуле

$$X_i = \frac{x_i - x_0}{J_i}, \qquad (4.8)$$

где X_i – кодированное значение фактора;

x_i – натуральное значение фактора;

x_0 – натуральное значение основного уровня;

J_i – натуральное значение интервала варьирования, определяемое по формуле

$$J_i = \frac{x_{ib} - x_{iH}}{2}, \qquad (4.9)$$

где x_{ib} – натуральное значение фактора на верхнем уровне;

x_{iH} – натуральное значение фактора на нижнем уровне.

После реализации матрицы планирования эксперимента рассчитываются коэффициенты уравнения регрессии по формулам [7]

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^{N} \bar{y}_i}{N}; \quad b_{jg} = \frac{\sum_{i=1}^{N} x_{ij} x_{ig} \bar{y}_i}{\sum_{i=1}^{N} x_i^2};$$

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^{n} y_i x_{ij}}{N}; \quad b_{jj} = \frac{\sum_{i=1}^{N} x_{ij}^2 y_i}{\sum_{i=1}^{N} x_i^2}, \qquad (4.10)$$

где y_i – значение критерия оптимизации, полученное в i-м опыте;

g, J – порядковые номера столбцов матрицы планирования экспериментов;

x_{ij} – значение фактора x_j в i-й экспериментальной точке;

x_{ig} – значение фактора x_g в i-й экспериментальной точке;

b_j – значение j-го коэффициента регрессии;

b_{jg} – коэффициент парной корреляции между j-м и g-м факторами;

b_{jj} – квадратичный коэффициент регрессии.

После расчета коэффициентов уравнения регрессии, аппроксимирующего искомую функцию, проверяется адекватность полученной математической модели. Гипотеза об адекватности представления результатов опытов полиномами второго порядка проверяется по критерию Фишера (F-критерию):

$$F = \frac{\sigma_{ad}^2}{\sigma_{\{y\}}^2}, \qquad (4.11)$$

где σ_{ad}^2 – дисперсия адекватности;

$\sigma_{\{y\}}^2$ – дисперсия воспроизводимости (ошибки опыта).

Дисперсия адекватности вычисляется по формулам

$$\sigma_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{N} \overset{\Delta}{y}_i - \overline{y}_{ii})^2}{N-(k+1)}; \quad \sigma_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{N} \Delta y_i^2}{f}, \qquad (4.12)$$

где $\overset{\Delta}{y}_i$ – значение критерия оптимизации, вычисленное по уравнению в i-м опыте;

k – число факторов.

Гипотеза адекватности принимается, если расчетное значение F-критерия меньше табличного $F_p < F_{табл}$). F-критерий выбирается из таблицы с числом степеней свободы числителя $f_1 = (N - K - 1)$ и знаменателя $f_2 = (N - K - 1)$.

Значимость коэффициентов уравнения регрессии определяется по критерию Стьюдента (t-критерию) с помощью дисперсии коэффициента регрессии $\sigma_{\{bj\}}^2$ по формуле

$$\sigma_{\{bj\}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} \sigma_{\{yi\}}}{N(n-1)}. \qquad (4.13)$$

Вычисляется доверительный интервал:

$$\Delta b_j = \pm \sigma_{\{b_j\}} \cdot \mathrm{tg}(f_2), \qquad (4.14)$$

где $\mathrm{tg}(f_2)$ – табличное значение t-критерия Стьюдента при уровне значимости ($g = 0{,}05$) и числе степеней свободы f_2.

Если $|\mathrm{b_j}| > \Delta b_j$, то коэффициент уравнения регрессии b_j считается статистически значимым.

4.2. Методика определения расхода топлива двигателем

Расход топлива определялся весовым методом с помощью электронного секундомера СЭЦ-100 и электронной приставки к весам РН-10Ц13У. Для повышения точности намерений и исключения возможной субъективной ошибки исследователя включение и выключение секундомера в процессе расхода двигателем заданного количества топлива производилось

автоматически е помощью разработанного с участием автора устройства «стоп-старта» для секундомера (рис. 4.1).

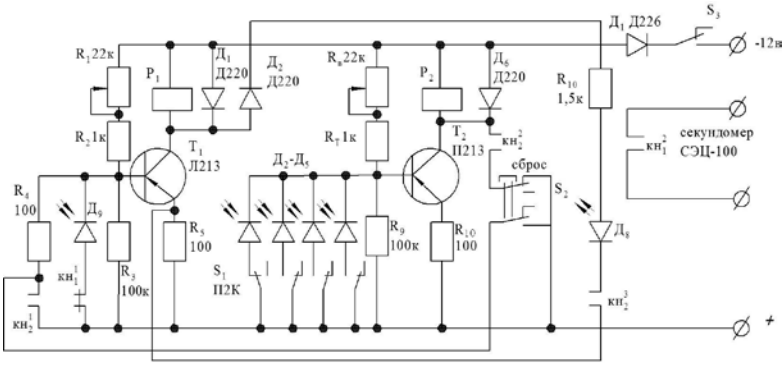


Рис. 4.1. Принципиальная схема «стоп-старта» для секундомера

Включение секундомера обеспечивалось с помощью фотодиода $Д_9$, а выключение – одного из фотодиодов $Д_2$… $Д_5$. Фотодиоды устанавливались на шкале весов. С этой целью в ней через 50 г, а затем через 100 г были просверлены отверстия диаметром 0,8 мм, а против этих отверстий с обратной стороны шкалы устанавливались фотодиоды. Вместо стекла в крышке весов была установлена вставка из оргстекла, в которой крепились осветители.

При включении режима «замер» стрелка весов перемещается относительно шкалы и в определенный момент времени совпадает с оптической осью фотодиода $Д_9$. Фотодиод затеняется перемещающейся стрелкой, вследствие чего возрастает его сопротивление, транзистор $Т_1$ открывается и срабатывает реле $Р_1$, включающее секундомер. По мере расходования заранее выбранного количества топлива (навески) стрелка весов перекрывает световой поток, идущий от осветителя к одному из фотодиодов $Д_2$… $Д_5$, и секундомер выключается.

В зависимости от режима работы двигателя и требуемой точности измерения с помощью переключателя S_1 типа П2К можно выбрать любую контрольную навеску в пределах от 50 до 400 г.

Светодиод $Д_8$ является индикатором прекращения замера и начала считывания информации с секундомера. Кнопка S_2 предназначена для подготовки прибора к повторному измерению.

Перед началом измерений производилась тарировка устройства, которая показала, что относительная ошибка при навеске топлива в 100 г не выходит на пределы ±0,25 %. При увеличении навески до 400 г ошибка уменьшается.

4.3. Методика определения неполноты сгорания топлива

В период пуска и послепускового прогрева двигатель имеет низкий тепловой режим, особенно в зимний период эксплуатации, что вызывает резкое увеличение неполноты сгорания топлива. В большинстве случаев неполноту сгорания определяют по химическому анализу ОГ с помощью газоанализатора. В период послепускового прогрева использовать газоанализатор из-за нестационарности и скоротечности этого режима затруднительно. Поэтому автором была разработана частная методика определения неполноты сгорания в период послепускового прогрева на холостом ходу по расходу топлива.

Расход топлива двигателем в послепусковой период можно представить в виде равенства

$$G_T = G_T^{xx} + G_T^{нс}, \qquad (4.15)$$

где G_T^{xx} – расход топлива на холостом ходу, эквивалентный внутренним потерям в двигателе, кг/ч;

$G_T^{нс}$ – расход топлива, вызванный химической неполнотой сгорания, кг/ч.

Величина полного расхода топлива (G_T) определяется по его текущему значению в заданный момент времени с помощью специального датчика. В этой же точке по температуре ОГ (с помощью нагрузочной характеристики для данного скоростного режима при прочих равных условиях) определяется дополнительная мощность внутренних потерь, величина которой определяется отличием теплового режима от оптимально-

го, и соответствующий ей расход топлива (G_T^{xx}) при условии его полного сгорания. Разность ($G_T - G_T^{xx}$) составит искомую часть расхода топлива, определяющую неполноту сгорания в данной точке временного интервала.

4.4. Методика определения расхода воздуха двигателем

Запись часового расхода воздуха в период пуска двигателя осуществлялась на ленту осциллографа Н-117 с помощью специально разработанного и изготовленного турбинно-оптического датчика и электронной приставки-преобразователя [138, 139].

Разработанный и изготовленный прибор позволяет производить замеры расходов воздуха двигателем на любых режимах его работы в широком диапазоне температур окружающей среды. Регистрация показаний расходомера осуществляется с помощью стрелочного прибора или цифрового частотомера ЧЗ-32.

Датчиком расходомера воздуха является крыльчатка-турбина, помещенная в поток и вращающаяся под его давлением со скоростью, пропорциональной величине измеряемого расхода воздуха. Устройство датчика показано на рис. 4.2, а его фотография – на рис. 4.3. Следует отметить надежную работу датчика данной конструкции в течение ряда лет.

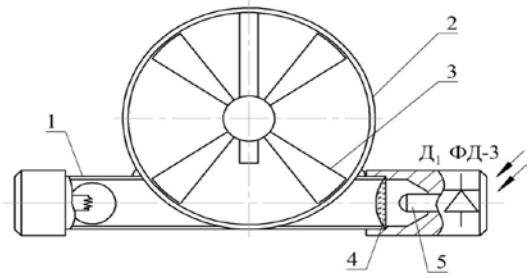


Рис. 4.2. Устройство датчика расхода воздуха:
1 – осветитель; 2 – корпус датчика; 3 – крыльчатка;
4 – линза; 5 – фотодиод

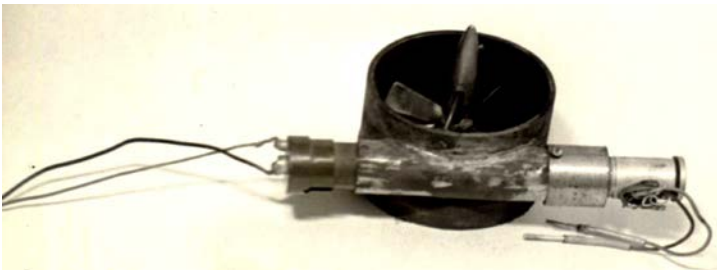


Рис. 4.3. Датчик расхода воздуха

Крыльчатка установлена в корпусе, диаметр которого равен диаметру всасывающей трубы двигателя, на двух подшипниках малого трения (подшипники от гироскопа вертолета). Крыльчатка имеет четыре лопасти, установленные под углом 45° к направлению потока воздуха. При вращении лопасти крыльчатки поочередно пересекают световой поток, идущий от осветителя *1* в плоскости вращения крыльчатки к фотодиоду *5*, который, в свою очередь, установлен в фокусе линзы *4*.

Особенностью конструкции датчика расходомера является то, что осветитель и приемник светового сигнала (фотодиод) расположены за пределами внутреннего диаметра его корпуса. В результате этого исключаются возмущения воздушного потока на входе в приемное устройство, что положительно отражается на линейности и чувствительности датчика. С этой же целью верхний подшипник крыльчатки имеет обтекатель.

Изменение светового луча, направленного на фотодиод, вызывает появление сигналов, частота следования которых пропорциональна частоте вращения крыльчатки, а следовательно, и объемному расходу воздуха. Обработка и формирование сигналов осуществляется разработанным для этой цели преобразователем.

Частота следования импульсов после усиления сигнала регистрируется частотомером ЧЗ-32. Кроме того, индикация выходного сигнала осуществляется стрелочным прибором или шлейфом осциллографа, где использован принцип измерения разрядного тока конденсатора, заряженного последовательными импульсами, калиброванными по длительности.

Тарировка турбинно-оптического датчика расхода воздуха проводилась на специально смонтированной для этой цели установке, которая включала в себя роторно-шестеренчатый компрессор двигателя ЯАЗ-206, электродвигатель, регулирующие заслонки, воздухопровод и газовый счетчик РС-600М (рис. 4.4). Турбинно-оптический датчик устанавливался в разрез воздухопровода перед газовым счетчиком. Отклонения в показаниях расхода воздуха, измеренного с помощью РС-600М и турбинно-оптического датчика, не выходят за пределы ±1 %.

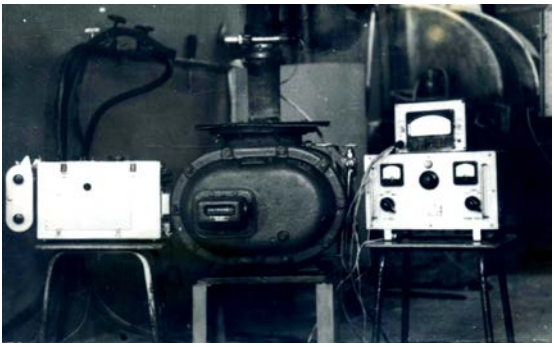


Рис. 4.4. Установка для тарировки датчика расхода воздуха

4.5. Методика исследования потерь и их составляющих в агрегатах трансмиссии трактора

Испытаниям подвергался колесный трактор Т-150К, оснащенный гидрофицированной КП, конструкция которой позволяет переключать передачи на ходу. Следует отметить, что подобные КП устанавливаются на тракторы многих марок отечественного и зарубежного производства.

Трактор был установлен на беговые барабаны тормозного стенда КИ-8927. Стенд позволял прокручивать трансмиссию трактора при неработающем и отключенном при помощи муфты сцепления двигателе, а также обеспечивал загрузку двигателя в требуемых пределах через трансмиссию трактора.

Для повышения точности регистрации крутящего момента, развиваемого электромашиной стенда, использовалась силоизмерительная система УСТП, включающая тензорезисторный датчик ДСТ-0,1К. Датчик устанавливался на конце плеча длиной 716,2 мм. Датчик имеет линейную характеристику, вследствие чего выходной сигнал пропорционален прилагаемому усилию. В качестве регистрирующего устройства использовались цифровой вольтметр В7–27 и цифровой прибор Щ-4313.

Аналогичная система использовалась для измерения реактивного момента двигателя внутреннего сгорания трактора.

Исследования потерь мощности в трансмиссии трактора выполнялись в диапазоне температур ОС от плюс 30 °С до минус 30 °С.

Общие потери в ходовой части трактора в режиме прокручивания от беговых барабанов определялись по следующей зависимости [32]:

$$N_{CT} = N_n^{кп} + N_n^{пм} + N_\delta + N_f + N_ш, \qquad (4.16)$$

или

$$N_n^{кп} = N_{ст} + N_n^{пм} + N_\delta + N_f + N_ш, \qquad (4.17)$$

где $N_n^{кп}$ – потери мощности в КП, кВт;

$N_{ст}$ – мощность, регистрируемая весовым механизмом электротормозного стенда, кВт;

$N_n^{пм}$ – потери мощности в переднем мосту, кВт;

N_δ – потери мощности на буксование ведущих колес относительно барабанов стенда, кВт;

N_f – потери мощности на перекатывание, кВт;

$N_ш$ – потери мощности в подшипниках стенда, кВт.

Потери N_δ и N_f, в свою очередь, определялись по формулам

$$N_\delta = \frac{716,2 N_Д \cdot \tau \cdot \pi (n_\delta \cdot Z_\delta - n_к \cdot Z_к)}{n_{ДВ} \cdot Z_\delta \cdot 30 \cdot 75 \cdot 1,36}, \qquad (4.18)$$

$$N_f = \frac{G_{тр} \cdot f \cdot \pi \cdot n_к \cdot Z_к}{30 \cdot 75 \cdot 1,36}, \qquad (4.19)$$

где $N_Д$ – мощность двигателя стенда, кВт;

$G_{тр}$ – вес трактора, приходящийся на ведущий мост (ведомый мост, кг;

f – коэффициент сопротивления перекатыванию;

$n_к$ – частота вращения ведущего (ведомого) колеса, мин$^{-1}$;

$Z_к$ – радиус деформированного колеса, м;

$Z_б$ – радиус бегового барабана ($Z_б$ = 0,58 м);

$n_б$ – частота вращения ведущих барабанов стенда, мин$^{-1}$;

$n_{ДВ}$ – частота вращения ротора электромашины стенда, мин$^{-1}$;

i – передаточное отношение редуктора стенда (i = 6).

Торможение работающего двигателя трактора осуществлялось через беговые барабаны электротормозной машиной стенда. В этом случае потери мощности в КП определяются по формуле

$$N_п^{кп} = N_e^{дв} - N_{ст} - N_п^{пм} - N_f - N_б - N_ш, \qquad (4.20)$$

Частота вращения валов и колес фиксировалась электронными тахометрами ТЦ-3М и ТЭСА.

Тепловой режим трансмиссии трактора определялся с помощью хромель-копелевых термопар и многоточечных потенциометров КСП-4.

При измерении непосредственно температуры масла в контролируемых точках головки термопар размещались внутри полостей узлов трансмиссии (главная передача, гидроподжимные муфты, ходоуменьшитель, редукторная часть). При определении температуры наружных стенок коробки передач поверхность делилась на равные участки размером 150×150 мм и в центре каждого участка устанавливалась термопара на глубину 0,2…0,5 мм. Для уменьшения отвода теплоты по термоэлектродам они прокладывались вдоль поверхности нагрева по длине 20…30 см, а затем перпендикулярно от поверхности.

В зимний период тракторы утепляли штатными утеплителями, систему охлаждения заполняли антифризом марки А-40. Для облегчения пуска при низких температурах ОС применялись электроподогреватель или штатный подогреватель ПЖБ-300.

Исследования трансмиссии проводились на двух передачах: второй и восьмой. Вторая передача является основной на энергоемких операциях, выполняемых, как правило, в летний период, а восьмая – транспортная. Транспортные операции в зимний период являются определяющими.

Частота вращения первичного вала КП поддерживалась постоянной в соответствии с номинальной частотой вращения коленчатого вала двигателя 2100 мин$^{-1}$.

За критерий оптимизации принимались потери мощности в КП трактора ($N_n^{кп}$). Целевая функция для этого случая может быть записана в следующем виде:

$$N_n^{кп} = f(N_e^{дв}, i, t_{OC}, \tau) \to \min, \qquad (4.21)$$

где $N_e^{дв}$ – мощность, развиваемая двигателем;

i – передаточное отношение КП;

t_{OC} – температура ОС;

τ – время прогрева трансмиссии.

Основным фактором с непрерывной областью определения является время работы трансмиссии (τ). Факторы $N_e^{дв}$, i, t_{oc}, τ считаются также основными с дискретной областью определения и предназначены для оценки степени их влияния на закономерности изменения $N_n^{кп}$ от времени прогрева. Поэтому по данным факторам достаточно двух уровней: верхнего и нижнего.

В процессе обработки экспериментальных данных строили зависимости $N_n^{кп} = f(\tau)$ и оценивали степень влияния на них трех оставшихся факторов. Причем два из них фиксировались на одном из уровней, а третий мог варьировать в пределах области определения.

4.6. Методика исследования эффективности ГТН

Экспериментальные исследования выполнялись на тракторных двигателях Д-440 и СМД-62. Двигатель Д-440 устанавливался на электротормозной стенд КИ-5540 с редуктором, а СМД-62 – на стенде марки КИ-2118А. Кроме того, экспериментальная установка была укомплектована необходимыми

контрольно-измерительными приборами серийного производства и индивидуального изготовления, которые были описаны ранее и обеспечивали измерение всех контролируемых параметров работы двигателя с требуемой точностью.

Программой предусматривалось исследование зависимости индикаторных и эффективных показателей от температуры ОС. Поэтому двигатели устанавливались на открытой площадке. С помощью карданного вала коленчатый вал каждого двигателя соединяли с валом соответствующей балансирной машины, которую вместе с контрольно-измерительными приборами размещали в отапливаемом помещении.

На двигателях были установлены генераторы, вентиляторы, воздухоочистители и глушители.

Для измерения давления воздуха во впускных коллекторах двигателей и давления ВГ перед турбинами использовались манометры с ценой деления 0,01 кг/см^{2}и параллельно – ртутные пьезометры.

Регулирование давления наддува с целью подбора его оптимального значения проводили путем изменения давления в полости под диафрагмой газораспределительной вставки, а значит, и проходного сечения каждого из перепускных клапанов (рис. 4.5). Управляя проходным сечением перепускных клапанов, можно было регулировать мощность, развиваемую турбиной, и давление наддува. Давление в полости под диафрагмой газораспределительной вставки создавалось от баллона со сжатым воздухом и регулировалось с помощью газовых редукторов (рис. 4.6).

Второй предпусковой клапан в газораспределительной вставке устанавливали для того, чтобы расширить зону регулирования давления надувочного воздуха. Размещение газораспределительной вставки на двигателе Д-440 показано на рис. 4.7.

Индицирование двигателя СМД-62 осуществляли с помощью пьезокварцевого датчика и усилителя к нему конструкции СибНАТИ.

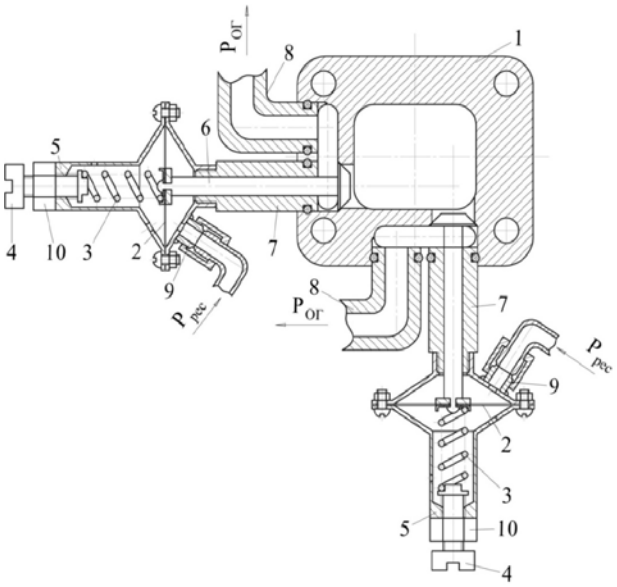


Рис. 4.5. Газораспределительная вставка для ТКР-8,5:
1 – корпус газораспределительной вставки; 2 – диафрама; 3 – пружина; 4 – винт регулировочный; 5 – корпус камеры; 6 – перепускной клапан; 7 – направляющая втулка; 8 – газоотводный патрубок; 9 – штуцер; 10 – гайка регулировочная



Рис. 4.6. Устройство для регулировки проходного сечения перепускных клапанов

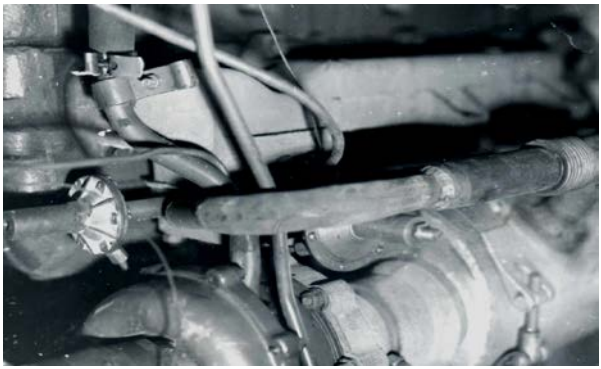


Рис. 4.7. Установка газораспределительной вставки на двигатель Д-440

Конструкция усилителя и датчика отвечала требованиям, предъявляемым к аппаратуре подобного типа. Датчик подвергался статической тарировке на гидравлическом прессе с образцовым манометром класса 0,35 со шкалой до 100 кг/см^2.

Регистрация индикаторных диаграмм осуществлялось светолучевым осциллографом Н-117 на фотобумагу типа УФ.

Отметки ВМТ и начала подачи топлива наносились на фотобумагу осциллографа непосредственно с помощью магнитоиндукционных датчиков. Положение ВМТ корректировалось по диаграмме «чистого» сжатия (без подачи топлива) по методике Н. М. Глагольева. Для снижения погрешностей, связанных с неравномерностью движения фотобумаги, на ней записывались угловые отметки положения вала двигателя с помощью прибора конструкции автора [137].

Среднее индикаторное давление (P_i) определялось по индикаторной диаграмме. Для этого использовался метод гармонического анализа с неравноотстоящими ординатами, предположенный В. А. Ожогиным. Этот метод, несмотря на простоту, отличается сравнительно высокой точностью. Среднее индикаторное давление рассчитывали по формуле

$$P_i = \mu_p \pi (B_2 + \frac{\lambda_K}{2} B_4), \qquad (4.22)$$

где μ_p – масштаб давлений индикаторной диаграммы, кг/см^2·мм;

B_2, B_4 – коэффициенты Фурье;

λ_K – отношение радиуса кривошипа коленчатого вала к длине шатуна (для СМД-62 $\lambda_к = 0{,}274$).

Применяемый метод при вчетверо меньшем числе ординат дает, по сравнению с методом трапеций, погрешность, равную примерно 0,15 %, что вполне допустимо.

Кроме того, процесс индицирования дублировался с помощью автоматического комплекса для индицирования двигателей КИД, который был разработан и изготовлен в СибФТИ.

Эффективность автоматического управления работой турбокомпрессора на регуляторной ветви оценивалась по результатам эксплуатационных испытаний, которые носили сравнительный характер. Для этого одновременно в одинаковых условиях испытывали два трактора Т-150К, один из которых был серийный, а второй оснащен автоматической системой управления турбокомпрессором. Оба трактора оборудовали поршневыми дозирующими расходомерами топлива типа ИП600М КубНИИТИМ. Кроме того, на тракторах были дополнительно установлены мерные баки, каждый из которых с помощью трехходового крана легко включался в систему питания трактора вместо основного бака. Перед испытанием баки заправляли топливом и взвешивали на специальных весах. Вторичное взвешивание производилось в конце испытательного цикла.

В период испытаний выполнялись различные сельскохозяйственные операции: вспашка, снегозадержание и транспортные работы. При вспашке тракторы агрегатировали с плугом ПЛН-5–35, снегозадержании – с одним снегопахом СВУ-2,6, транспорте – с одним прицепом 1ПТС-9.

Известно, что на регуляторном участке внешней скоростной характеристики зависимость $N_e = f(n)$ представляет собой почти прямую линию, близкую к вертикали. Это означает, что даже незначительному изменению частоты вращения коленчатого вала соответствует довольно большой по абсолютной величине интервал мощности. Кроме того, скоростной режим вследствие неустановившегося характера нагрузки отличается нестабильностью. Все вместе взятое резко снижает точность

измерений. Поэтому использовать частоту вращения коленчатого вала в целях определения степени загрузки двигателя не представляется возможным.

При эксплуатационных испытаниях загрузка двигателя определялась по давлению наддувочного воздуха (рис. 4.8).

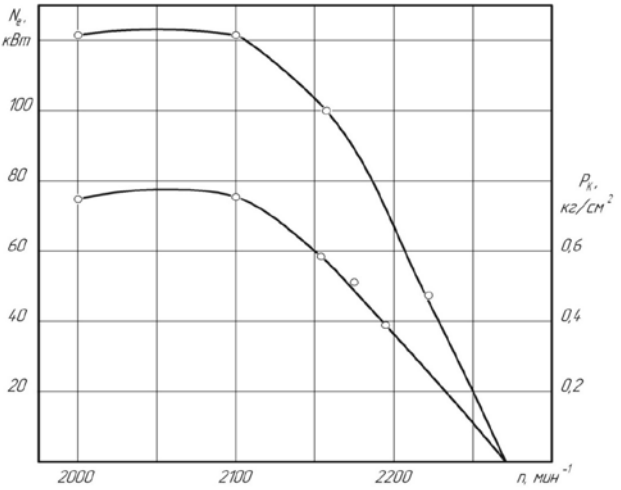


Рис. 4.8. Скоростная характеристика двигателя СМД-62 по давлению наддувочного воздуха

С целью выявления зависимости между давлением наддувочного воздуха и развиваемой двигателем мощностью тракторы оборудовали манометрами с ценой деления 0,01 кг/см^2, после чего их поочередно устанавливали на беговые барабаны тормозного стенда КИ-8927 и снимали скоростные характеристики двигателей с регистрации развиваемой двигателем мощности и давления наддувочного воздуха согласно стандартным методикам.

Из анализа регуляторных участков зависимостей $N_e = f(n)$ и $P_к = f(n)$ видно, что между ними существует тесная корреляционная связь. Эта взаимосвязь и была использовано автором для определения степени загрузки двигателя по давлению наддувочного воздуха при выполнении хоздоговорной работы с харьковским моторным заводом «Серп и молот» в 1987 г.

5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭНЕРГОЗАТРАТ В ОСНОВНЫХ АГРЕГАТАХ ТРАКТОРНЫХ МТУ И ПУТИ ИХ ОПТИМИЗАЦИИ

5.1. Исследование эффективности самопрогрева МТУ в период межсменных стоянок

Известно, что наряду с гаражным способом хранения техники, обеспечивающим постоянную готовность машинно-тракторного парка к работе, существуют безгаражные способы с подогревом машин в межсменный период от внешнего источника теплоты на специальных площадках – стоянках. Широкое распространение получили также индивидуальные жидкостные подогреватели типа ПЖБ и ПЖД, являющиеся неотъемлемой частью ряда современных автомобилей и тракторов.

Как видно из табл. 5.1, построенной автором с использованием части опубликованных данных [41, 54], с точки зрения энергозатрат более предпочтителен разогрев машин перед работой с помощью индивидуальных подогревателей. Вполне очевидно, что последний вариант тепловой подготовки требует меньше капитальных затрат по сравнению со вторым или первым.

Таблица 5.1.

Энергозатраты на одно машино-место в сутки при восьмичасовом рабочем дне

Показатели	Способы тепловой подготовки		
	теплая стоянка (гараж)	открытая стоянка с внешним подводом тепла	разогрев с помощью ПЖБ и ПЖД
Энергозатраты на одно машино-место, МДж/сут	$7{,}2\cdot10^3\ldots8{,}1\cdot10^3$	$4{,}6\cdot10^2$	$8{,}3\cdot10$

Эксплуатационникам автотракторной техники известен еще один способ обеспечения готовности к работе: стоянка в межсменный период с работающим двигателем. В послед-

нее время этим заинтересовались исследователи. Стали появляться работы по самопрогреву двигателей, подтверждающие актуальность этого направления исследований. Однако результаты имеющихся исследований [40,142] не дают однозначного ответа о перспективности самопрогрева в эксплуатационных условиях.

В теоретическом разделе настоящей работы вскрыты некоторые аспекты проблемы обеспечения готовности автотракторной техники к работе в межсменный период при безгаражном хранении. Комплексную оценку предлагаемого способа можно сделать только после выполнения экспериментального исследования по выбору оптимального по расходу топлива режима пуска-подогрева, установлению закономерности износов и изучению надежности работы аккумуляторных батарей в период самопрогрева.

5.1.1. Оценка полезного использования теплоты, выделяющейся в результате сгорания топлива в период межсменных стоянок при самопрогреве

Под самопрогревом подразумевается периодический запуск двигателя при достижении минимального значения температуры охлаждающей жидкости в головке блока и последующий его останов при достижении максимального значения этой температуры. При самопрогреве в период межсменных стоянок тепловой режим в КП обеспечивается за счет теплоты, выделяющейся в результате внутренних потерь на трение. Величина этих потерь определяется мощностью, передаваемой через КП, количеством и частотой вращения шестерен, температурой ОС. Анализ литературных источников показал, что основное влияние на величину потерь оказывает температура ОС. В то же время работающий двигатель рассеивает в ОС большое количество неиспользуемой теплоты.

Автором предлагается оценивать эффективность использования теплоты израсходованного двигателем в период прогрева топлива с помощью эксергетического коэффициента теплоиспользования $\eta^{э}_{мту}$.

Эксергетический коэффициент теплоиспользования $\eta^{э}_{мту}$, согласно уравнению (3.77), определяется тремя составляющими долями потерь эксергии израсходованного двигателем топлива: от неполноты сгорания $\delta_{нс}$, теплоотдачи через боковую поверхность МТУ $\delta_{пов}$ и теплоты, отведенной с отработанными газами $\delta_{ог}$. Величина $\delta_{нс}$ определялась косвенным путем в соответствии с изложенной раннее частной методикой экспериментальных исследований (раздел 4.3).

В послепусковой период двигатель работает при низких температурах охлаждающей жидкости и масла, что приводит к значительному росту внутренних потерь на трение. Потери на трение в период прогрева двигателя, особенно после холодного пуска (когда температура основных систем равна температуре ОС), достигают значительных величин (рис. 5.1). Анализ литературных данных показывает, что общие потери на трение в основном определяются потерями в ЦПГ, в коренных и шатунных подшипниках КШМ. Их доля в общих потерях на трение в двигателе составляет около 80 %.

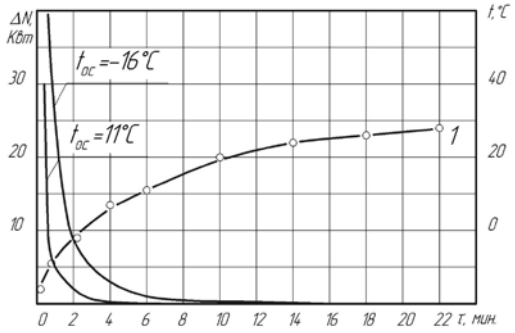


Рис. 5.1. Зависимость дополнительных потерь мощности ($\Delta N_{П}$) и температуры масла от времени прогрева двигателя СМД-62 (без трансмиссии):

1– температура масла в поддоне двигателя

Из них примерно 70 % приходится на поршневую группу, а 30 % на подшипники коленчатого вала.

Низкий тепловой режим двигателя при пуске в период прогрева характеризуется высокой вязкостью моторного

масла, которая интенсивно снижается под действием деформирующей силы и теплоты, выделяющейся в сопряжениях «гильза–поршень» работающего двигателя. На стенки гильзы в первые 3…5 мин работы двигателя после холодного пуска масло практически не поступает. Кроме того, существующая масляная пленка на ее поверхности очень быстро разжижается под действием выделившейся теплоты и части несгоревшего топлива.

Вследствие этого потери на трение в ЦПГ резко снижаются, вызывая, в свою очередь, существенное уменьшение общих потерь в двигателе. Новые порции масла на стенки цилиндров автотракторных двигателей в основном могут поступать только в мелкокапельном или туманообразном виде, что практически исключает влияние температуры масла в поддоне в первоначальный момент прогрева на потери в ЦПГ.

В подшипниках коленчатого вала масло под действием сил трения нагревается и разжижается. Нагретое масло через зазоры в сопряжениях сливается в поддон двигателя. При этом масляным насосом постоянно подается свежая порция холодного масла. По этой причине следует ожидать монотонного снижения потерь на трение в подшипниках с ростом температуры масла в поддоне.

Величину дополнительных потерь на трение ΔN и ее изменение в зависимости от времени прогрева можно определить по температуре ОГ и соответствующей нагрузочной характеристике.

В момент пуска двигателя и последующий период работы наблюдается резкий заброс температуры ОГ, причем величина заброса зависит от температуры ОС и теплового состояния двигателя в момент пуска. Так, например, если при температуре ОС в момент пуска плюс 11^0С температура ОГ достигает 300…350^0С, то при минус 16^0С соответственно 450…500^0С. Судя по температуре отработанных газов, развиваемая двигателем мощность достигает 40…50% от номинальной, а во втором случае 60…70%. Очевидно, что в этот период из-за больших затрат мощности на преодоление внутренних потерь

выделяется большое количество теплоты, разогревающей масло на трущихся поверхностях двигателя. В результате этого происходит резкое снижение потерь на трение. Стабилизация температуры ОГ, а следовательно, потерь на трение, при температуре воздуха плюс 11^0С наступает после 1,5…2 мин прогрева, а при минус 16^0С – после 6 мин.

Повышенный расход топлива двигателем в период послепускового прогрева – результат увеличения потерь мощности на трение и ΔN_n низкого качества процесса смесеобразования (рис. 5.2). Расход топлива G_T^{xx} эквивалентен дополнительным потерям на трение ΔN_n из-за повышенной вязкости моторного масла, а разность $(G_T - G_T^{xx})$ составляет часть несгоревшего топлива.

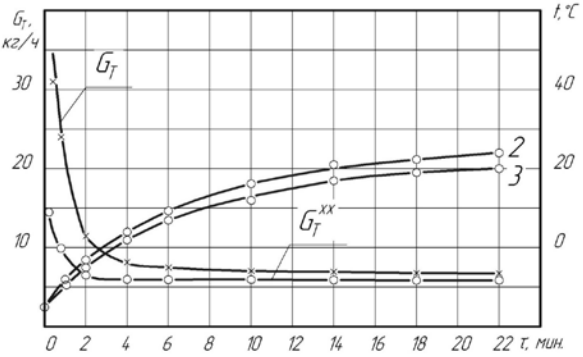


Рис. 5.2. Зависимость полного расхода топлива G_T и расхода холостого хода G_T^{xx} от времени прогрева при t_{oc} = –16 ºС (без трансмиссии):

2 – температура охлаждающей жидкости в головке блока;
3 – температура топлива в «кармане» распылителя

Причиной этого является низкое тепловое состояние двигателя, вследствие чего топливо, поданное в камеру сгорания, не успевает полностью испариться и сгореть.

Известно, что воспламенение начинается при достижении критической температуры, при которой наступает равновесие: потери теплоты, связанные с ее отводом через стенки камеры сгорания и на испарение капель, должны быть меньше или равны теплоте, которая выделяется в результате предпламен-

ного окисления топливных паров. В послепусковой период наблюдается неполное сгорание топлива, что, по всей видимости, обусловлено низкой температурой конца такта сжатия, в результате чего определенная часть топлива не вступает в реакцию окисления. Поэтому в период прогрева возможен выброс части топлива в виде промежуточных продуктов окислительного процесса и паров топлива, которое частично конденсируется на холодных стенках цилиндра, попадая в поддон двигателя, и выпускном тракте.

В эксплуатационных условиях трансмиссия трактора Т-150К через постоянно замкнутую муфту сцепления соединена с двигателем. В период прогрева МТУ трактора при межсменных стоянках внутренние потери в КП (в основном гидравлические) будут создавать дополнительную нагрузку на двигатель. Нагрузка вызовет соответствующее изменение общего расхода топлива двигателем G_T с учетом потерь на неполноту сгорания $G_T^{нс}$ (рис. 5.3). Величина G_T^{xx} представляет расход топлива, необходимый для преодоления внутренних потерь МТУ трактора в период самопрогрева.

При самопрогреве в период межсменных стоянок определенный научный и практический интерес представляет оценка эффективности использования израсходованного двигателем топлива.

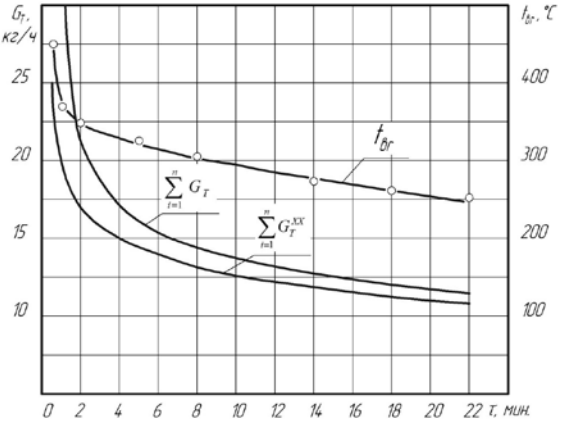


Рис. 5.3. К эксергетическому анализу баланса эксергии теплоты израсходованного двигателем топлива

С этой целью автором была разработана методика такой оценки с использованием эксергетического метода. Доли $\delta_{ог}$, $\delta_{пов}$, $\delta_{нс}$, входящие в уравнение эксергетического коэффициента теплоиспользования $\eta^{э}_{мту}$, определялись расчетно-экспериментальным путем. Графическая интерпретация уравнения $\eta^{э}_{мту}$ создает хорошую возможность для постатейного анализа потерь теплоты израсходованного топлива в ОС и позволяет наметить пути их снижения (рис. 5.4).

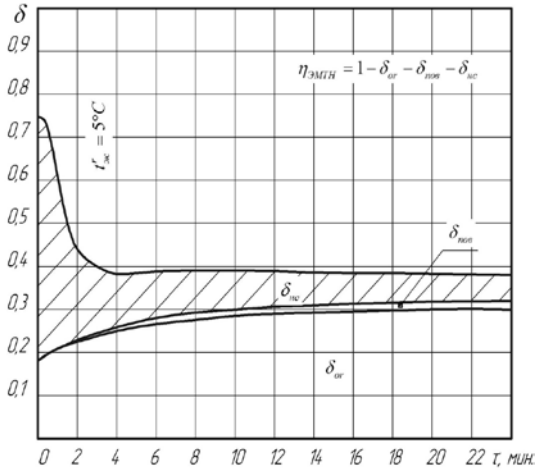


Рис. 5.4. Эксергетический баланс теплоты израсходованного двигателем топлива в период послепускового прогрева МТУ трактора Т-150К (пуск холодный, n = 2100 мин$^{-1}$, $t_{ос}$ = –16 ºС)

Следует обратить внимание на то, что перед испытаниями по пуску-прогреву двигатели подвергали небольшой модернизации: устанавливали термостаты, оттарированные и проверенные на герметичность, отключали вентиляторы обдува радиаторов и масляные радиаторы, на моторные отсеки надевали утеплительные чехлы. Пуск двигателей осуществлялся в интервале предельного значения температуры ОС для холодного запуска двигателя без средств его облегчения.

Как и следовало ожидать, в первые секунды после пуска двигатель работает на большой подаче топлива (вклю-

чен корректор). Количество несгоревшего топлива достигает 50…60 %. Оно частично выбрасывается в атмосферу в виде мелких капель и пара. К концу 2-й мин работы двигателя количество несгоревшего топлива значительно снижается, составляя 20…25 %. На 4–5-й мин работы двигателя неполнота сгорания уменьшается до уровня 12…13 %. Температура охлаждающей жидкости при этом достигает 5…8^{0}С.

По истечении 22-й мин прогрева температура жидкости в головке блока двигателя ($t^{\circ}_{ж}$) поднимается до 25°С, а неполнота сгорания топлива снижается до 6…7 %. Следует обратить внимание, что в данном случае определяется только превышение неполноты сгорания в результате низкого теплового режима двигателя относительно его «стандартного» значения при нормальных параметрах ОС и оптимальном тепловом режиме при прочих равных условиях. Поэтому для баланса уравнения $\eta^{э}_{мту}$ в него в случае необходимости нужно вводить поправку в виде коэффициента ($K_{нс}$), учитывающего несовершенство процесса сгорания, характерного для конкретной марки двигателя при оптимальном тепловом и нагрузочном режиме, а также нормальных атмосферных условиях.

В начальный момент работы с отработанными газами в ОС выбрасывается 18…20 % эксергии сгоревшего топлива. По мере прогрева это количество возрастает до 30…40 %. Очевидно, что по мере снижения температуры ОС величина $\delta_{ог}$ будет снижаться и, наоборот, по мере увеличения температуры ОС – возрастать.

Расчеты показывают, что в первые 4 мин прогрева доля эксергии теплоты, рассеиваемой боковой поверхностью МТУ трактора $\delta_{пов}$, практически равна нулю. Выделяющаяся в результате внутренних потерь на трение теплота идет на разогрев узлов, деталей, масла и охлаждающей жидкости. В процессе разогрева МТУ до 40…45 °С потери теплоты ее поверхностью в ОС возрастают до 4, 1 %.

Таким образом, после 4 мин прогрева коэффициент теплоиспользования достигает 60…62 %. Аналогичные результаты были получены при межсменном самопрогреве автомобилей

КамАЗ-5410 и КамАЗ-5511, где коэффициент теплоиспользования достигал значений 65…70%. Дальнейшего повышения коэффициента теплоиспользования, как видно из рис. 5.4, можно добиться путем снижения потерь эксергии топлива в ОС от неполноты сгорания и с ОГ. Доля потерь $\delta_{ог}$ при самопрогреве может быть снижена за счет частичного использования эксергии выпускных газов для подогрева охлаждающей жидкости и масла в двигателе, воздуха на впуске, а для двигателей с газотурбинным наддувом, кроме того, частичным или полным отключением турбокомпрессора.

Несомненно, большой практический интерес представляют направления по снижению потерь эксергии от неполноты сгорания при отклонении теплового режима двигателя от оптимального.

Таким образом, существуют реальные возможности, которые позволяют повысить коэффициент теплоиспользования при самопрогреве.

5.1.2. Особенности пуска двигателя и послепускового прогрева МТУ в условиях низких температур

Известно, что при работе тракторов и другой мобильной техники в климатических зонах с отрицательными температурами имеют место значительные по величине дополнительные затраты энергии на подготовку их к пуску, послепусковой прогрев и последующее поддержание оптимального теплового режима в основных системах и агрегатах. Кроме того, в период пуска и послепускового прогрева работа двигателя сопровождается интенсивным износом поверхностей трения деталей ЦПГ. Причина – высокая кинематическая вязкость моторного масла и, как следствие, отсутствие мелкодисперсных частиц масла, которые, витая в объеме картера двигателя, образуют на поверхностях трения ЦПГ масляную пленку.

Очевидно, что чем меньше время послепускового прогрева основных агрегатов машин до оптимального теплового режима, тем меньше их износ и расход топлива. Сократить время послепускового прогрева можно с помощью предпускового

разогрева, применения различных утеплительных средств, терморегулирующей аппаратуры, а также вторичного использования теплоты ОГ [177].

Испытания проводились на двигателях СМД-62, Д-160 и Д-240. С целью получения более выраженной картины особенностей работы двигателя в первые минуты послепускового периода была выполнена серия холодных пусков при температуре окружающего воздуха минус 16^0С (см. рис. 5.4).

Согласно существующей многостадийной модели процесса окисления (самовоспламенения) топлива, в цилиндре дизеля происходит следующее [274,275, 276]. После впрыска топлива в камеру сгорания в течение периода задержки воспламенения (τ_i) оно нагревается и испаряется. В процессе испарения образуются продукты неполного окисления: альдегиды, в частности формальдегиды, что вызывает люминесцентное свечение всего заряда. Данный процесс развивается в виде цепной реакции с образованием перекисей и радикалов, которые инициируют вторичное холодное пламя по всему объему заряда. И только после накопления необходимого количества активных центров реакций с одновременным выделением теплоты наступает тепловое самоускорение окислительных процессов и появление горячего желтого пламени.

При этом часть теплоты сгоревшего топлива расходуется на преодоление потерь на трение в узлах и агрегатах МТУ, что вновь преобразуется в теплоту и идет на прогрев охлаждающей жидкости, масла и деталей сборочных единиц. Величина этих потерь, как показали исследования, выполненные автором, при температуре ОС минус 16°С в течение первых 30 с работы достигает 104 кВт, что составляет 86% от номинальной мощности двигателя. В конце 22-минутного прогрева потери снижаются до 34 кВт, или до 28%. Другая часть эксергии теплоты сгоревшего топлива идет непосредственно на разогрев МТУ.

Сразу после пуска эксергетический коэффициент полезного использования теплоты $\eta^{э}_{мту}$ израсходованного двигателем топлива находится на уровне 0,27. В процессе прогрева

в течение 4–6 мин и достижения температуры охлаждающей жидкости в двигателе плюс 5…10°С $\eta_э^{мту}$ возрастает до 0,48.

Эксперименты показали, что в первые секунды работы двигателя после холодного пуска его загрузка (по количеству сгоревшего топлива) может достигать максимального значения. В этот период большая часть развиваемой индикаторной мощности тратится на привод вспомогательных механизмов, преодоление потерь на трение в сопряжениях деталей МТУ и т.п.

Известно, что суммарные потери на трение делятся на механические (нагрузочные) и гидравлические. Первый вид потерь определяется трением в подшипниках, зубчатых зацеплениях, количеством пар трения, а также передаваемой нагрузкой. По данным ряда исследователей, механические потери составляют 2…3 % от общих потерь и не зависят от температуры масла в МТУ.

Следовательно, большая величина потерь мощности при работе МТУ трактора, особенно в первые минуты, имеет гидравлический характер и объясняется высокой вязкостью масла, которая снижается по мере его прогрева. В результате этого происходит интенсивный прогрев охлаждающей жидкости, масла и сборочных единиц МТУ. Стабилизация процессов теплообмена и неполноты сгорания начинается по истечении 6…8 мин прогрева. Очевидно, что с понижением температуры ОС, при которой осуществляется пуск и последующий прогрев, стабилизация процессов теплообмена будет проходить по истечении более длительного периода.

Таким образом, сокращение времени послепускового прогрева может быть достигнуто путем снижения доли неполноты сгорания и вторичного использования теплоты ОГ.

На наш взгляд, особый научный и практический интерес представляет величина эксергии ОГ и закономерности ее изменения от частоты вращения коленчатого вала и времени послепускового прогрева. Экспериментальные исследования показали, что эксергия теплового потока ОГ в начале прогрева достигает значения 440 МДж/ч, а затем уменьшается до 190 МДж/ч при достижении температуры охлаждающей жидкости

в головке блока 22^0С (рис. 5.5). Соответственно мощность теплового потока со 122,2 кВт снижается до 52,8 кВт. Следует отметить, что при полностью прогретом двигателе и прочих равных условиях эксергия теплового потока ОГ находится в пределах 150…155 МДж/ч, а его мощность составляет 41,7…43,1 кВт. В то же время доля эксергии, которая рассеивается в ОС отработанными газами, по мере прогрева повышается от 0,18 до 0,38.

Величина мощности теплового потока сразу после пуска и характер ее зависимости от времени послепускового прогрева двигателя создают благоприятные условия для вторичного использования теплоты ОГ с целью сокращения времени прогрева основных узлов МТУ до оптимальных температур. В начальный период прогрева тепловой поток достигает максимального значения. Абсолютная величина потока зависит от температуры холодного пуска: чем ниже температура пуска, тем выше температура потока.

Следует обратить внимание на то, что в первые секунды после холодного пуска двигатель работает только на преодоление внутренних потерь в МТУ. При этом загрузка двигателя (по температуре ОГ и величине сгоревшего топлива), например, при температуре ОС плюс 2^oС, достигает 34 %, а при температуре ОС минус 16^oС возрастает до 86 %. Очевидно, что с понижением температуры ОС загрузка двигателя будет увеличиваться.

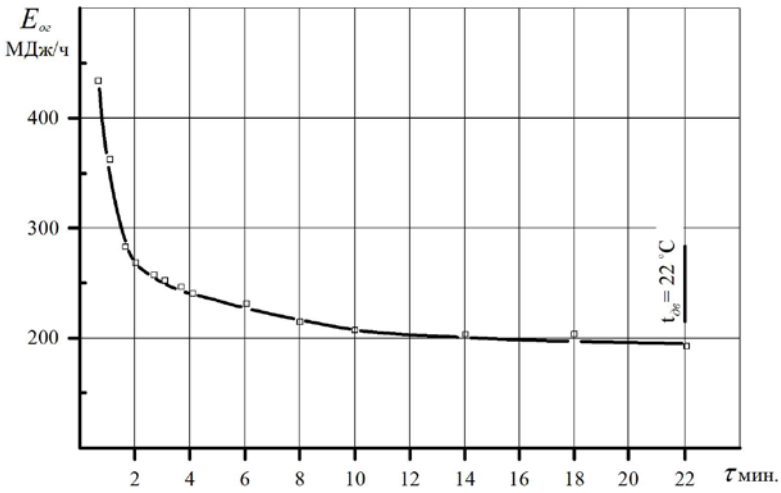


Рис. 5.5. Изменение эксергии ОГ в зависимости от времени послепускового прогрева МТУ трактора Т-150К ($n_{дв}$ = 2100 мин$^{-1}$, $t_{ОС}$ = –16 °С)

Кроме того, были проведены экспериментальные исследования зависимости эксергии теплового потока ОГ прогретого двигателя СМД-62 от температуры ОС. Исследования проведены на двух скоростных режимах: на холостом ходу (1000 мин$^{-1}$) и на номинальной частоте вращения коленчатого вала (2100 мин$^{-1}$) без внешней нагрузки (рис. 5.6). Заданная частота вращения коленчатого вала поддерживалась вручную.

Результаты экспериментальных исследований показали, что при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1000 мин$^{-1}$ и температуре ОС минус 30°С мощность теплового потока ОГ сразу после пуска двигателя достигает 18…20 кВт, а при частоте вращения 2100 мин$^{-1}$–44…46 кВт. Таким образом, при переходе с холостого хода на частоту, соответствующую номинальной частоте вращения коленчатого вала без внешней нагрузки, мощность теплового потока ОГ возросла примерно в 2,5 раза. Следует отметить, что мощность теплового потока ОГ с повышением температуры ОС в обоих случаях снижается почти в 1,5 раза.

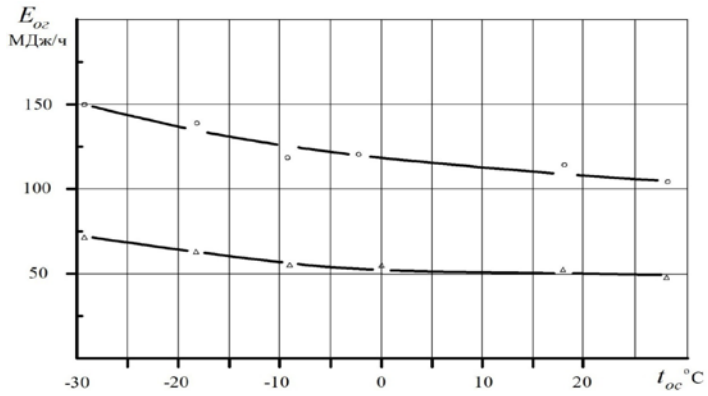


Рис. 5.6. Зависимость эксергии теплового потока ОГ прогретого двигателя 6ЧН13,0/11,5 от температуры ОС без нагрузки:
—△—△— $n = 1000$ мин$^{-1}$;
—○—○— $n = 2100$ мин$^{-1}$

Увеличение мощности теплового потока ОГ, выбрасываемого в ОС, с понижением ее температуры снижает количество теплоты, которая идет на прогрев двигателя. Значительное увеличение мощности теплового потока ОГ с понижением температуры ОС объясняется повышением массового расхода воздуха двигателем, а также разности между температурой ОГ и температурой ОС.

Уменьшение доли теплоты, которая идет на прогрев двигателя, с понижением температуры ОС в наиболее явном виде проявляется на дизельных двигателях с газотурбинным наддувом, в результате чего при работе на холостом ходу в диапазоне отрицательных температур достижение и поддержание оптимального теплового режима становится не всегда возможным.

Таким образом, работа двигателя сразу после холодного пуска в зимний период эксплуатации сопровождается его практически полной загрузкой внутренними потерями. В этот период почти вся индикаторная мощность тратится на преодоление потерь в МТУ, а эффективная мощность, которую можно полезно использовать, близка к нулю. Большая доля топлива не сгорает. Масло на детали ЦПГ поступает с задержкой (5–10 мин), вели-

чина которой возрастает с понижением температуры холодного пуска. Этот период характеризуется интенсивным износом деталей ЦПГ, разжижением моторного масла несгоревшим топливом, большим часовым расходом топлива и значительным количеством вредных выбросов в ОС. В то же время следует обратить внимание, что детали ЦПГ при холодном пуске и в послепусковой период работают в тяжелых условиях, которые характеризуются отсутствием (выгоранием) масляной пленки на верхней части поверхности цилиндров, но все-таки катастрофических износов сопряжений не происходит. Дело, видимо, в том, что в этот период большая доля несгоревшего топлива конденсируется на холодных стенках цилиндров, образуя на поверхности антифрикционную пленку. Поскольку в дизельном топливе присутствует сера, то на трущихся поверхностях могут создаваться два вида антифрикционных пленок: хемосорбированная и адсорбированная, которые выполняют свои функции и исключают катастрофический износ деталей ЦПГ в первые минуты работы после пуска.

Анализ литературных данных и результаты экспериментальных исследований показали, что время, в течение которого в картере двигателя образуется масляный туман, а на трущихся поверхностях деталей ЦПГ появляются мелкие капли масла, и время начала стабилизации внутренних потерь на трение и неполноты сгорания топлива сопоставимы по величине. Очевидно, что работа двигателя в этот период с полезной нагрузкой нежелательна, а в ряде случаев невозможна. Для повышения надежности работы двигателя в условиях отрицательных температур этот период лучше всего сократить или исключить. Сократить его можно за счет дополнительного подвода теплоты в послепусковой период, например, от ОГ, исключить – путем применения автономных подогревателей для предпускового прогрева двигателя до температуры, как показали результаты проведенных исследований, плюс 5…10°С. Это минимальная температура, при которой начинается процесс стабилизации внутренних потерь на трение, неполноты сгорания топлива и регистрируется появление масляного тумана в картере двигателя. Самый оптимальный вариант – применение в предпусковой период автономных

подогревателей для подогрева жидкости в системе охлаждения и масла в системе смазки двигателя в сочетании с использованием теплоты ОГ в послепусковой период прогрева.

С учетом вышеприведенной аргументации алгоритм предпусковой и послепусковой тепловой подготовки МТУ может быть следующим: минимальная предпусковая тепловая подготовка до температуры охлаждающей жидкости и масла в двигателе 5…10°С; отключение системы предпускового подогрева двигателя; пуск двигателя; послепусковой прогрев МТУ с использованием теплоты ОГ (прогрев рабочего места оператора, проверка работоспособности всех систем машины); полезная нагрузка (работа).

На рис. 5.7 приведена зависимость расчетного количества теплоты, которая необходима для прогрева двигателя от температуры ОС до его конечной температуры 70°С, без учета потерь теплоты, рассеиваемой в ОС радиаторами систем охлаждения и смазки двигателя, а также его боковой поверхностью. Расчеты выполнены с учетом того, что начальная температура $t_н$ двигателя (охлаждающая жидкость, масло, металл) соответствует температуре ОС.

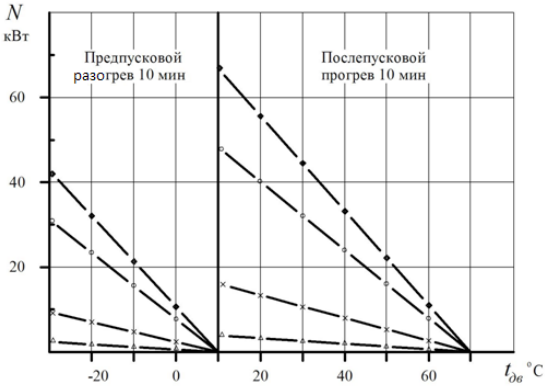


Рис. 5.7. Расчетная величина мощности, необходимая для 10-минутного предпускового разогрева и последующего 10-минутного послепускового прогрева двигателя СМД-62 в зависимости от его теплового состояния:

Под текущей температурой двигателя $t_{дв}$ понимается температура, равная температуре охлаждающей жидкости, масла и конструкционных материалов, из которых изготовлен двигатель. Тепловая подготовка двигателя, на основании выполненных исследований и разработанного алгоритма, делится на две части: предпусковой разогрев и послепусковой прогрев.

Предпусковой разогрев двигателя может осуществляться автономными электрическими подогревателями или подогревателями, которые работают на газообразном или жидком топливе.

Конечная температура предпускового разогрева двигателя (минимальная температура предпусковой подготовки) определена экспериментально и находится в пределах 5–10°С. Для расчетов конечная температура предпускового разогрева принимается на уровне плюс 10°С. Из графика видно, что необходимая мощность подогревателя имеет прямую зависимость от теплового состояния двигателя и принятого времени разогрева. Например, при начальной температуре двигателя минус 30°С и предпусковом разогреве в течение 10 мин до конечной температуры мощность подогревателя должна быть в пределах 42 кВт.

При достижении заданной температуры предпускового разогрева двигатель может запускаться автоматически или в ручном режиме и принимать нагрузку. Температурный диапазон послепускового прогрева определен на основании анализа литературных источников, подтвержден результатами проведенных исследований и находится в пределах от плюс 10°С до 70°С.

Известно, что при температуре охлаждающей жидкости 70°С и выше потери на трение в ЦПГ снижаются до минимального значения и стабилизируются. Аналогично стабилизируются потери мощности в КП в диапазоне температур масла от 60 до 80°С [258]. Примерно в этом же интервале температур минимального значения достигают потери теплоты от неполноты сгорания топлива. Таким образом, температуру охлаждающей жидкости в ДВС и масла в КП на уровне 70°С можно принять за максимальную температуру (конечную температуру $t_н$), при которой дополнительный подвод теплоты к МТУ от утилизационного контура прекращается. При дальнейшей работе системы охлаждения, смазки двига-

теля и КП переключаются на работу в штатном режиме, а избыточную теплоту ОГ можно использовать для прогрева других систем и агрегатов.

Выполненные расчеты показывают, что большая часть теплоты затрачивается на прогрев металла, из которого изготовлены детали двигателя и КП. Например, на прогрев деталей двигателя и КП затрачивается теплоты почти в 3 раза больше, чем на прогрев охлаждающей жидкости и масла в двигателе и масла в КП. Очевидно, что для сокращения времени прогрева деталей двигателя, КП и других агрегатов до оптимальных температур желательно снизить их теплоемкость или теплопроводность. Частично положительного результата можно достигнуть путем применения теплоизолирующих покрытий внутренних поверхностей корпусных деталей или применения для их изготовления других материалов: прочных, с малым удельным весом, низкой теплопроводностью и теплоемкостью (например, углепластик и т. п.).

Наиболее резкое снижение доли несгоревшего топлива $\delta_{нс}$ наблюдается до температуры охлаждающей жидкости в головке блока $t^{г}_{ж}$ = 5…8°С (см. рис. 5.4). Аналогичные результаты получены на двигателе Д-240. Причиной высокой неполноты сгорания, по мнению автора, может быть низкий тепловой режим поверхности камеры сгорания, а также низкая температура впрыскиваемого топлива.

Как показали эксперименты, температура топлива в кармане распылителя (t_p) мало отличается от температуры охлаждающей жидкости в головке ($t^{г}_{ж}$) (на двигателях СМД-62 и Д-240 $t_p < t^{г}_{ж}$ на 3…5^{0}С).

Холодное топливо при пуске плохо распыливается. По литературным данным, только 10…15% цикловой подачи равномерно распределяется по объему камеры сгорания, а другая часть в виде пленки и капель оседает на стенках камеры сгорания. Поэтому с целью увеличения концентрации топлива в мелкораспыленном виде, которое может быстро прогреться и достигнуть температуры самовоспламенения, увеличивают цикловую подачу топлива в период пуска в 2 раза и более [280].

С понижением теплового состояния двигателя и температуры ОС его пусковые качества ухудшаются (рис. 5.8). Так, при $t^{\circ}_{ж}$ = 2°С и $t_{ос}$ минус 10°С продолжительность пуска составляет 22 с, а при $t_{ос}$ минус 30°С она возрастает до 32 с. Повышение температуры охлаждающей жидкости на 6°С снизило время пуска в первом случае до 6 с, а во втором – до 12 с. Доведение температуры жидкости в головке блока до плюс 10^0С позволило обеспечить быстрый и надежный пуск дизеля даже при температуре ОС минус 30°С в течение 7 с. Повышение $t^{\circ}_{ж}$ до 14…15°С сокращает продолжительность пуска до 3…4 с.

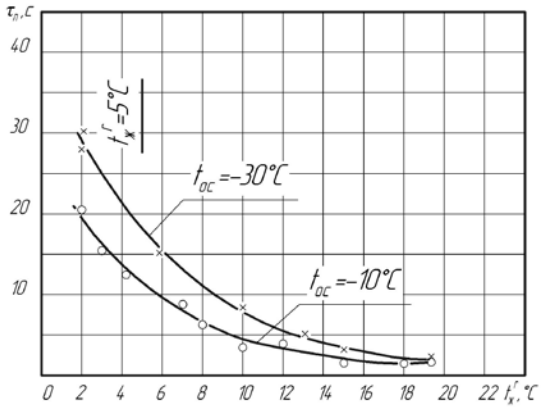


Рис. 5.8. Зависимость времени пуска двигателя Д-160 от температуры охлаждающей жидкости

Таким образом, минимальная температура в блоке цилиндров, обеспечивающая надежный пуск дизеля Д-160 при температуре ОС минус 30^0С составляет 6…8^0С. С повышением температуры ОС выше минус 10^0С температура в головке может снижаться до 3…4^0С. При этом обеспечивается надежный пуск двигателя за одну попытку в течение не более 15 с.

Ряд авторов акцентируют внимание на тесной зависимости неполноты сгорания и, как следствие, пусковых качеств двигателя, от температуры топлива в распылителе в момент подачи его в камеру сгорания [90, 97, 251, 252]. В свою очередь, температура топлива на выходе из сопловых отверстий распылителя определяется его температурой на входе в форсунку, подогревом

в корпусе форсунки за счет теплопередачи от системы охлаждения и подогревом в колодце распылителя за счет теплопередачи от рабочего тела в процессе сгорания через поверхность распылителя, находящуюся в камере сгорания. Температура топлива на входе в форсунку, видимо, будет определяться температурой воздуха в подкапотном пространстве, которым обдуваются топливопроводы. Эта температура, как правило, всегда меньше температуры охлаждающей жидкости.

Таким образом, для обеспечения полного сгорания топлива в период пуска двигателя необходимо разработать форсунку с подогревом. Нагревательный элемент должен быть встроен в форсунку, обладать необходимой мощностью, которая позволяла бы обеспечить как нагрев цикловой подачи топлива, так и его перегрев (термофорсирование) на выходе из распылителя форсунки в период пуска.

5.1.3. Тепловая подготовка топлива в форсунках в период пуска-прогрева

В процессе экспериментальных исследований испытывались четыре варианта нагревателей.

Нагревательные элементы устанавливали на наружной поверхности корпуса форсунки *3*, в топливном канале *2*, в штанге *1* и на поверхности распылителя *4* (рис. 5.9).

В первом случае на корпусе форсунки делали проточку, в которую укладывали нагревательный кабель. Один конец кабеля вместе с оболочкой приваривали к корпусу, а второй разделывали и на нем устанавливали разъем. К разъему крепили через выключатель плюсовой вывод отдельного источника питания или источника питания бортовой сети трактора.

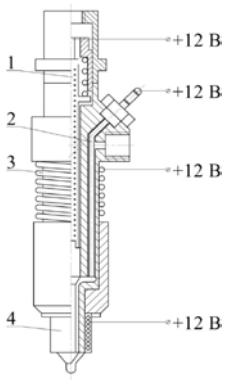


Рис. 5.9. Форсунка с установленными нагревательными элементами:

1 – в штанге; 2 – в топливном канале; 3 – на корпусе форсунки; 4 – на поверхности распылителя

Для установки нагревательного элемента в топливном канале в форсунке было просверлено отверстие, соединяющееся с топливным каналом. В отверстии нарезали резьбу. Нагревательный элемент, нижний конец которого запаян, вводили в топливный канал и с помощью резьбовой втулки крепили в корпусе форсунки. Верхний конец нагревательного кабеля разделывали и на нем устанавливали разъем. При установке нагревательного элемента в штанге в ней было просверлено по оси отверстие. Спираль из нихрома устанавливали внутри штанги и изолировали наполнителем из оксида магния. Один конец спирали приваривали к штанге, а второй изолировали от корпуса и через токосъемник выводили из форсунки.

Нагревательный элемент, устанавливаемый на распылитель, состоит из двух вставленных друг в друга тонкостенных гильз, изготовленных из жаропрочного материала. Между стенками гильз в образовавшееся кольцевое пространство укладывали нагревательный элемент, который изолировали также оксидом магния. Один конец нагревателя был приварен к корпусу, а другой конец изолирован и через специальный токосъемник выведен и закреплен на теле форсунки.

Для расширения диапазона регулирования температуры топлива на выходе из форсунки в магистральные топливопроводы высокого давления были дополнительно вмонтированы нагревательные элементы. Они изготавливались из нагревательного кабеля аналогично нагревателю *2* и размещались в каналах топливопроводов по всей их длине. Мощность каждого из нагревателей не превышала 200 Вт.

Очевидно, что тепловая подготовка топлива в период, предшествующий пуску, позволит повысить в процессе пуска количество мелких капель топлива, участвующих в сгорании, температуру воздуха в цилиндре в конце такта сжатия вдоль осей топливных факелов и сократить задержку воспламенения [285].

Анализ литературных данных и результаты настоящих исследований показали, что температура топлива в «кармане» распылителя работающего двигателя может незначительно отличаться в ту или иную сторону от температуры охлаждаю-

щей жидкости. В то же время температура носка распылителя (можно полагать, и температура топлива на выходе из сопел) не должна превышать 200°С. В противном случае линейные размеры распылителя увеличиваются, и наступает отказ в работе. Таким образом, вырисовываются границы верхнего предела нагрева топлива в «кармане» распылителя в режиме предпусковой подготовки («термофорсирование») на уровне 200°С. После пуска температура топлива в «кармане» распылителя может быть снижена до температуры, соответствующей оптимальному значению охлаждающей жидкости 85…90°С.

Испытания нагревателей выполнялись на безмоторных и моторных установках. Результаты испытаний показали, что по теплотехническим характеристикам наиболее экономичным является нагреватель, установленный на распылителе, наименее экономичным – на корпусе форсунки. Промежуточное положение занимают подогреватели, установленные в топливном канале и в штанге форсунки.

Более надежная работа нагревателя, размещенного в штанге, технологичность его изготовления, ремонтопригодность и относительно высокие теплотехнические параметры послужили основанием для выбора конструкции нагревателя при проведении дальнейших моторных испытаний.

Моторные испытания по пуску-прогреву выполнялись на двигателе Д-440. Нагреватели были установлены в каждую из четырех форсунок. Они позволили при предпусковой подготовке обеспечить нагрев топлива в «кармане» распылителя до плюс 110…115°С (рис. 5.10).

Повышение температуры топлива в форсунке на 126…131°С привело к изменению его физических свойств: уменьшились в 1,1 раза плотность, 1,4 – коэффициент поверхностного натяжения и в 6,5 раза – вязкость топлива. Довольно значительное изменение физических свойств топлива сказалось на качестве смесеобразования, а вместе с тем и на улучшении пусковых качеств двигателя. Например, без подогрева топлива при температуре ОС минус 15°С двигатель был запущен со второй попытки за 105 с, а с подогревом – за 40…45 с.

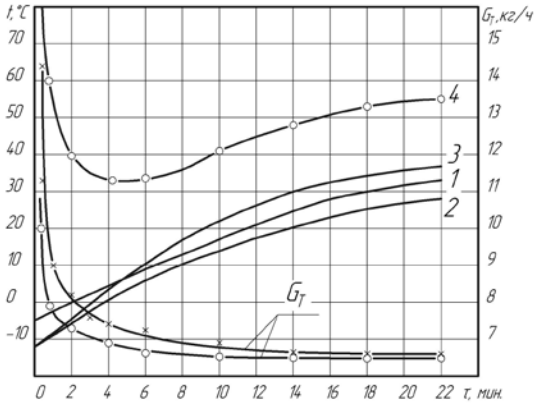


Рис. 5.10. Динамика прогрева двигателя Д-440–2 в послепусковой период при $t_{ос}$ = –12°С:

1 – температура масла в поддоне; 2 – температура топлива в «кармане» распылителя без электроподогрева; 3 – температура охлаждающей жидкости в головке блока; 4 – температура топлива в «кармане» распылителя с электроподогревом: –0- - - 0- с подогревом топлива; -х - - - х- без подогрева топлива

При температуре минус 10°С без подогрева топлива двигатель запустился за 16 с, а с подогревом – за 6 с. С повышением температуры ОС от нуля и выше заметного улучшения пусковых качеств двигателя при подогреве топлива не наблюдается вследствие малой продолжительности процесса пуска. Таким образом, с точки зрения улучшения пусковых качеств подогрев топлива для двигателя Д-440 при температуре ОС выше 0^0С нецелесообразен.

После пуска температура топлива в распылителе в течение первых 2 мин работы двигателя снизилась до 40°С, а по истечении четвертой 4-й мин – до 32°С. Расход топлива при его подогреве снизился соответственно на 0,8 и 0,6 кг/ч. В то же время температура топлива в «кармане» распылителя без подогрева к концу 2-й мин была в пределах минус 5°С, 4-й – минус 2°С и только к концу прогрева поднялась до 25°С.

В конце прогрева (стабилизация теплового режима двигателя) расход топлива двигателем при подогреве форсунок был

на 0,25…0,35 кг/ч ниже, чем без подогрева. Причиной снижения расхода топлива, что вполне очевидно, является снижение неполноты сгорания.

Следует отметить, что используемые подогреватели топлива из-за интенсивной теплоотдачи от форсунки в головку блока не обеспечили режим «термофорсирования» в период пуска (200°С) и поддержание температуры топлива при последующем прогреве на уровне 85°С. Но все-таки, несмотря на низкие теплотехнические характеристики нагревателей, установленных в форсунках двигателя, явно просматривается положительное влияние подогрева топлива на пусковые качества и процесс смесеобразования, что представляет научный и практический интерес как для разработчиков новых перспективных машин, так и для потребителей этих машин [287].

Проведенные исследования показали, что подогрев топлива в форсунках двигателя технически возможен и сопровождается положительным результатом, а его применение позволяет снизить чувствительность двигателя к изменениям температуры ОС и теплового режима систем охлаждения и питания.

5.1.4. Анализ составляющих уравнения эксергетического баланса для цилиндра двигателя в конце такта сжатия при пуске и прогреве

Улучшение пусковых качеств и снижение неполноты сгорания в период самопрогрева – задача очень сложная, связанная с совершенствованием процесса смесеобразования. Предложенные за последние 10…15 лет модели смесеобразования отличаются зачастую противоречивостью, сложностью вычислений и не всегда отвечают предъявляемым требованиям. Поэтому в данном разделе автором делается попытка объяснения с помощью полученных ранее уравнений эксергетического баланса (3.8), (3.21), (3.22) и результатов экспериментальных исследований причин, которые ухудшают пусковые качества двигателя с понижением его теплового режима, а также неполноты сгорания при пуске-прогреве.

Известно, что началу окислительного процесса предшествует нагрев ($D_н$), испарение ($D_г$) и перегрев ($D_п$) паров топлива, поданного форсункой в камеру сгорания, до температуры ($T_с$). При этом потери эксергии на нагрев, испарение и перегрев паров топлива ($\sum_{i=1}^{n} D_{исп}$) определяются уравнением (3.5).

Испытаниям подвергался двигатель Д-440 при температуре окружающей среды минус 15°С. Температура охлаждающей жидкости в головке блока ($t_{ж}^{г}$) поддерживалась постоянной на любом заранее заданном уровне с помощью электронагревателей в диапазоне от минус 15°С до плюс 85°С.

Потери теплоты воздушного заряда в конце такта сжатия на нагрев топлива до температуры кипения определяются уравнением

$$D_н = H_{н\max} - E^T_{qж} - E^T_{qц}. \qquad (5.1)$$

При пуске $E^T_{qц} = 0$. Кроме того, при холодном пуске, в данном случае $t_{ж}^{г} = t_{ос} = -15$°С, эксергия теплоты охлаждающей жидкости, подведенной к топливу в форсунки $E^T_{qж}$, также равна нулю. Тогда потери эксергии на нагрев топлива до средней интегральной температуры кипения $T_{кип}$ будут максимальны, т.е. $D_н = E^T_{н\max}$, и равны 116 Дж/цикл (табл. 5.2).

Экспериментальные исследования показали, что потери на нагрев топлива до температуры кипения по мере повышения теплового состояния двигателя снижаются со 116 до 79 Дж/цикл (см. табл. 5.2, рис. 5.11). Снижение потерь вызвано увеличением эксергии топлива в распылителе форсунки за счет подвода теплоты от системы охлаждения в виде $E^T_{qж}$. Одновременно происходит снижение удельных потерь эксергии на нагрев, парообразование и перегрев пара. Например, при $t_{ж}^{г}$ минус 15°С потери составляли 1,42Дж/мг, а с повышением температуры головки до 85°С практически линейно уменьшились до 1,1 Дж/мг. Кстати, в ряде публикаций [74, 250], правда без указания режимов работы, приведены показатели затрат энергии на предпламенную активацию топлива при пуске в пределах 1,3…1,5 Дж/мг, что согласуется с полученными результатами и подтверждает их достоверность.

Таблица 5.2

Параметры эксергетического баланса системы топливо- и воздухоподачи в период пуска

$t^{e}_{ж}$, °С	Составляющие уравнения эксергетического баланса											
	L_{TH}, Дж/ цикл	$E^{в}$, Дж/ цикл	$E^{T}_{дж}$, Дж/ цикл	$E^{T}_{дц}$, Дж/ цикл	D_{r}, Дж/ цикл	$D_{П}$, Дж/ цикл	$D_{н}$, Дж/ цикл	$E^{T}_{H\max}$ Дж/ цикл	$E^{E}_{дц}$ Дж/ цикл	$\sum_{i=1}^{n} D^{1}_{исп}$ ДЖ/ цикл	$\sum_{i=1}^{n} D^{2}_{исп}$ Дж/ цикл	$\sum_{i=1}^{n} D_{исп} / q^{T}_{ц}$ Дж/мг
-15	5,1	0	0	0	20	20	116	116	51	105	156	1,42
0	5,1	39,2	5.1	0	19.6	20	110,9	116	50,5	100	150,5	1,37
10	5,1	63	8,5	0	19,5	21	107,5	116	50	98	148	1,35
50	5,1	143	23,3	0	19,2	22	92,7	116	49,5	84,2	133,9	1,22
85	5,1	200	37	0	19,4	22	79	116	49	71,4	120,4	1,10

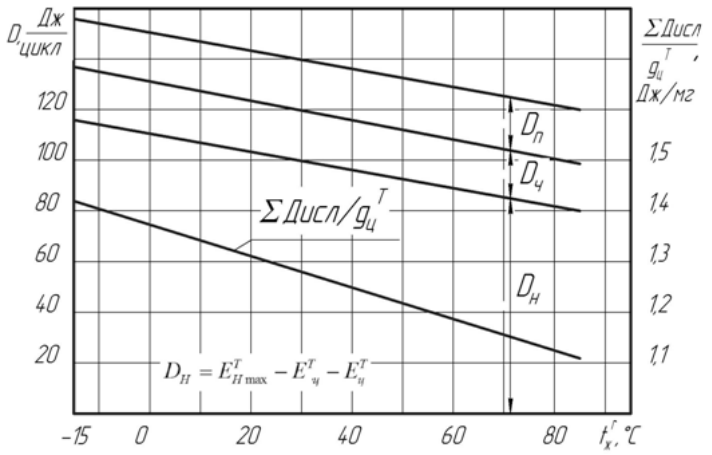


Рис. 5.11. Потери эксергии на нагрев, перегрев и испарение топлива в камере сгорания при пуске двигателя Д-440 (конец такта сжатия).

Исследованиями установлено, что суммарные потери эксергии на испарение $\sum_{i=1}^{n} D_{исп}$ складываются из потерь на нагрев 74,4 %, испарение – 12,8 и перегрев – 12,8 %. После предпусковой тепловой подготовки двигателя до $t_{ж}^{Г} = 85^{o}$С потери на нагрев снижаются до 65,6 % и возрастает доля потерь на испарение до 16,7 и перегрев пара до 18,3 %.

Таким образом, основная доля потерь приходится на нагрев топлива до температуры кипения ($T_{кип}$). Вполне очевидно, что с целью сокращения периода задержки воспламенения, снижения перепада температур в камере сгорания между воздухом и топливным факелом предварительная тепловая подготовка топлива в форсунке до начала впрыскивания представляет научный и практический интерес.

Следует отметить, что испытуемые нагреватели, установленные в штангах форсунок двигателя Д-440, обеспечили частичную предпусковую тепловую подготовку топлива до 115 ^{o}С при $t_{ос}$ минус 15 ^{o}С. Но даже в этом случае потери на нагрев топлива снизились более чем в 2 раза (рис. 5.12).

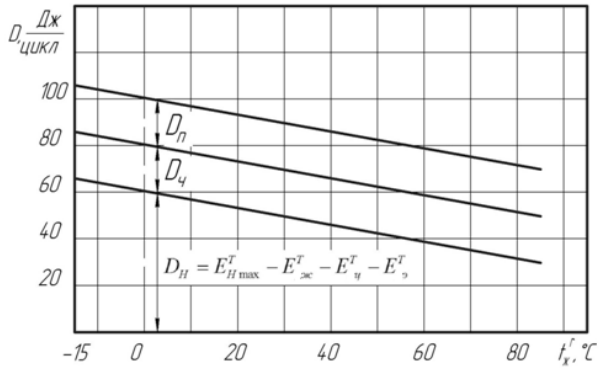


Рис. 5.12. Потери эксергии на нагрев, перегрев и испарение топлива в камере сгорания при пуске двигателя Д-440 (конец такта сжатия, предпусковой подогрев топлива в форсунке).

Условно можно выделить два основных способа тепловой активации топлива: внутрицилиндровый за счет эксергии воздушного заряда в конце такта сжатия и комбинированный, когда активация осуществляется частично в системе топливоподачи (за пределами цилиндра) и частично в цилиндре двигателя. Первый способ характерен для пуска двигателей, оснащенных ТВНД с давлением начала впрыскивания до 25 МПа. Ради справедливости следует отметить, что в первом способе (внутрицилиндровом) частично присутствует механическая составляющая эксергии топливного факела, но ее величина незначительна и не превышает 4…5 % от всех затрат. При активации топлива за счет эксергии воздушного заряда суммарные потери достигают максимума, что ухудшает пусковые качества двигателя и снижает полноту сгорания топлива в пусковой и послепусковой период.

При комбинированном способе активация топливного факела, как было сказано ранее, осуществляется одновременно за счет эксергии воздушного заряда и термомеханической эксергии топливного факела. Термомеханическая эксергия включает в себя две составляющие: термическую и механическую. Термическая эксергия определяется температурой топлива

на выходе из сопловых отверстий, а механическая – работой, затрачиваемой на впрыскивание топлива форсункой в камеру сгорания.

На современных двигателях устанавливаются аккумулирующие системы топливоподачи типа Common Rail, которые имеют давление впрыскивания 180…200 МПа, что в 10 раз больше, чем в традиционных плунжерных насосах. Очевидно, что применение новой системы топливоподачи Common Rail приведет к повышению уровня активности топливного факела к началу окислительного процесса за счет механической составляющей и снижению потерь эксергии воздушного заряда на его активацию.

Комбинированный способ характерен для пуска двигателя, который оснащен системой подогрева топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания. Этот способ реализуется в послепусковой период прогрева, когда нагрев топлива в форсунке осуществляется за счет теплопередачи от системы охлаждения и рабочего тела цилиндра.

Согласно равенству (3.56), эксергия топливного факела B_e^T у современных двигателей имеет отрицательное значение (затраченная эксергия на активацию топливного факела). Это означает, что на подготовку топлива к сгоранию необходимо затратить значительную часть эксергии воздушного заряда. Причина – малая величина работы одной секции ТВНД, которая составляет 5…6 Дж/цикл для насосов с P_T до 25 МПа и сравнительно невысоким значением $E_{qж}^E$ по сравнению с затратами на нагрев, испарение и перегрев паров топлива. Даже если обеспечить полный нагрев топлива в канале форсунки и распылителя до температуры кипения $T_{кип}$, то и в этом случае величина B_e^T будет отрицательной вследствие потерь части эксергии воздуха на его испарение D_r и перегрев $D_{\text{п}}$.

По мере повышения теплового состояния двигателя удельная энергообеспеченность воздушного заряда растет от 0,47 до 0,79 Дж/мг, а затраты на активацию топлива снижаются с 0,82 до 0,63 Дж/мг (рис. 5.13).

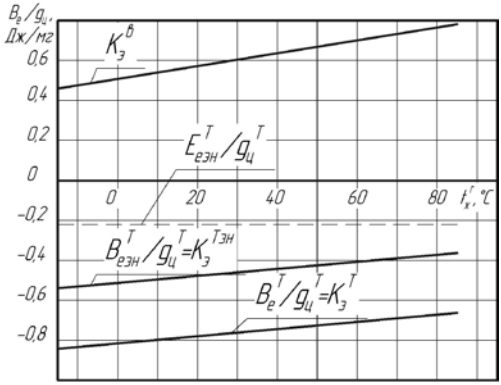


Рис. 5.13. Зависимость удельной эксергии воздушного заряда и топливного факела в камере сгорания от теплового состояния двигателя Д-440

У аккумулирующих систем топливоподачи типа Common Rail эксергия топлива, подаваемого форсункой в камеру сгорания, будет значительно выше по сравнению с традиционной системой топливоподачи с помощью ТВНД. Основная причина – давление топлива в рампе более 200 МПа. Следовательно, повышение общего уровня термомеханической активации топлива в системе питания за счет увеличения работы, совершаемой в конечном счете форсункой, должно способствовать улучшению процесса сгорания топлива в период пуска и послепускового прогрева.

Дополнительно потери эксергии воздушного заряда, связанные с активацией впрыскиваемого топлива, можно значительно снизить в результате его предпусковой тепловой подготовки в форсунках двигателя. Например, повышение температуры топлива на 126…131°С снизило потери эксергии воздушного заряда в 1,52 раза, что положительно сказалось на пусковых качествах двигателя и на полноте сгорания топлива.

Большая отрицательная величина эксергетического критерия активности топливного факела в камере сгорания ($K_э^T$) способствует значительному понижению температуры топлива по оси факела (по ряду данных до 150…200°С), так как на-

грев, испарение и перегрев паров топлива осуществляются за счет эксергии слоев воздушного заряда, прилегающих к топливному факелу. В то же время приток теплоты от наиболее удаленных участков воздушного заряда к топливному факелу из-за скоротечности процесса тепломассообмена и недостаточной турбулизации затруднен.

Таким образом, улучшение пусковых качеств двигателя может осуществляться в двух направлениях: путем повышения эксергетического критерия энергообеспеченности воздушного заряда ($K_э^B$) или повышения эксергетического критерия активности топливного факела ($K_э^T$). Расчеты показывают, что в первом случае затраты эксергии будут почти в 6 раз больше, чем во втором, так как нужно обеспечить нагрев воздушного заряда и впрыскиваемого топлива за счет теплопередачи от нагретого воздуха. Во втором случае эксергия тратится только на нагрев топлива. Кроме того, при подогреве топлива снижается необходимый ранее температурный градиент между топливом по оси факела и зарядом воздуха.

При расчете параметров эксергетического баланса систем топливо- и воздухоподачи в период послепускового прогрева допускалось, что система находится в квазистатическом режиме (ВМТ поршня в конце такта сжатия). Числовые значения факторов определялись в соответствующих точках послепускового прогрева. Поскольку время прогрева составляет 12…30 мин, а время отсчета числовых значений факторов или их записи на бумагу осциллографа не превышает нескольких секунд, то эти значения можно считать мгновенными для данных опытных точек.

С учетом вышеизложенных ограничений попытаемся использовать эксергетический баланс систем топливо- и воздухоподачи для изучения ряда внутрицилиндровых процессов в период прогрева (табл. 5.3).

В результате анализа многочисленных литературных данных значение температуры в конце такта сжатия в процессе пуска принимается на уровне минимального значения, равного 350°С, а в конце прогрева до $t_{ж}^{\circ}$ = 85 °С эта температура возрастает до 500°С.

Таблица 5.3

Параметры эксергетического баланса систем топливо- и воздухоподачи в послепусковой период (без подогрева топлива)

$t^{г}_{ж}$, °С	Составляющие уравнения эксергетического баланса										
	$L_{тн}$, Дж/цикл	$\Delta L_{тн}$ Дж/цикл	$E^{в}$, Дж/цикл	$E^{T}_{фж}$, Дж/цикл	$E^{T}_{фц}$, Дж/цикл	$D_{г}$, Дж/цикл	$D_{п}$, Дж/цикл	$E_{н\max}$, Дж/цикл	$D_{н}$, Дж/цикл	$\sum_{I=1}^{n} D_{исп}$, Дж/цикл	$\sum_{i=1}^{n} D_{исп} / q^{T}_{ц}$, Дж/мг
-15	5,1	51	0	0	0	16,0	18,7	51,0	51,0	85,7	1,11
0	5,1	51	11	1,2	2,1	9,4	13,7	29,7	26,4	49,8	1,11
10	5,1	51	20	1,7	2,1	7,6	12,1	24,0	20,2	39,9	1,12
50	5,1	51	40	3,8	2,8	6,2	15,7	19,6	13,0	34,9	1,18
85	5,1	51	63	5,3	3,1	5,1	17,0	16,1	7,7	29,8	1,23

После пуска двигателя частота вращения коленчатого вала устанавливается на уровне номинального значения (для двигателя Д-440 – 1750 мин$^{-1}$). Регулятор ТВНД выключает пусковой обогатитель, цикловая подача топлива снижается со 184 до 77 мг/цикл и автоматически дозируется с учетом затрат эксергии на внутренние и внешние потери. При этом потери на нагрев топлива ($D_н$) в первую минуту работы соответствуют значению 51Дж/цикл, а затем гиперболически снижаются до 7,7 Дж/цикл в конце прогрева. Снижение потерь происходит из-за увеличения эксергии топлива в распылителе за счет теплопередачи от системы охлаждения и рабочего тела, а также уменьшения цикловой подачи по мере повышения теплового состояния двигателя (рис. 5.14).

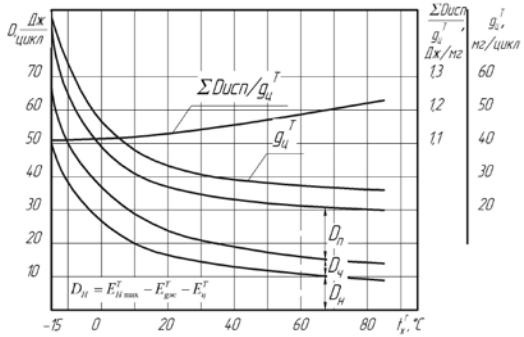


Рис. 5.14. Потери эксергии на нагрев, испарение и перегрев паров топлива в период послепускового прогрева двигателя Д-440 (без прогрева топлива)

Удельные потери эксергии сразу после холодного пуска соответствовали 1,11 Дж/мг. Практически до $t^{\circ}_{ж} = 10\,^{o}$C эти потери оставались постоянными, что объясняется большой неполнотой сгорания, и, как следствие, повышенной цикловой подачей (табл. 5.2). Увеличение потерь (D_n) по мере прогрева связано с повышением температуры конца сжатия T_c до 500^{0}C.

Частичная предпусковая тепловая подготовка топлива в форсунке до температуры 115°C в значительной мере влияет на абсолютные значения составляющих потерь на нагрев ($D_н$) и характер их протекания по мере прогрева двигателя, особенно в диапазоне температур ($t^{\circ}_{ж}$) от минус 15 ^{o}C до 0 ^{o}C (табл. 5.4).

Таблица 5.4

Параметры эксергетического баланса систем топливо-и воздухоподачи в послепусковой период (с электроподогревом топлива в форсунке)

$t^{e}_{ж}$, °С	Составляющие уравнения эксергетического баланса										
	$L_{тн}$, Дж/ цикл	$\Delta L_{тн}$ Дж/ цикл	$E^{в}$, Дж/ цикл	$E^{m}_{qж}$, Дж/ цикл	$E^{m}_{qц}$, Дж/ цикл	D_{r}, Дж/ цикл	$D_{н}$, Дж/ цикл	$E^{m}_{н\max}$, Дж/ цикл	$D_{н}$, Дж/ цикл	$E^{m}_{qэ}$, Дж/ цикл	$\sum_{i=1}^{n} D_{исп}$, Дж/цикл
-15	5,1	51	0	0	0	10,4	12,0	32,8	17,2	15,6	39,6
0	5,1	51	11	1,01	1,8	7,8	11,4	24,6	19,0	2,8	38,2
10	5,1	51	20	1,5	1,9	6,9	11,0	21,8	16,1	2,3	34,0
50	5,1	51	40	3,6	2,6	5,8	14,7	18,3	10,5	1,6	31,0
85	5,1	51	63	5,0	2,9	4,8	16,0	15,0	5,7	1,4	26,5

Предпусковой и последующий подогрев топлива в форсунке в первоначальный момент времени прогрева снижает потери ($D_{\text{п}}$) с 51 до 17,2 Дж/цикл. Затем потери несколько возрастают, что вызвано малой мощностью нагревателей и значительной цикловой подачей топлива на уровне 35…50 мг/цикл (рис. 5.15).

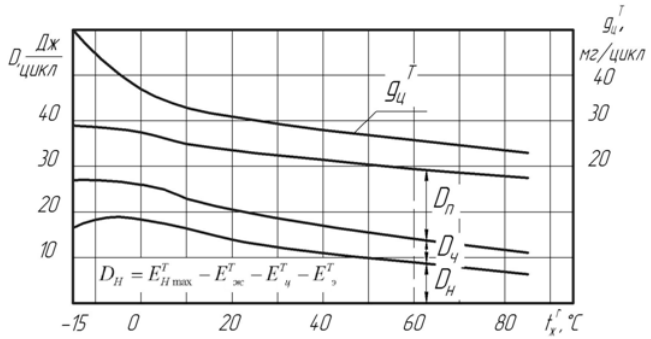


Рис. 5.15. Потери эксергии на нагрев, испарение и перегрев паров топлива в период послепускового прогрева двигателя Д-440 (с электроподогревом топлива в форсунке)

Потери на парообразование и перегрев, как и следовало ожидать, практически не зависят от способа подогрева топлива, а зависят только от цикловой подачи ($g_ц^т$). Кроме того, потери на перегрев ($D_п$) определяются величиной (T_c).

Следовательно, при подогреве топлива в форсунке значительно снижаются потери эксергии воздушного заряда на подогрев, испарение и перегрев паров топлива, снижается задержка воспламенения. Поскольку сокращается период времени на нагрев топлива после впрыска в камеру сгорания, то соответственно создаются возможности увеличения времени на испарение и перегрев. В результате появляются благоприятные условия для улучшения пусковых качеств, большей полноты сгорания, что подтверждается результатами экспериментальных исследований двигателя Д-440.

5.1.5. Закономерности пусковых и послепусковых износов ЦПГ

Следует напомнить, что самопрогрев при межсменных стоянках – это автоматический периодический пуск двигателя при достижении минимальной температуры охлаждающей жидкости в головке блока, прогрев и последующий его останов при достижении максимального значения температуры охлаждающей жидкости.

Известно, что интенсивность изнашивания в период пуска-прогрева основных сопряжений двигателя и особенно ЦПГ повышается. По широко распространенному мнению и результатам многих исследований, износ в период пуска-прогрева составляет 50…70 % от общего износа за время работы до ремонта. В то же время ряд исследователей эти износы оценивают в 2…15 % (иногда до 19 %).

Противоречивость существующих результатов исследований по оценке износов в период пуска-прогрева не позволяет сделать вполне достоверных выводов о их величине и характере при самопрогреве без дополнительных экспериментальных исследований.

Промеры износов после проведения одного из этапов испытаний показали значительную неравномерность абсолютных величин износов по точкам окружности колец и гильз. Неравномерность износов по точкам была отмечена многими исследователями, например, А.Д. Величковским [54]. Эта неравномерность вызвана, по мнению ряда исследователей, нестабильностью работы форсунок и нестабильностью рабочего процесса в цилиндрах от цикла к циклу в одном и том же цилиндре, отсутствием нагрузки и, как следствие, устойчивого давления газов, прижимающих кольцо к зеркалу цилиндра. В то же время постоянное изменение давления и жесткости сгорания влияет на скорость изнашивания деталей ЦПГ.

Исследования величин и характера износов были выполнены в три этапа: первый этап включал 34 пуска-прогрева двух двигателей, оснащенных АПД, второй этап – 27 пусков-прогревов двигателя, оборудованного предпусковым подогревателем, третий этап – 100 пусков горячего двигателя и его последующую работу в течение 2 мин.

Результаты экспериментальных исследований показали, что пуски-прогревы двигателя с АПД при средней температуре ОС минус 16 °С сопровождаются износом цилиндров. Абсолютная величина износа колеблется от 0 до 8 мкм, а среднемаксимальный диаметральный износ, находящийся в четвертом поясе (зона прохождения всех поршневых колец с максимальной скоростью), достигает 4,13 мкм. Меньшее значение износа имеет место во втором поясе, т.е. в зоне остановки второго компрессионного кольца. Очевидно, в этой зоне значительно меньше давление газов по сравнению с первым поясом и коррозионный износ.

В первом поясе (зона остановки первого компрессионного кольца) на поршневое кольцо действуют продукты сгорания, которые развивают максимальное давление и имеют максимальную температуру. В результате ухудшаются условиях смазки сопряжения «кольцо – гильза». Поэтому износ в первом поясе больше, чем во втором, и почти одинаков с износом в третьем поясе, где проходят три кольца уже со значительной скоростью, но значение давления газов меньше при лучших условиях смазки.

Среднедиаметральный износ за один пуск-прогрев двигателя с АПД № 875355 варьирует в пределах 0,059…0,099 мкм, а среднемаксимальный равен 0,181 мкм.

С целью получения большей достоверности результатов износных испытаний при самопрогреве с помощью АПД параллельно испытывались два двигателя Д-240 при прочих равных условиях. Так, например, величина абсолютных значений диаметральных износов по поясам второго двигателя № 843049 колеблется от 0 до 5,2 мкм. Среднемаксимальный диаметральный износ находится в четвертом поясе четвертого цилиндра и составляет 2,68 мкм, среднедиаметральный, приходящийся на один пуск, составляет 0,058...0,074, а среднемаксимальный – 0,079 мкм. Следует обратить внимание на относительно приемлемую сходимость полученных результатов по двум двигателям.

Кроме того, необходимо отметить, что характер износа гильзы по ее высоте отличается от ряда классических кривых,

где чаше всего максимальный износ обнаруживался в верхнем поясе (рис 5.16). На такое распределение износа, на наш взгляд, могли повлиять условия испытаний (минимальный тепловой режим при запуске не ниже 5 °С) и высота расположения поясов от верхней кромки гильзы. Разница в несколько микрометров может оказать существенное влияние на величину износа. Вполне допустимо, что точки замеров износа гильз, расположенные в верхнем поясе, не попали в зону максимального износа, но даже если это так, что маловероятно, судя по величине износов во втором и третьем поясе, то значительного увеличения их в первом поясе ожидать не следует.

Значительные износы в четвертом поясе можно объяснить повышением доли коррозионного износа. Известно, что при низких температурах на поверхностях ЦПГ могут конденсироваться капли кислот: сернистой или серной, что вызывает химическую коррозию рабочих поверхностей и способствует интенсификации механических износов.

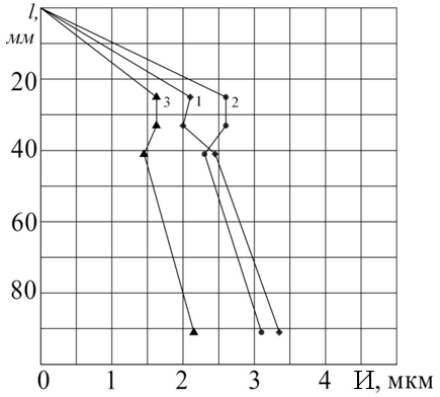


Рис. 5.16. Средний износ гильз цилиндров двигателя Д-240:

1 – 34 пуска-прогрева двигателей с АПД; 2 – 27 пусков-прогревов после предпускового разогрева предпусковым подогревателем холодного двигателя; 3 – 100 пусков при $t^{\circ}_{ж}$ = 50…60°С и 2 мин прогрева

Средний диаметральный износ по всем цилиндрам двух двигателей с АПД за один пуск-прогрев находится в пределах 0,059…0,087 мкм.

Разогрев холодного двигателя предпусковым подогревателем типа ПЖБ при средней температуре ОС минус 23,8 °С до начальной температуры срабатывания АПД, а затем его пуск-прогрев до верхнего значения температуры ($t^{\circ}_{ж}$), при которой АПД останавливает двигатель, сопровождается более высокими износами, чем в первом случае. Для краткости этот этап в дальнейшем будет иметь аббревиатуру ПП – предпусковой подогрев. Среднемаксимальное значение диаметрального износа гильз на этом режиме прогрева находится также в нижнем поясе и составляет 3,18 мкм, в остальных поясах он очень близок и колеблется от 1,40 до 3,77 мкм. Средний по всем цилиндрам диаметральный износ гильз с ПП за один пуск-прогрев составляет 0,086…0,118 мкм.

Третий этап исследований был выполнен как эталонный с целью выявления удельного веса пускового износа в период пуска-прогрева и относительной оценки величин износов с ПП и АПД. Средняя температура ОС при этом составляла минус 23,8 °С, а температура охлаждающей жидкости в головке блока была в пределах 50…60 °С.

Анализ результатов этих исследований свидетельствует, что абсолютный износ гильз цилиндров колеблется по точкам от нуля до 2,5 мкм. В некоторых точках износ отсутствует либо его величина находится в пределах точности мерительного микроскопа. Несмотря на довольно низкую среднюю температуру ОС (минус 23,8 °С), абсолютный износ довольно мал, его средняя величина по цилиндрам изменяется от 1,13 до 2,78 мкм, причем большее значение относится к нижнему поясу, где с наибольшей скоростью проходят все кольца поршня.

Очевидно, что высокая температура двигателя при пусках и прогревах (около 56 °С), хорошие условия смазки, малое давление газов в камере сгорания, практически мгновенный пуск оказали свое влияние, вследствие чего средний диаметральный износ на один пуск-прогрев составил всего 0,014…0,021 мкм, а среднемаксимальный – 0,028 мкм.

Абсолютные величины износов поршневых колец колеблются в довольно широком интервале – от 1,22 до 6,34 мкм. Эти отклонения можно объяснить в какой-то мере неполным прилеганием поверхности колец к зеркалу цилиндров, конусностью колец и расположением лунок.

Поскольку условия эксперимента в этапах не совсем идентичны, наиболее показательны относительные величины, т.е. отнесенные к одному пуску-прогреву. Кроме того, обобщенные по всем цилиндрам результаты износных испытаний ЦПГ могут быть использованы в дальнейшем при оценке эффективности самопрогрева в период межсменных стоянок (табл. 5.5).

Таблица 5.5

Итоговые результаты по износу при пуске-прогреве двигателей Д-240

Номер этапа	Заводской номер двигателя и режим испытаний	Средняя температура, °С			Средний износ за пуск-прогрев, мкм	
		$t_{ос}$	$t_{н}^{г}$	$t_{к}^{г}$	диаметральный гильз	радиальный колец
1	Пуск-прогрев № 875355	-16	5…10	50-60	0,059…0,099	0,042…0,186
	с АПД № 843049	-23,5	5…10	50-60	0,058…0,074	0,036…0,147
	Средний износ				0,059…0,087	0,039…0,67
2	Пуск-прогрев № 843049 с ПП	-17,8	5…10	50-60	0,086…0,118	0,056…0,19
3	Пуск № 875355	-23,8	–	50-60	0,014…0,021	0,016…0,047

Из табл. 5.5. видно, что наибольший средний износ ЦПГ имеет место при пуске-прогреве с ПП. По сравнению с пуском-прогревом в режиме АПД средний диаметральный износ гильз больше на 35…50 %, а среднерадиалъный колец – до 44 %. Пуск «горячего» двигателя сопровождается значительным снижением износов по сравнению с пуском-прогревом, например, в режиме АПД по гильзам более чем в 4,5 раза, по кольцам – около 4,2, с ПП по гильзам – в 6, кольцам – в 3,5 раза.

Таким образом, полученные данные подтвердили предположение об интенсификации коррозионного износа деталей ЦПГ с понижением температуры ОС и двигателя. Об этом свидетельствует значительное увеличение износов в четвертом поясе, что связано, видимо, с конденсацией влаги на холодных стенках в виде тонкой пленки. При трении молекулы воды диссоциируют с выделением атомарного водорода в возбужденном состоянии. Высокие динамические нагрузки из-за неравномерности подачи топлива по цилиндрам и неравномерности работы регулятора (зазоры в соединениях, а также принцип работы следящего механизма регулятора) приводят к эффекту накачки водорода во все зародышевые трещины на поверхности и, как следствие, к интенсивному изнашиванию (охрупчиванию и последующему разрушению микронеровностей).

Однако ресурс поршневой группы в большей степени лимитируется износом в верхних поясах гильзы. Как показали настоящие исследования, эти износы являются вполне допустимыми и ни в коем случае не являются угрожающими.

5.1.6. Оценка работоспособности аккумуляторных батарей в период самопрогрева

Поддержание машин в состоянии постоянной готовности к работе с помощью системы АПД в период межсменных стоянок в широком интервале температур ОС предъявляет серьезные требования к надежности работы аккумуляторных батарей.

Пуск двигателя в зимних условиях – наиболее тяжелая нагрузка для аккумуляторных батарей. При низких температурах ОС (вернее, температурах электролита $t_{эл}$) работоспособность батарей снижается из-за падения напряжения, уменьшения емкости, мощности и энергоотдачи, недостаточного заряда. Повышается электросопротивление и вязкость электролита, снижается скорость диффузии кислоты в поры активной массы и уменьшается растворимость серно-кислого свинца [56].

При комплексном изучении процесса самопрогрева в период межсменных стоянок необходимо выяснить условия

и пределы надежной работы аккумуляторных батарей, чтобы прогнозировать надежность очередного и количество последующих надежных пусков при различных температурах электролита $t_{эл}$.

Результаты экспериментальных исследований показали, что понижение температуры электролита от плюс 25 °С до минус 27 °С привело к снижению напряжения на клеммах батареи при первом пуске с 21,9 до 17,2 В из-за увеличения внутреннего сопротивления, в частности сопротивления электролита. Примерно до восьмого пуска наблюдалось равномерное снижение напряжения на клеммах батареи с 17,2 до 16,7 В (рис 5.17).

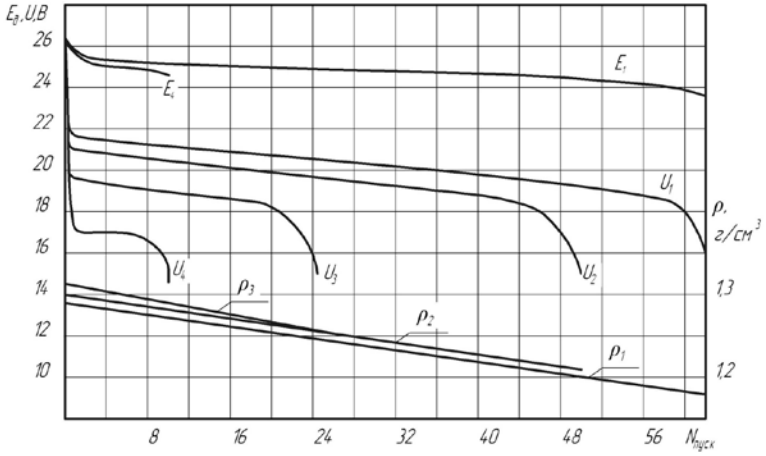


Рис. 5.17. Зависимость характеристик аккумуляторных батарей 6СТ-190$Т_р$ от количества пусков двигателя Д-160:

1 – температура электролита плюс 25 °С; 2 – температура электролита плюс 7 °С; 3 – температура электролита минус 15°С; 4 – температура электролита минус 27°С

В среднем падение напряжения за один пуск составило 0,06 В. Последние четыре пуска сопровождались значительным падением напряжения, примерно 0,6 В/пуск. Напряжение на клеммах батареи при последнем, 12-м пуске составило 14,3 В, после чего наступил ее отказ. Для сравнения: полностью

заряженная батарея при температуре электролита плюс 25 °С и прочих равных условиях способна обеспечить 65 пусков, разрядившись на 93 %, а при температуре электролита минус 27 °С степень разряжения не превышает 12 %. Таким образом, с понижением температуры электролита значительно снизилась энергоотдача аккумуляторной батареи. Это объясняется тем, что с понижением температуры электролита значительно возрастает его вязкость, в результате чего при разряжении снижается скорость диффузии электролита в поры активной массы. С увеличением тока в период пуска повышается интенсивность реакций на наружных поверхностях пластин, а в более глубоких слоях уменьшается, так как быстрый расход серной кислоты в порах пластин не успевает пополняться за счет диффузии электролита извне. Плотность электролита в порах пластин может снижаться до значений, при которых происходит его замерзание и закупорка пор. Этот процесс начинается в более глубоких слоях активной массы и по мере разряжения перемещается в сторону наружных поверхностей пластин. Кроме того, снижение плотности электролита влечет за собой повышение его сопротивления, которое при замерзании достигает значительных величин. Соответственно с возрастанием сопротивления электролита растет падение напряжения внутри аккумулятора. Эти потери проявляются в виде выделения тепловой энергии, разогревающей электролит при пуске, что подтверждается экспериментальными данными. Одновременно на наружных поверхностях пластин идет образование мелкокристаллического сульфата свинца, который уменьшает проходное сечение пор слоя активного вещества. При нагревании электролита холодная батарея восстанавливает свою работоспособность, что является подтверждением потери ее емкости, в том числе и по причине закупорки пор активной массы пластин замерзшим электролитом.

По мере снижения температуры электролита снижается работоспособность аккумуляторной батареи (рис. 5.18). Так, например, при температуре электролита плюс 25 °С емкости батареи было достаточно для осуществления 65 пусков, а при

минус 27 °С – только 12 пусков. Если линию продолжить до пересечения с осью ординат, то можно примерно установить температуру полного отказа батареи, которая находится в пределах минус 35…40 °С.

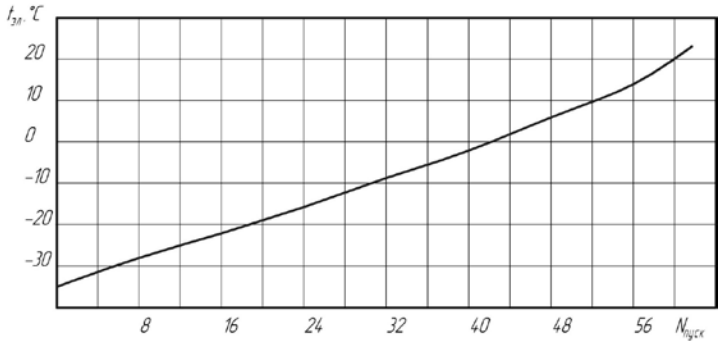


Рис. 5.18. Зависимость работоспособности полностью заряженных аккумуляторных батарей от температуры электролита $t_{эл}$

Известно, что ЭДС батареи (начальная ЭДС E_S) определяется только плотностью электролита по формуле

$$E_s = (0,84 + \rho_э) \cdot n_a, \qquad (5.2)$$

где $\rho_э$ – плотность электролита при температуре плюс 15 °С;

n_a – число аккумуляторов в батарее.

Согласно литературным данным, изменение ЭДС от температуры очень незначительно (0,04 В на 100 °С), что в большинстве случаев не принимается в расчет. Установлено, что действительная ЭДС ($E_Д$) соответствует начальной ЭДС (E_S) при 100-й зарядке батареи. При разряжении действительное (измеренное) значение $E_Д$ становится меньше начального, причем при снижении температуры электролита от плюс 25 °С до минус 27 °С разность между начальным значением и действительным значением увеличилась с 0,8 до 1,2 В.

Такое расхождение объясняется снижением скорости диффузии кислоты в поры активной массы и уменьшением растворимости серно-кислого свинца с понижением температуры электролита, а также сравнительно малым временем «отдыха»

батареи между пусками (15 мин). За это время плотность электролита, находящегося в порах пластин и банках, не успевает выровняться, а следовательно, ЭДС батареи не может достигнуть начального значения.

Начальная плотность электролита полностью заряженной батареи, равная 1,29 г/см^3 при $t_{эл}$ плюс 25 °С, с понижением температуры электролита до минус 27 °С возрастает до 1,316 г/см^3. В период разряда батареи в соответствии с принятой методикой плотность электролита, при которой наступает отказ, снижается до 1,18 г/см^3 при $t_{эл}$ плюс 25 °С. С понижением температуры электролита отказ батареи наступает при более высоких значениях плотности. Например, при температуре электролита минус 15 °С батарея отказала после 25-го пуска при плотности электролита после отказа 1,25 г/см^3. Дальнейшее понижение температуры электролита до минус 27 °С повлекло за собой повышение плотности в момент отказа до 1,27 г/см^3.

Следовательно, по мере снижения температуры электролита надежность работы аккумуляторной батареи в стартерном режиме существенно падает. Вместе с тем, анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что надежный пуск двигателя Д-160 продолжительностью не более 15 с в режиме АПД возможен при температуре электролита от минус 30 °С и выше. При этом следует отметить, что температура электролита минус 30 °С соответствует нижнему пределу сохранения работоспособности батареи в стартерном режиме со значительно ограниченным количеством пусков (на уровне 4…6 пусков).

Действительная температура электролита на работающей машине, как правило, всегда выше температуры ОС. Превышение температуры определяется местом установки аккумуляторной батареи, способом утепления и режимом работы машины. По ряду данных, это превышение составляет от 10 °С и более, что существенно улучшает тепловой режим батареи [141]. Аналогичные результаты получены автором в настоящей работе.

Для надежной работы АПД в период прогрева двигателя (15…30 мин) необходимо восполнить затраченную при пуске

энергию аккумуляторных батарей, что, если судить по многочисленным литературным данным, представляет весьма сложную задачу. Например, приводятся такие данные, что подзарядку батарей можно осуществлять только до температур электролита не ниже минус 18…20 °С.

Для уточнения нижней температурной границы электролита, до которой аккумуляторная батарея способна принимать зарядку, была выполнена серия специальных экспериментов (рис. 5.19).

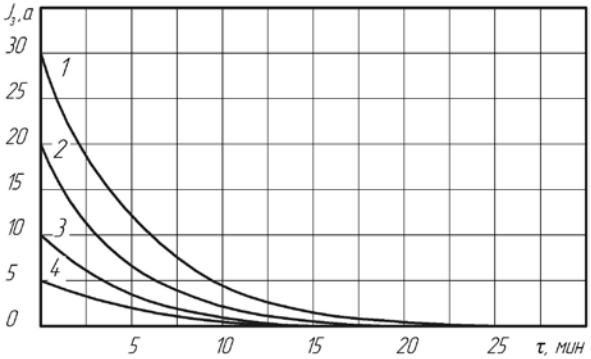


Рис. 5.19. Характеристика заряда аккумуляторных батарей 6СТ-I90ТР от бортовой сети двигателя Д-160 ($t_{эл}$ = – 15 °С):

1 –ρ =1,245, разряжена на 40 %; 2 – ρ =1,26, разряжена на 30 %;
3 – ρ =1,270, разряжена на 25 %;4 – ρ =1,281, разряжена на 13 %

Батарея поэтапно разряжалась до 13, 25, 30 и 40 % от номинальной емкости. Каждый этап заканчивался пуском-прогревом с включенным АПД и сопровождался зарядкой батареи в течение прогрева от бортовой сети. Степень разряженности 40 % соответствует предельному значению емкости аккумуляторной батареи при температуре электролита минус 15 °С, когда еще возможен пуск двигателя с помощью АПД.

Опыты показали, что в течение прогрева двигателя от температуры в головке блока плюс 5^0С до плюс 50^0С при температуре электролита минус 15 °С батарея заряжается при степени разряженности 13, 25, 30 и 40 % соответственно за 13, 17, 22 и 27 мин. Плотность электролита при этом возрастает с 1,245

до 1,281 г/см^3, что соответствует повышению степени заряженности с 60 до 90% ее номинальной емкости. При данном способе зарядки ($U = const$) и данной температуре электролита это предельное значение. С понижением температуры электролита ниже минус 20 °С отмечалось интенсивное снижение эффективности зарядки аккумуляторов от бортовой сети. Ток зарядки падает до 1…2 А. Плотность электролита не восстанавливается. Попытки зарядить батарею от стационарного зарядного устройства при температуре электролита ниже минус 25 °С не увенчались успехом. Наблюдалось активное кипение аккумуляторов при неизменной плотности. Плотность начала возрастать при температуре электролита от минус 20 °С и выше.

Выполненные исследования показали, что аккумуляторная батарея способна надежно работать в режиме разрядки и зарядки до температуры электролита не ниже минус 20 °С, а в режиме разрядки с ограниченным количеством пусков двигателя до минус 30 °С.

Таким образом, если учесть, что температура электролита в работающем аккумуляторе всегда выше температуры ОС на 10…20 °С, то не утепленная и не обогреваемая аккумуляторная батарея способна обеспечить энергией систему пуска двигателя в период межсменных стоянок при температуре окружающего воздуха не ниже минус 30 °С.

5.1.7. Интегральный критерий оптимизации режима самопрогрева при межсменных стоянках

Самопрогрев представляет собой цикл «пуск – прогрев – остывание», что можно выразить в виде равенства $\tau_ц = \tau_п + \tau_{пр} + \tau_{ост}$ или графически (рис. 5.20). Например, для дизеля Д-160 при температуре ОС минус 10 °С время прогрева ($\tau_{пр}$) до температуры $t^{\circ}_{ж} = 55^{o}C$ составляет 13…14 мин, а остывание длится 4…6 ч.

Количественное соотношение между периодами цикла различно и зависит от многих факторов: марки двигателя, способа его компоновки на шасси, удельных показателей, конструктивных особенностей системы охлаждения, условий ОС и т. д.

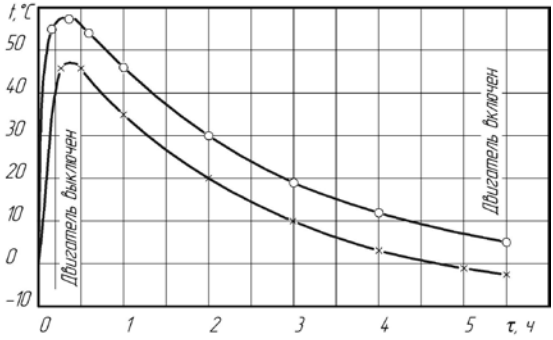


Рис. 5.20. Динамика теплового режима двигателя Д-160 в течение цикла «пуск – прогрев – остывание», $t_{ос} = -28$ °С

Уровень энергозатрат при самопрогреве в период межсменных стоянок косвенно оценивается величиной коэффициента продолжительности работы двигателя в течение 1 ч цикла ($K_{раб}$):

$$K_{раб} = \frac{\tau_{пр}}{\tau_{ц}}. \qquad (5.3)$$

Анализ уравнения (5.3) показывает, что $K_{раб} \to \min$ при $\tau_{пр} \to 0$ и $\tau_{ц} \to \infty$. Иными словами, в течение цикла должны быть обеспечены быстрый и эффективный прогрев и медленное, по возможности более продолжительное, остывание. Вполне очевидно, что продолжительность остывания ($\tau_{ост}$) в большей степени определяется начальной температурой ($t_{нач}$) и в меньшей степени конечной температурой прогрева ($t_{кон}$). При высоких значениях $t_{кон}$ скорость остывания значительно выше, чем при температурах, близких к температуре ОС. Поэтому для увеличения $\tau_{ост}$ начальную температуру $t_{нач}$ желательно снижать до минимально возможного уровня. Последнее возможно при использовании в качестве теплоносителя в системе охлаждения низкозамерзающей жидкости и обеспечении условий для надежного пуска за одну попытку в течение не более 15 с.

В случае использования в качестве теплоносителя воды нижняя граница температуры остывания должна быть выше температуры ее замерзания.

Судя по температуре воды в головке блока (у испытываемых двигателей она всегда выше температуры воды в нижнем патрубке радиатора и блоке на 2…5 °С), нижняя граница температуры остывания не должна быть менее 5 °С.

Поскольку нижняя граница остывания (начальная температура прогрева $t_{нач}$) предопределена и обозначена, то дальнейшая оптимизация процесса самопрогрева должна осуществляться в направлении минимизации расхода топлива, ресурса двигателя и системы пуска в течение цикла.

Минимальная конечная температура прогрева $t_{кон}$ принимается на уровне 50 °С, что является, согласно инструкции по эксплуатации, минимально допустимой температурой перед началом работы машины [310, 311, 312]. Основная часть экспериментов по пуску-прогреву выполнялась в наиболее экстремальных условиях, когда температура ОС находилась в пределах от минус 20 °С и ниже, а скорость ветра достигала 15 м/с. Испытания проводились в течение нескольких лет (с 1985 по 1989 г).

Таким образом, автором учитывалась техническая жесткость климатических условий (по данным Д. А. Антонец [3], для Западной Сибири наиболее существенное значение для машиноиспользования имеют температура ОС и скорость ветра). Полученные результаты могут быть распространены на регионы, имеющие аналогичные погодные условия в самые холодные месяцы года.

В силу ранее изложенных ограничений процесс оптимизации расхода топлива и ресурса двигателя в период самопрогрева осуществлялся в диапазоне конечных температур прогрева ($t_{кон} = t^{\circ}_{ж}$) от 50 до 80 °С.

По мере прогрева двигателя Д-160 от 50 °С до 80 °С снижаются скорость повышения температуры теплоносителя с $t / \tau_{пр}$ 3,3 °С/мин до 1,8 °С/мин, т.е. интенсивность прогрева снижается в 1,8 раза. Одновременно уменьшается относительный расход топлива в расчете на 1 мин прогрева $G / \tau_{пр}$ со 144 до 123 г/мин, или почти в 1,2 раза (рис 5.21).

Значительное повышение $G / \tau_{пр}$ при низком тепловом режиме вызвано увеличением внутренних потерь вследствие повышенной вязкости масла и возросшей доли потерь от неполноты сгорания.

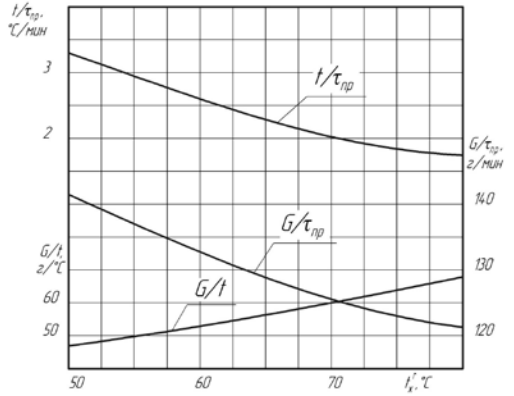


Рис. 5.21. К оптимизации послепускового прогрева двигателя Д-160 (штатный моторный отсек трактора Т-130 без трансмиссии), $t_{ос} = -28$ °С

Внутренние потери на трение при прогреве считаются «полезными», так как в результате выделяется теплота и возрастает скорость повышения температуры теплоносителя $G / \tau_{пр}$.

Оценить полезность израсходованного двигателем при прогреве топлива, видимо, можно величиной его расхода на повышение температуры теплоносителя в системе охлаждения на 1 °С, обозначаемой в дальнейшем *G/t*.

По мере изменения конечной температуры прогрева двигателя от 50 °С до 80 °С величина *G/t* возрастает соответственно с 46,5 до 67,1 г/°С. Повышение относительного расхода топлива *G/t* при прогреве связано с увеличением потерь эксергии с выхлопными газами, боковой поверхностью двигателя, частичным рассеиванием теплоты в ОС радиаторами охлаждения. Проведенные эксперименты показали, что установленный штатный термостат (предварительно проверенный на герметичность) не позволяет полностью отключить радиатор от системы охлаждения. В результате этого часть охлаждающей жидкости через неплотности прилегания клапана термостата, имеющееся в нем отверстие для выхода воздуха частично циркулирует по большому кругу (через радиатор), что сопровождается потерей части эксергии сгоревшего топлива в ОС. Поэтому экономичный режим прогрева по

расходу топлива сдвигается в сторону более низких температур теплоносителя, и, как видно из рис. 5.19, в зоне температур охлаждающей жидкости от 50 °С до 80 °С не имеет экстремумов.

Достоверность полученных результатов подтверждается данными параллельных испытаний второго двигателя марки Д-240 при идентичных условиях (рис. 5.22). Характер кривых оказался аналогичным первому этапу испытаний, выполненных на двигателе Д-160.

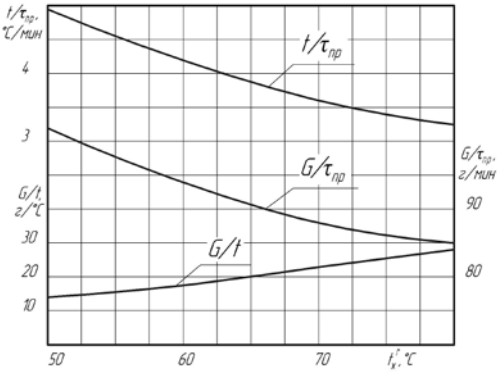


Рис. 5.22. Динамика послепускового прогрева двигателя Д-240 (штатный моторный отсек трактора МТЗ-80 без трансмиссии), $t_{ос} = -28$ °С

Прогрев двигателя Д-240 с полностью отключенными радиаторами (радиаторы охлаждения жидкости и масла сняты) при прочих равных условиях значительно меняет динамику послепускового прогрева (рис 5.23).

Значительно сократился расход топлива $G / \tau_{пр}$ и G / t. Если в первом случае (см. рис. 5.22) расход топлива на 1°С прогрева возрастал по мере повышения конечной температуры теплоносителя $t_{кон}$, и довольно значительно, то во втором случае (см. рис. 5.23) он имеет тенденцию к снижению. Такой характер протекания кривой G / t объясняется исключением потерь эксергии теплоты в ОС радиаторами охлаждения и монотонно убывающими по мере прогрева потерями от неполноты сгорания, которые снижаются до минимума при оптимальном тепло-

вом режиме двигателя и компенсируют повышение потерь боковой поверхностью в ОС. Затраты топлива в расчете на 1 °С прогрева при отключении радиаторов снижаются при температуре теплоносителя 50 °С с 14 до 11,3 г/°С, или в 1,24 раза, а при температуре 80 °С с 28 г/°С до 10,5 г/°С, или в 2,67 раза по сравнению с двигателем в серийном исполнении, и остаются постоянными на протяжении всего периода прогрева.

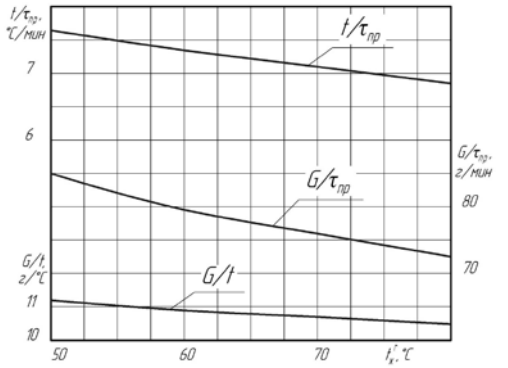


Рис. 5.23. Динамика послепускового прогрева двигателя Д-240 (радиаторы охлаждения сняты), $t_{ос} = -28$ °С

Наибольшую практическую ценность имеют зависимости расхода топлива двигателями в единицу времени цикла межсменных стоянок от конечной температуры прогрева $t_{кон} = t^{\circ}_{ж}$. Как видно из рис. 5.24, величина $G / \tau_{пр}$ для двигателя Д-160 в диапазоне изменения $t_{кон}$ прогрева от 50 °С до 80 °С больше по сравнению с двигателем Д-240 примерно в 1,2…1,3 раза, что можно объяснить увеличением потерь эксергии сгоревшего топлива в ОС вследствие большой его массы и габаритов, увеличенного объема теплоносителя и площади радиаторов охлаждения, особенностей компоновки моторного отсека и наличия газотурбинного наддува.

Испытываемые двигатели со штатными системами охлаждения имеют минимальные расходы топлива $G / \tau_{ц}$ при конечных температурах прогрева, близких к начальным, т.е. когда температура теплоносителя невысокая и потери эксергии в ОС

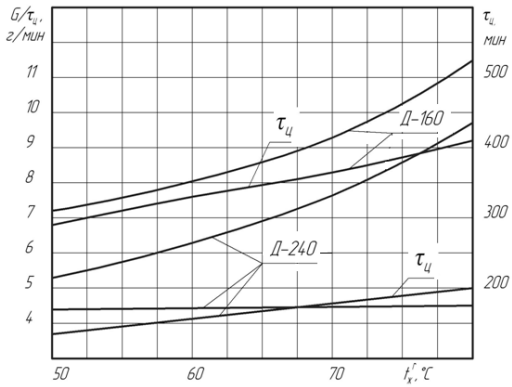


Рис. 5.24. Относительный расход топлива в течение цикла пуск–прогрев–остывание двигателей Д-160 и Д-240 ($t_{ос}$ = – 28 °С)

системами охлаждения и боковой поверхностью минимальные. Но в этом случае возрастает частота включений двигателя, а следовательно, величина пусковых износов. Частота включений $f_{вкл}$ определяется по периоду включений: $T_{вкл} = \tau_ц$ или $f_{вкл} = \dfrac{1}{\tau_w}$.

Отключение радиаторов при прочих равных условиях дает положительный эффект (двигатель Д-240): экономичность цикла не зависит от конечной температуры прогрева, т.е. $G / \tau_ц = \text{const}$ при изменении $t_{кон}$ от 50 °С до 80 °С. Поэтому конечная температура прогрева будет определяться только износами в период пуска-прогрева, которые снижаются с увеличением температуры теплоносителя и уменьшением частоты включений двигателя.

Полученные результаты хорошо согласуются с ранее разработанной автором методикой оценки эффективности теплоиспользования в МТУ трактора при пуске-прогреве в период межсменных стоянок и подтверждаются данными экспериментальных исследований (см. разделы 3.2 и 5.1.4).

Оптимальные режимы прогрева при минимальных затратах в дальнейшем определяются по методу Бокса–Бенкина. За критерий оптимизации принимается обобщенный параметр,

характеризующий минимум затрат, приходящихся на 1 ч цикла пуска-прогрева в период межсменных стоянок. Обобщенный параметр оптимизации можно представить как

$$Q = (\beta_1 Y_1 + \alpha_2 Y_2 + \gamma_3 Y_3) \to \min, \qquad (5.4)$$

где $\beta_1, \alpha_2, \gamma_3$ – весовые коэффициенты, соответственно, *Р/%, Р/%* и *Р/*кг;

Y_1 – расход ресурса двигателя,%/ч;

Y_2 – расход ресурса системы пуска двигателя,%/ч;

Y_3 – расход топлива в единицу времени цикла при межсменных стоянках, кг/ч.

В качестве факторов, определяющих процесс прогрева, были приняты: температура ОС и температура охлаждающей жидкости в головке блока цилиндров. После реализации плана эксперимента были получены уравнения регрессии второго порядка для описания зависимости расхода топлива, расхода ресурса двигателя и системы пуска за цикл в период межсменных стоянок. Равноточность опытов проверялась по критерию Кохрена.

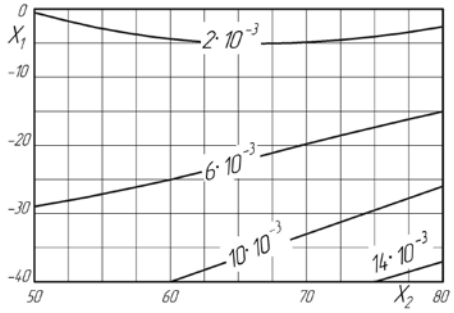
Адекватность представленных результатов опытов оценивалась по критерию Фишера (*F* - критерию). Значимость коэффициентов регрессии рассчитывалась по критерию Стьюдента (*t*- критерию). Расчет показал, что большинство коэффициентов регрессии значимы с 95 %-й вероятностью.

Анализ математических моделей осуществлялся с помощью сечений поверхности отклика параллельными плоскостями. В результате в сечениях получены линии равного отклика, характеризующие зависимость параметра оптимизации от выбранных факторов в исследуемой области.

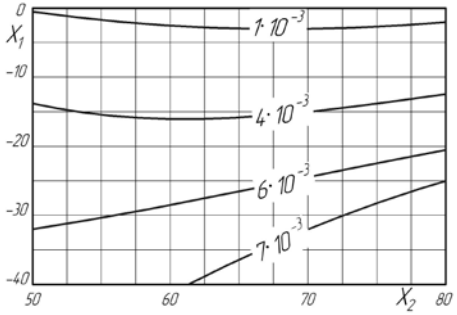
Установлено, что с понижением температуры ОС расход ресурса двигателя монотонно возрастает. Повышение конечной температуры прогрева с 50 °С до 80 °С сопровождается дополнительным расходом ресурса двигателя (рис. 5.25 а).

Аналогичен характер протекания линий равного отклика опытного двигателя с отключенными радиаторами с той лишь разницей, что величина расхода ресурса двигателя по мере понижения температуры ОС значительно меньше, чем в первом случае (см. рис. 5.25 б). Следует отметить, что в диапазоне

температур ОС от 0 °С до минус 5 °С в обоих случаях имеет место минимизация расхода ресурса двигателя при конечной (оптимальной) температуре прогрева 65 °С. Кроме того, во втором случае проявляется закономерность снижения оптимальной температуры конца прогрева с 65 °С до 60 °С при понижении температуры ОС до минус 15…17 °С.



а



б

Рис. 5.25. Зависимость расхода ресурса двигателя Д-240 в процентах за единицу времени цикла при межсменных стоянках от температуры ОС и конечной температуры прогрева:

а – серийное исполнение; б – с отключенными радиаторами

С понижением температуры ОС возрастает частота включений двигателя, которая незначительно снижается по мере увеличения конечной температуры прогрева (рис. 5.26 а). Отключение радиаторов качественно и количественно мало отра-

жается на зависимости линий равного отклика от температуры ОС и конечной температуры прогрева. В то же время отмечается незначительное снижение расхода ресурса двигателя и системы пуска в период пуска-прогрева при межсменных стоянках с отключенными радиаторами (см. рис. 5.26 б).

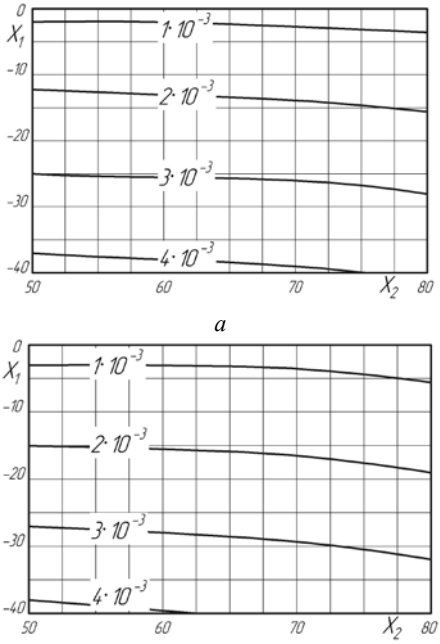


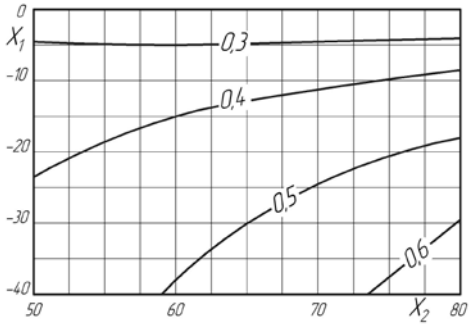
Рис. 5.26. Зависимость расхода ресурса системы пуска двигателя Д-240 в процентах за единицу времени цикла при межсменных стоянках от температуры ОС и конечной температуры прогрева:

а – серийное исполнение; б – с отключенными радиаторами

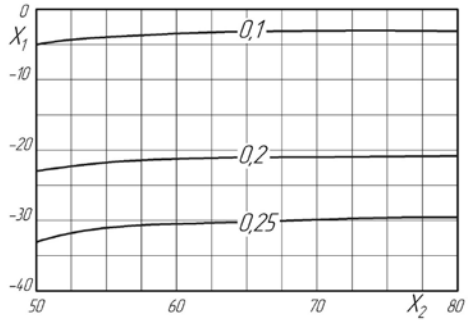
Расход топлива за цикл пуска-прогрева монотонно убывает по мере снижения конечной температуры прогрева и повышения температуры ОС.

Это означает, что в пределах области определения факторов линии равных откликов не имеют экстремальных значений (точек перегиба) (рис. 5.27 а). Отключение радиаторов количественно и качественно отражается на зависимости рас-

хода топлива в период цикла. Как видно из рис. 5.27 б, расход топлива почти не зависит от конечной температуры прогрева и в основном определяется температурой ОС.



а



б

Рис. 5.27. Зависимость расхода топлива за единицу времени цикла для двигателя Д-240 при межсменных стоянках от температуры ОС и конечной температуры прогрева, кг/ч:

а – серийное исполнение; б – с отключенными радиаторами

Исследования показали, что оптимальная конечная температура прогрева определяется температурой ОС, а ее величина снижается по мере снижения последней. Оптимальная температура прогрева двигателя в том и другом случае достигает максимального значения 65^0С при температуре ОС около 0^0С.

Для серийного двигателя оптимальная температура прогрева снижается до 50^0С при температуре ОС минус 14…16^0С. При дальнейшем снижении температуры ОС оптимизация конца прогрева выходит за пределы области определения факторов. Поскольку, как ранее было установлено, при низком тепловом режиме двигателя резко возрастает его износ (особенно коррозионный) и расход топлива, то следует ожидать также значительного увеличения приведенных затрат.

Отключение радиаторов охлаждения предопределяет существенное снижение приведенных затрат по сравнению с серийным вариантом и способствует некоторой стабилизации оптимальной температуры конца прогрева на уровне 50…65^0С в пределах области определения факторов X_1 и X_2.

Анализируя структуру затрат, можно сделать частный вывод, что их основная доля связана с расходом ресурса двигателя и составляет от 35 до 73 % от приведенных. Причем с отключением радиаторов доля затрат, связанная с износом, возрастает до максимального значения.

Таким образом, в процессе оптимизации самопрогрева удалось установить зависимость оптимальной температуры конца прогрева от температуры ОС. Кроме того, были обнаружены конструктивные недоработки системы охлаждения двигателя, в частности термостатов. Показано, что в общей структуре затрат при самопрогреве большая часть приходится на расход ресурса двигателя.

5.2. Эффективность вторичного использования теплоты, рассеиваемой в ОС

В результате анализа многочисленных работ по изучению теплового режима, источников тепловыделения и потерь мощности в агрегатах трансмиссии складывается мнение о существовании проблемной ситуации и важности ее решения для промышленного и аграрного комплекса нашей страны. Даже частичное решение этой проблемы позволит сэкономить миллионы тонн нефтепродуктов и значительно снизить загрязнение ОС.

В процессе анализа существующих способов и технический решений эффективности использования теплоты, которая выделяется в результате сгорания топлива в МТУ трактора, был разработан ряд систем смазки КП и двигателя [8, 11, 243]. В предложенных системах смазки предусматривается вторичное использование части теплоты сгоревшего в двигателе топлива, которая рассеивается в ОС.

5.2.1. Тепловой режим и потери мощности в агрегатах трансмиссии в период послепускового прогрева

Известно, что в зимний период для облегчения пуска двигателя (снижения момента сопротивления проворачиванию) его отключают от КП при помощи различных по конструкции муфт (фрикционных, зубчатых и т.п.). Эта мера вынужденная, но эффективная с точки зрения улучшения пусковых качеств двигателя при низких температурах масла в узлах трансмиссии.

Большинство сельскохозяйственных тракторов отечественного и зарубежного производства оснащены автономными подогревателями, которые предназначены для разогрева двигателей. Тепловая подготовка трансмиссий, как правило, не предусмотрена. И только ряд зарубежных фирм устанавливают электрические подогреватели в трансмиссии для ее разогрева в стационарных условиях в предпусковой период.

Таким образом, после тепловой подготовки двигателя и последующего его пуска температура масла в узлах трансмиссии соответствует температуре ОС, что значительно усложняет пуск в работу гидравлической системы КП. При температуре ниже минус 25 °С зимнее моторное масло теряет подвижность, прекращается его подача масляным насосом. Вязкость возрастает до $10…15 \cdot 10^3$ сСт и более. В момент включения КП потери мощности в ней ($N_n^{кп}$) достигают максимального значения.

Суммарные потери, как принято ранее (см. раздел 3.3), включают механические (нагрузочные) и гидравлические (потери холостого хода). Первый вид потерь определяется трением в подшипниках и зубчатых зацеплениях, количеством пар

трения, а также уровнем мощности, передаваемой через КП. Нагрузочные потери в зависимости от включенной передачи находятся в пределах 1,25…2,35 кВт и не зависят от температуры масла в КП [97]. В свою очередь, потери холостого хода определяются только скоростным режимом вращающихся деталей КП и температурой масла в ней.

Как видно на рис. 5.28, потери мощности в первые секунды работы достигают 38,2 кВт, или 31,5 % от номинальной мощности (N_e), развиваемой двигателем. По мере прогрева в течение 40 мин потери снизились до 17,2 кВт, или в 2,22 раза. В то же время температура масла в КП возросла от минус 30 °С до плюс 18 °С. Довольно резкое уменьшение потерь мощности обусловлено одновременным снижением структурной вязкости масла, зависящей от градиента скорости сдвига, и температурной, зависящей только от температуры масла. Структурная вязкость проявляется при температурах, близких и ниже температуры застывания, и возрастает по мере ее снижения.

Разогрев трансмиссии серийного трактора происходит за счет потерь мощности, расходуемой двигателем на повышение внутренней энергии масла (гидравлической жидкости) и конструкционных материалов.

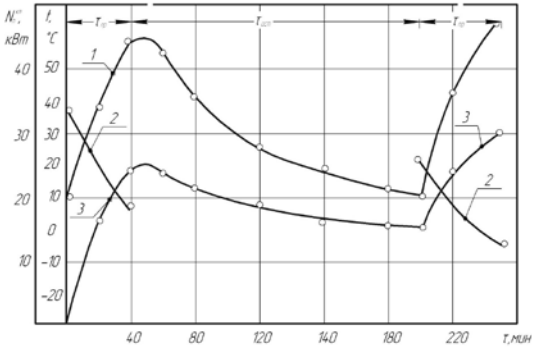


Рис. 5.28. Зависимость теплового режима МТУ трактора Т-150К и потерь мощности в КП при межсменных стоянках ($t_{ос}$ = – 30 °С):

1 – температура охлаждающей жидкости; 2 – потери мощности в КП; 3 – температура масла в КП

При межсменных стоянках наряду с существующими ограничениями на минимально допустимую температуру охлаждающей жидкости и электролита могут накладываться дополнительные ограничения на минимально допустимую температуру масла в гидротрансформаторе (если он имеется) и в КП, так как с понижением температуры масла возрастает его вязкость и, как следствие, возрастают потери мощности на трение. Возникший дополнительный момент сопротивления вращению коленчатого вала может препятствовать нормальному пуску двигателя. Эксперименты показали, что от первого пуска-прогрева ко второму начальная температура масла в КП возросла от минус 30 °С до 0 °С. Потери мощности снизились с 38 до 25 кВт, или в 1,52 раза.

Характер протекания кривых 1 и 2 в период $\tau_{ост}$ позволяет сделать вывод о том, что постоянная времени остывания КП больше постоянной времени остывания двигателя. Данный вывод крайне важен в том отношении, что поддержание теплового состояния двигателя в заданных пределах путем его включения и отключения одновременно обеспечивает автоматическое поддержание теплового режима КП трактора.

В эксплуатационных условиях прогрев трансмиссии, как правило, осуществляется на ходу. Поскольку основной вид работ в зимний период – транспортный, то в дальнейшем будет рассматриваться зависимость температуры масла и потерь мощности в КП и ведущем мосту от времени прогрева и температуры ОС на транспортном режиме (8-я передача). Кроме того, предполагается, что движение трактора начинается сразу после пуска основного двигателя и ввода в действие тормозной системы «трактор – прицеп». Следовательно, начальные температуры масла в КП и ведущих мостах практически соответствуют температуре ОС.

Движение трактора на холостом ходу и 8-й передаче имитировалось на беговых барабанах тормозного стенда. Рост температуры масла в КП от минус 30 °С до температуры стабилизации на уровне плюс 38 °С происходил в течение 160 мин (рис. 5.29). За этот период времени потери мощности в КП снизились с 54,2 до 12,1 кВт, или в 4,5 раза (рис. 5.30). Время

стабилизации температуры масла в ведущем мосту на уровне плюс 14,5 °С соответствует времени ее стабилизации в КП.

Повышение температуры ОС (начальная температура масла в КП и ведущем мосту) сокращает время стабилизации температуры масла в КП и мосту до 120 мин. В КП температура стабилизируется на уровне 59 °С, а потери сокращаются с 26,4 до 9,2 кВт, или в 2,9 раза.

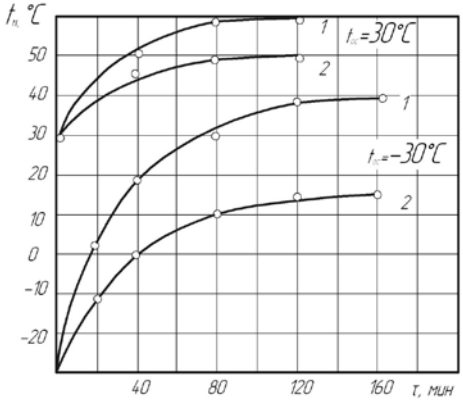


Рис. 5.29. Зависимость температуры масла в КП и ведущем мосту от времени прогрева и температуры ОС (холостой ход, 8-я передача):

1 – коробка передач; 2 – ведущий мост

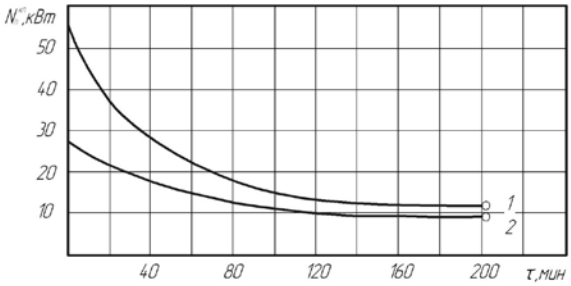


Рис. 5.30. Зависимость потерь мощности в КП от времени прогрева и температуры ОС (холостой ход, 8-я передача):

1 – $t_{ос}$ = – 30 °С; 2 – $t_{ос}$ = 30 °С

В мосту температура стабилизируется на уровне 49 °С, а потери сокращаются с 8 до 2,5 кВт, или в 3,2 раза (рис. 5.31).

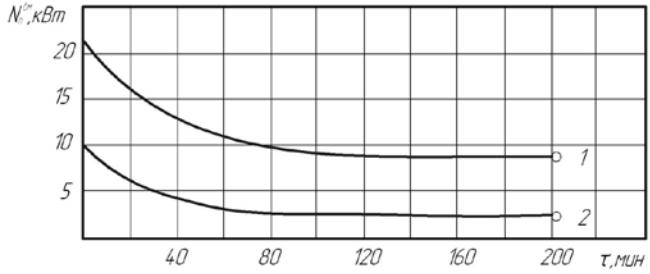


Рис. 5.31. Зависимость потерь мощности в ведущем мосту от времени прогрева и температуры:
1 – $t_{ос}$ = – 30 °С; 2 – $t_{ос}$ = 30 °С

Потери мощности в трансмиссии трактора достигают максимальных значений в зимний период эксплуатации. Так, например, потери мощности в трансмиссии трактора Т-150К (КП, передний и задний мосты) составляют 96 кВт, или 79% от номинальной мощности двигателя в начале движения на холостом ходу и 8-й передаче. При стабилизации температуры масла в КП и мостах потери снижаются до 17,7 кВт, или в 5,4 раза. Вполне очевидно, что довольно высокие значения потерь вызывают соответствующий рост эксплуатационного расхода топлива.

Основная причина высоких значений потерь мощности – низкий тепловой режим агрегатов трансмиссии и его нестабильность в течение времени выполнения машиной различных операций. Для поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в агрегатах и узлах самоходных машин в дальнейшем автором исследуется вопрос возможности вторичного использования части теплоты двигателя, которая рассеивается в ОС.

5.2.2. Динамика прогрева масла в двигателе и КП трактора с объединенной системой смазки

Система смазки предназначена для создания на трущихся поверхностях разделительных масляных пленок (хемосорбированной и адсорбированной), которые обладают большой не-

сущей способностью и обеспечивают резкое снижение коэффициента трения, а соответственно износа этих поверхностей. Кроме того, на систему смазки возложена функция охлаждения трущихся поверхностей и отвода избыточной теплоты в ОС. Известно, что системой смазки двигателя с газотурбинным наддувом отводится 3…5 % теплоты, введенной в двигатель с топливом [71].

Испытания показали, что загрузка двигателя по мощности при температуре ОС минус 30 °С «холодной» трансмиссией серийного трактора в период холостого хода на 8-й передаче достигает 79 %. По истечении первого часа работы загрузка снижается до 40 %. В этот период идет интенсивный рост температуры масла в двигателе со скоростью 1,6 град/мин, которая затем снижается до 1,4 град/мин. Следует отметить, что температура масла в период прогрева под нагрузкой на 5…10 °С выше температуры охлаждающей жидкости. В летний период при полной загрузке двигателя на вспашке температура масла может достигать 110…115 °С.

Несложный расчет показывает, что системой смазки двигателя СМД-62 трактора Т-150К при его 50 %-й загрузке отводится до 46 МДж/ч, при 75 %-й – до 65 МДж/ч и при 100 %-й загрузке – до 83 МДж/ч эксергии введенного в двигатель топлива. Таким образом, ориентировочно, дополнительный поток эксергии от системы смазки двигателя, который можно попытаться использовать вторично в КП для ее разогрева, составляет 36…58 % от максимальной величины потерь на трение в КП.

В представленном экспериментальном исследовании испытанию подвергался ряд разработанных с участием автора систем смазок, которые обеспечивают поддержание оптимальных температур жидкостей и масел в агрегатах и узлах трактора, включая КП.

Рассмотрим вариант объединенной системы смазки двигателя и КП. В качестве единого масла для объединенной системы используется моторное масло соответствующей группы, рекомендованное для данной марки двигателя.

Как и следовало ожидать, по мере прогрева МТУ скорость нарастания температуры масла в системе смазки серийного двигателя несколько выше по сравнению с объединенной. При температуре ОС минус 30 °С в первом случае скорость нарастания температуры в первые 20 мин прогрева составляет 1,6 град/мин, а во втором случае – 1,2 град/мин (рис. 5.32).

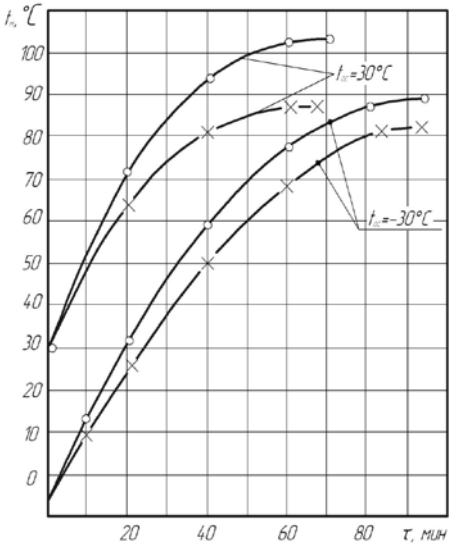


Рис. 5.32. Зависимость температуры масла в поддоне двигателя от времени прогрева и температуры ОС при загрузке двигателя 75 % от номинальной:

-о - - - о- серийная система смазки;
-х - - - х- опытная система смазки

При температуре ОС плюс 30 °С скорость нарастания температуры возрастает до 2,1 град/мин для серийной системы смазки и до 1,7 град/мин для объединенной системы смазки.

В объединенной системе смазки температура масла примерно на 6..10 °С ниже, чем в серийной, что связано с передачей части теплоты маслом от двигателя в КП. В результате этого температура охлаждающей жидкости и масла в двигателе практически выравнивается.

В соответствии с методикой динамика температуры масла в КП исследовалась на 2-й и 8-й передачах при нагрузках 50 и 100 % от номинальной мощности двигателя. Следует обратить внимание, что в силу конструктивных особенностей объединенной системы смазки температура масла в КП была выше температуры масла в двигателе на 10…15 °С. По этой причине в летний период температура масла в КП может достигать 95 °С и более.

При работе на второй передаче и загрузке на уровне 50 % температура масла в КП серийного трактора при температуре ОС минус 30 °С не превышает 40 °С и стабилизируется на 220-й мин, при плюс 30 °С она возрастает до 54 °С и стабилизируется на 120-й мин. Использование дополнительного теплового потока от двигателя существенно меняет картину: температура масла в КП значительно возрастает, а период стабилизации сокращается. Например, при температуре ОС минус 30 °С температура масла возрастает до 70 °С и стабилизируется на 120-й мин, при температуре ОС плюс 30 °С – до 80 °С и стабилизируется на 60-й мин (рис. 5.33).

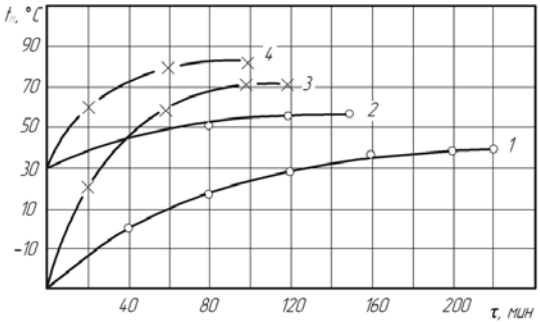


Рис. 5.33. Динамика температуры масла в КП трактора на 2-й передаче и передаваемой мощности 50 % $N_{ен}$

С повышением мощности, развиваемой двигателем, до номинальной тепловой режим КП возрастает, что связано с увеличением количества теплоты, передаваемой от двигателя в КП (рис. 5.34). Эксперименты показали, что при температуре ОС минус 30 °С температура масла в КП серийно-

го трактора стабилизируется на 180-й мин и достигает 44 °С, а в КП опытного – на 100-й мин, возрастая до 78 °С. Повышение температуры ОС до плюс 30 °С сопровождается увеличением температуры масла в КП серийного трактора до 60 °С, а опытного – до 88 °С с одновременным сокращением периода стабилизации температуры до 100 мин у серийного трактора и до 70 мин – у опытного.

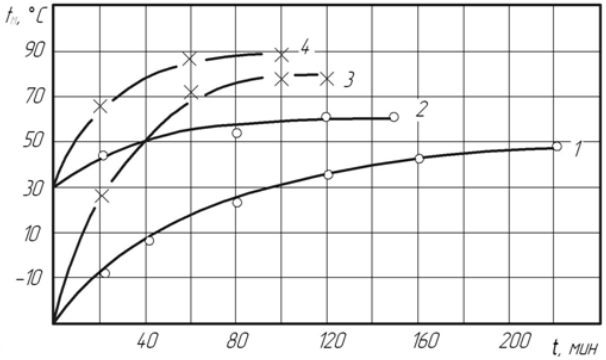


Рис. 5.34. Динамика температуры масла в КП трактора на 2-й передаче и передаваемой мощности 100% N_e :
-о - - - о- серийная система смазки: 1 – t_{oc} = – 30 °С; 2 – t_{oc} = 30 °С;
-х - - - х- опытная система смазки: 3 – t_{oc} = – 30 °С; 4 – t_{oc} = 30 °С

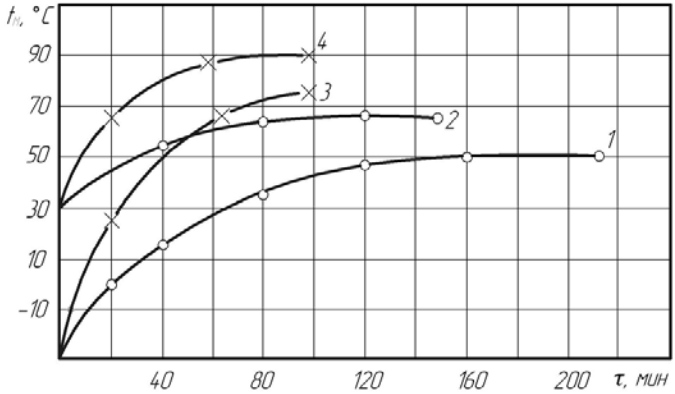


Рис. 5.35. Динамика температуры масла в КП трактора на 8-й передаче и передаваемой мощности 50% N_e

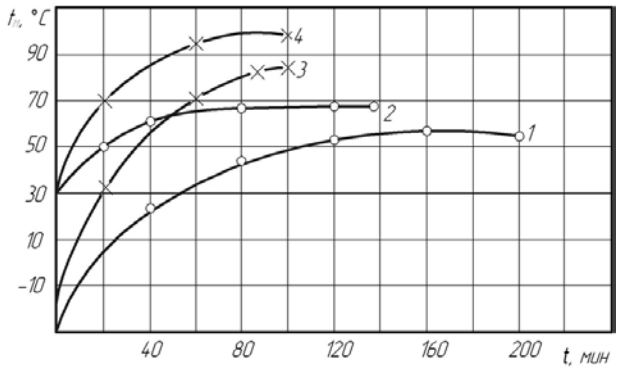


Рис. 5.36. Динамика температуры масла в КП трактора на 8-й передаче и передаваемой мощности 100 % N_e :

-о - - - о- серийная система смазки: 1 – t_{oc} = – 30 °С; 2 – t_{oc} = 30 °С;
-х - - - х- опытная система смазки: 3 – t_{oc} = – 30 °С; 4 – t_{oc} = 30 °С.

Увеличение мощности, передаваемой через КП, с 50 до 100 % от номинальной сопровождается соответствующим повышением теплового режима на 6…8 °С, что объясняется возрастанием механической части потерь мощности в КП.

Повышение скорости движения трактора до максимальной (8-я передача) значительно меняет тепловой режим коробки передач (рис. 5.35, 5.36). Например, температура масла независимо от нагрузочного режима и температуры ОС возросла в КП серийного трактора на 13…15 °С, а опытного – только на 6…8 °С. Увеличение теплового режима на 8-й передаче объясняется возрастанием гидравлических потерь вследствие повышения скорости вращения валов, шестерен, гидроподжимных муфт и т.д. Наиболее существенно растут потери в гидроподжимных муфтах. Доказательством этого является более интенсивное повышение температуры масла в зоне расположения вторичного вала с гидроподжимными муфтами, чем в других точках КП. Превышение температуры при этом составило 4…5 °С.

Анализ приведенных результатов позволяет сделать заключение, что вторичное использование части теплоты, ак-

кумулированной системой смазки двигателя, позволяет значительно сократить потери мощности в КП, обеспечивает автоматическое регулирование теплового режима и его стабилизацию в заданных пределах независимо от температуры ОС, нагрузочного и скоростного режимов КП.

5.2.3. Динамика прогрева масла в КП с помощью системы, утилизирующей эксергию ОГ

Известно, что мобильные машины, в том числе тракторы сельскохозяйственного назначения, работают в широком диапазоне нагрузочных режимов и температур ОС, что сопровождается значительным снижением теплового режима всех систем и агрегатов, в результате чего в 1,5–2 раза возрастает расход топлива и износ поверхностей трения, снижается их производительность.

В данном разделе рассматриваются результаты опытно-конструкторской и исследовательской работы, позволяющие за счет вторичного использования бросовой теплоты ОГ двигателя значительно сократить время послепускового прогрева масла в КП трактора Т-150К.

Экспериментальные исследования показали, что эксергия теплового потока ОГ в начале прогрева двигателя при температуре ОС минус 16 ^{0}С достигает значения 440 МДж/ч, а затем по мере прогрева уменьшается до 190 МДж/ч, что соответствует мощности теплового потока от 122,2 до 52,8 кВт (рис. 5.37). При полностью прогретом двигателе и прочих равных условиях эксергия теплового потока ОГ находится в пределах 150…155 МДж/ч, а его мощность составляет 41,7–43,1 кВт. В то же время доля эксергии, которая рассеивается в ОС отработанными газами, по мере прогрева повышается от 0,18 до 0,38.

Величина мощности теплового потока сразу после пуска и характер ее зависимости от времени послепускового прогрева двигателя создает благоприятные условия для вторичного использования теплоты ОГ с целью сокращения времени прогрева КП.

Предварительная тепловая подготовка узлов трансмиссии, включая КП, как правило, специально не проводится. Прогрев масла в КП начинается с момента запуска двигателя и осуществляется за счет затрат энергии на преодоление сил трения в слоях масла, кинематических парах, муфтах, подшипниках.

Следовательно, температура масла, при которой начинается стабилизация теплового режима КП, определяется нагрузочным и скоростным режимами, временем работы трактора и температурой ОС.

Известно, что оптимальная температура масла в КП находится в пределах от плюс 60 до плюс 80°С. Достичь оптимальных значений температуры масла в КП серийных тракторов не всегда удается не только зимой, но и летом [174].

На рис. 5.38 приведена зависимость расчетного количества теплоты, которое требуется для разогрева КП от температуры минус 30 до 70 °С.

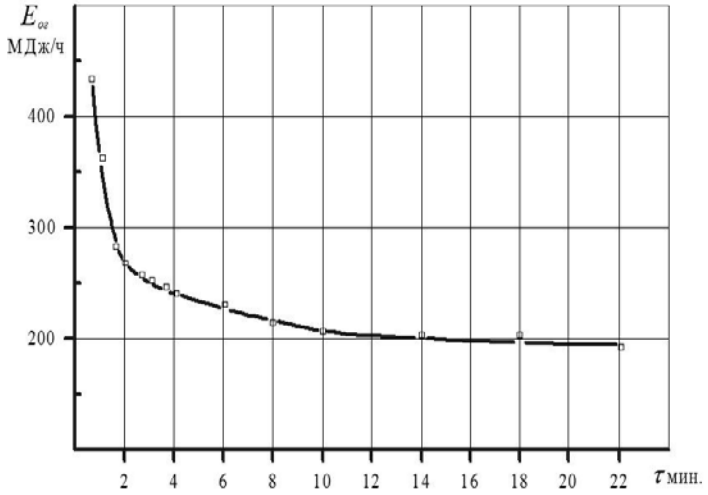


Рис. 5.37. Изменение эксергии ВГ в зависимости от времени послепускового прогрева МТУ трактора Т-150К ($n_{дв} = 2100$ мин$^{-1}$, $t_{ос} = -16$ °С)

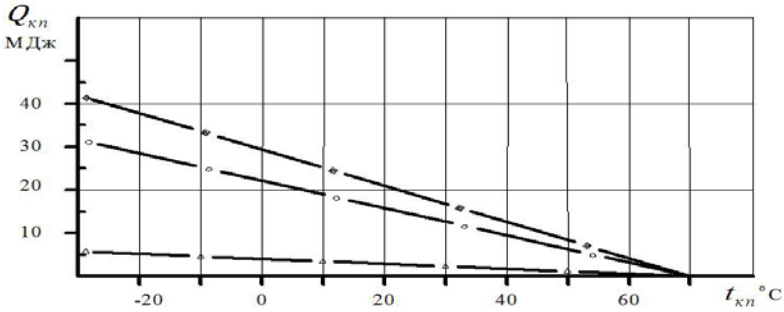


Рис. 5.38. Расчетное количество теплоты, затрачиваемое в послепусковой период прогрева КП трактора Т-150К до температуры плюс 70 °С, в зависимости от ее начального теплового состояния:

масло КП;
металл КП;
общие затраты эксергии.

Под начальным тепловым состоянием КП понимается равенство температур масла, деталей КП и ОС. За конечную температуру принята температура, при которой потери мощности стабилизируются на оптимальном уровне. Выполненные расчеты показывают, что большая часть теплоты затрачивается на прогрев металла, из которого изготовлены детали КП. Например, на прогрев деталей двигателя затрачивается теплоты в 4,2, а КП почти в 6 раз больше, чем на прогрев охлаждающей жидкости и масла.

Очевидно, что для сокращения времени прогрева деталей до оптимальных температур желательно снизить их теплоемкость или теплопроводность. Частично положительного результата можно добиться путем применения теплоизолирующих покрытий внутренних поверхностей корпусных деталей или применения для их изготовления других материалов – прочных, с малым удельным весом, низкой теплопроводностью и теплоемкостью (например, углепластика и т.п.).

Расчеты выполнены при условии, что послепусковой прогрев КП осуществляется от температуры ОС до конечной температуры за 15 мин. Время разогрева 15 мин выбрано из чисто экономических соображений: максимальная производи-

тельность системы «человек–машина» и минимальные непроизводительные трудозатраты человека. В течение этого минимального промежутка времени осуществляется подготовка двигателя и других основных систем трактора к работе, а также создаются комфортные условия в кабине для машиниста.

Результаты экспериментальных исследований и выполненных расчетов показали, что мощность газового потока ОГ превышает мощность, которая необходима для прогрева КП.

Утилизация теплоты газового потока и ее использование для разогрева и поддержания оптимального теплового режима в КП осуществлялись с помощью специально разработанной системы. Описание системы автоматического поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в агрегатах и узлах тракторов было представлено ранее в разделе 2.2.6.

Система работает следующим образом. Горячее масло из теплообменника ТТК поступает во внутреннюю полость маслозаборника КП, где частично смешивается с холодным маслом. Далее смесь горячего и холодного масла с помощью масляного насоса подается ко всем точкам смазки КП. Достигая смазываемых сопряжений, часть его сливается в картер КП, а часть выводится из КП и вновь поступает на вход теплообменника ТТК.

Экспериментально установлено, что при работе двигателя с нагрузкой 106 кВт и температуре ОС плюс 18^0С теплоноситель в ТУК установки нагревается до температуры плюс 98…100°С за 5…6 мин. При этом мощность теплообменника, определенная относительно ВГ, составляла 42 кВт (рис. 5.39). Стабилизация температуры теплоносителя на выходе из теплообменника осуществлялась с помощью термосилового датчика, который управлял работой газовой заслонки. При температуре теплоносителя в утилизационном контуре 85…95°С термосиловой датчик полностью открывает газовую заслонку, и ОГ выбрасываются в ОС, минуя теплообменник. Таким образом осуществлялась стабилизация температуры теплоносителя в ТУК. Далее теплоноситель из утилизационного контура поступал в теплообменник КП, где осуществлялся те-

плообмен. Подвод дополнительной теплоты в КП вызвал соответствующий рост температуры масла. В ходе экспериментальных исследований был зафиксирован рост температуры масла в КП со скоростью 5 град/мин, а пиковая мощность теплообменника КП типа «труба в трубе» составила более 5 кВт.

Таким образом, температура масла в КП при работе двигателя на частоте вращения 2100 мин$^{-1}$ и нагрузке 106 кВт возросла в течение 15 мин от 18^{0}С до 70^{0}С.

Рассчитанный по результатам опытов КПД газожидкостного ТУК в первые секунды работы составлял в среднем 0,59, а по мере нагрева жидкости утилизационного контура снизился и достиг минимального значения около 0,46 (рис. 5.40).

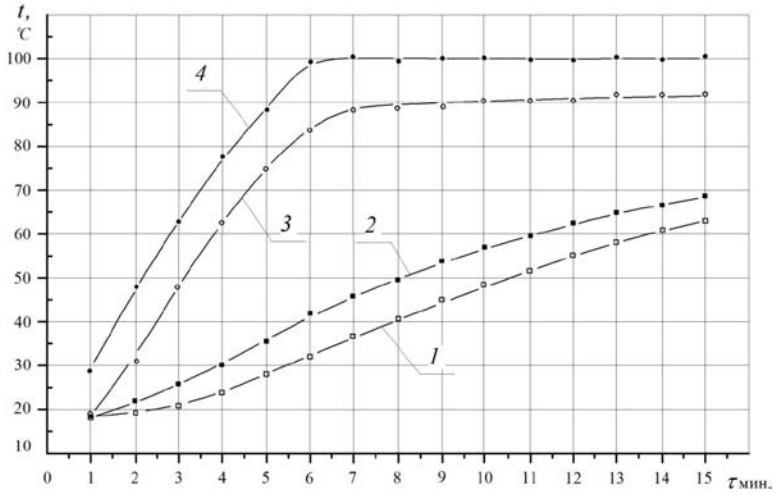


Рис. 5.39. Зависимость температуры охлаждающей жидкости и масла на входе и выходе из ТУК и ТТК:

1, 2 – температура масла соответственно на входе и выходе из ТТК; 3, 4 – температура охлаждающей жидкости соответственно на входе и выходе из ТУК (температура ОС плюс 18 °С; N_e = 98,2 кВт)

Полезная в данном случае – теплота, переданная жидкости, которая циркулирует в утилизационном контуре, а подведенная – это эксергия ВГ на входе в теплообменник ТУК.

Теплопотребляющий контур КП является конечным звеном в передаче теплоты, утилизируемой из ВГ и передаваемой маслу КП. По его величине можно судить об эффективности работы всей системы автоматического поддержания оптимальной температуры в КП. Например, при температуре ОС плюс 25^0С и развиваемой двигателем мощности 98,2 кВт максимальная мощность ТТК, установленного в КП, достигает 4 кВт с последующим снижением до 1,1 кВт. При этом КПД, развиваемый теплообменником, установленным в КП, достигал максимального значения в пределах 0,7, а по мере нагрева масла снижался до уровня 0,4. КПД всей системы находился на уровне 0,21.

Динамика изменения температур теплоносителей ТТК КП при работе экспериментальной установки в летний период с той же степенью загрузки двигателя показывает, что время нагрева масла в КП до оптимальной температуры, по сравнению с зимними опытами, сократилось на 9 мин и составило в среднем 14 мин.

В серийной КП за этот промежуток времени масло нагрелось только до плюс 44^0С.

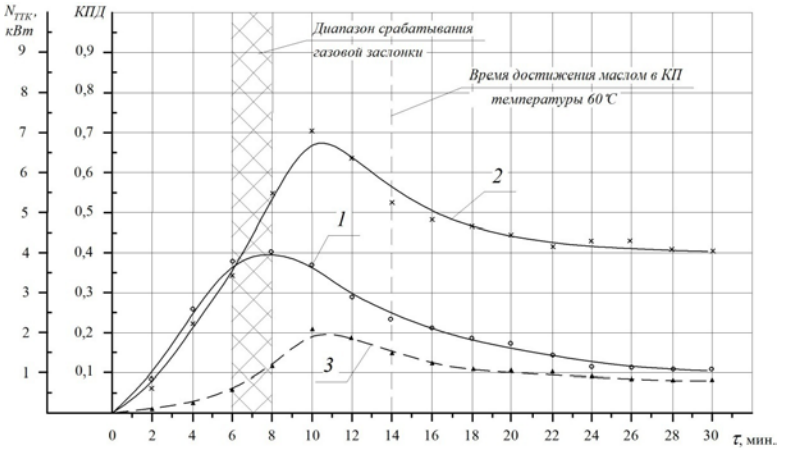


Рис. 5.40. Зависимость мощности и КПД ТТК от степени загрузки двигателя, температуры ОС и времени работы (загрузка двигателя 81 %, температура ОС плюс 25°С):

1 – мощность ТТК; 2 – КПД ТТК; 3 – КПД всей системы

Анализ результатов экспериментальных исследований позволяет констатировать, что разработанная система прогрева и поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в агрегатах самоходных машин с первых минут послепускового прогрева двигателя обеспечивает подвод дополнительного теплового потока к КП. Предлагаемая система утилизирует часть теплоты ВГ, которая вторично используется для сокращения времени прогрева, снижения потерь мощности и поддержания оптимальных рабочих температур в КП независимо от степени загрузки двигателя и температуры ОС.

5.2.4. Потери мощности в КП

Потери мощности в трансмиссии делятся на нагрузочные и потери холостого хода. Нагрузочные потери пропорциональны действующей нагрузке, числу пар шестерен, находящихся в зацеплении, типу подшипников и их количеству. В свою очередь, потери холостого хода являются функцией скоростного режима и вязкости масла. Потери холостого хода имеют гидравлический характер, поэтому разделить их на скоростные и вязкостные можно только условно.

Под скоростными потерями в дальнейшем понимается часть гидравлических потерь, зависящая от передаточного отношения КП (номера включенной передачи). Скоростные потери определяются как разность между потерями в КП на высшей и низшей передаче при прочих равных условиях.

Вязкостные потери зависят от физико-химических свойств масла, конструктивных особенностей системы смазки КП и времени прогрева трансмиссии (температуры масла).

Экспериментами установлено, что тепловой режим серийной КП определяется температурой ОС и потерями мощности в ней. В результате механического воздействия на масло вращающимися деталями значительно снижается его структурная вязкость, а выделяющаяся при трении деталей и слоев масла тепловая энергия идет на снижение температурной вязкости и увеличение внутренней энергии деталей и масла в КП.

В представленных экспериментальных исследованиях в соответствии с принятой ранее методикой изучалась зависимость потерь мощности в КП от нагрузки (передаваемой через КП мощности двигателя), частоты вращения шестерен, валов, корпусов фрикционов (номера включенной передачи), температуры ОС и времени прогрева, что можно представить в следующем виде $N_n^{кп} = f(N_e, i, t_{ос}, \tau_{пр})$.

Потери на холостом ходу определялись по показаниям весового механизма стенда. Привод КП осуществлялся от беговых барабанов стенда через ведущий мост. Двигатель в необходимых случаях отключался от КП главной муфтой сцепления.

Эксперименты показали, что нагрузочный режим незначительно влияет на изменение потерь мощности в КП (рис. 5.41). Например, с увеличением нагрузки от холостого хода до полной потери возрастают всего на 0,6…0,8 кВт, соответственно на 4…6 °С повышается температура масла. Слабая зависимость потерь мощности от нагрузки – результат низкого значения коэффициента трения между сопрягаемыми поверхностями, что возможно при высоком качестве их обработки и применении высококачественных масел для образования на трущихся поверхностях соответствующих масляных пленок, обладающих высокой несущей способностью. Пленки формируются вследствие поверхностной активности молекул масла и находятся под воздействием силового поля металла. Вследствие высоких контактных нагрузок, действующих на адсорбированный слой, вязкость масла в нем значительно отличается от вязкости в объеме. Вязкость в зоне контакта может возрастать в 100 раз. При этом слой масла, разделяющий поверхности трения, приобретает свойства квазиупругого тела.

В процессе эксплуатации происходит износ сопряженных пар. Из анализа литературных источников известно, что зависимость изнашивания от вязкости масла имеет экстремальный характер. По мере снижения вязкости масла снижается износ зубчатых колес, что объясняется лучшим поступлением масла в зону трения. В ряде исследований установлено, что мини-

мальные износы могут достигаться путем регулирования вязкости масла (температуры масла). При этом нижний уровень вязкости трансмиссионных масел ограничивается надежностью уплотнений картеров трансмиссий. При хорошем состоянии уплотнений кинематическая вязкость не должна быть менее 5 мм^2 /с.

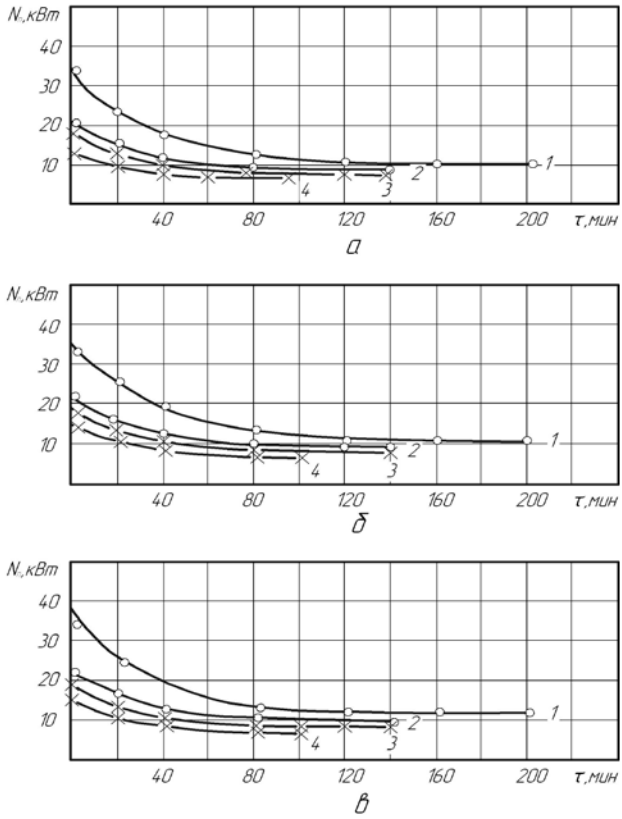


Рис. 5.41, Зависимость потерь мощности в КП (N_n) от времени работы (τ) на второй передаче:

а – прокручивание от электродвигателя стенда (холостой ход); б – мощность, передаваемая через КП, 50% $N_{ен}$; в – мощность, передаваемая через КП, 100% $N_{ен}$; -о-о- серийная система смазки: 1 – $t_{ос}$ = –30 °С; 2 – $t_{ос}$ =30 °С; -х-х- опытная система смазки: 3 – $t_{ос}$ = –30 °С; 4 – $t_{ос}$ =30 °С

Повышение скоростного режима КП вызывает соответствующее увеличение потерь мощности, особенно при ее низком тепловом режиме. Например, при температуре ОС минус 30 °С переход со 2-й передачи на 8-ю сопровождается независимо от нагрузочного режима повышением потерь в серийной КП до 20 кВт. По мере прогрева КП до стабилизации температуры масла разность между потерями на 8-й передаче и 2-й снижается до 5,5 кВт на холостом ходу, 5,2 кВт – при 50 %-й нагрузке и 4,8 кВт – при полной нагрузке. Увеличение температуры ОС до плюс 30 °С (одновременно и температуры масла в КП) существенно снижает начальный уровень потерь – до 6 кВт, который затем уменьшается при прогреве до 1,8…2 кВт.

Подача дополнительного теплового потока от двигателя значительно снизила величину скоростных потерь мощности в КП. Так, например, при температуре ОС минус 30 °С в начальный период скоростные потери составляли 4…6 кВт. По мере прогрева они снизились до 2 кВт. При температуре ОС плюс 30 °С эти потери соответственно составили 2 и 1,5… 1,6 кВт (см. рис. 5.41 и 5.42).

Таким образом, величина скоростных потерь в значительной степени определяется тепловым режимом КП. При оптимальной температуре масла в КП увеличение скоростных потерь в связи с переходом со 2-й на 8-ю передачу не превышает 1,6 кВт.

Температура ОС определяет начальную температуру масла в КП и продолжительность прогрева до ее стабилизации. Понижение температуры ОС (начальной температуры масла) до минус 30 °С сопровождается соответствующим увеличением потерь на второй передаче на 14…15 кВт независимо от нагрузочного режима, которые по мере прогрева снижаются до 1,8…2 кВт. На 8-й передаче эти потери соответственно возрастают до 28 и 5,2 кВт, или почти в 2 раза.

Вторичное использование теплоты двигателя, рассеиваемой в ОС, снижает «чувствительность» КП по потерям к температуре ОС. Например, понижение температуры ОС до минус 30 °С сопровождается увеличением потерь на 2-й передаче

только на 3,5…4 кВт независимо от нагрузочного режима, которые затем снижаются до 1,5 кВт по мере прогрева. На 8-й передаче потери возрастают до 5,5…6 и 2 кВт соответственно.

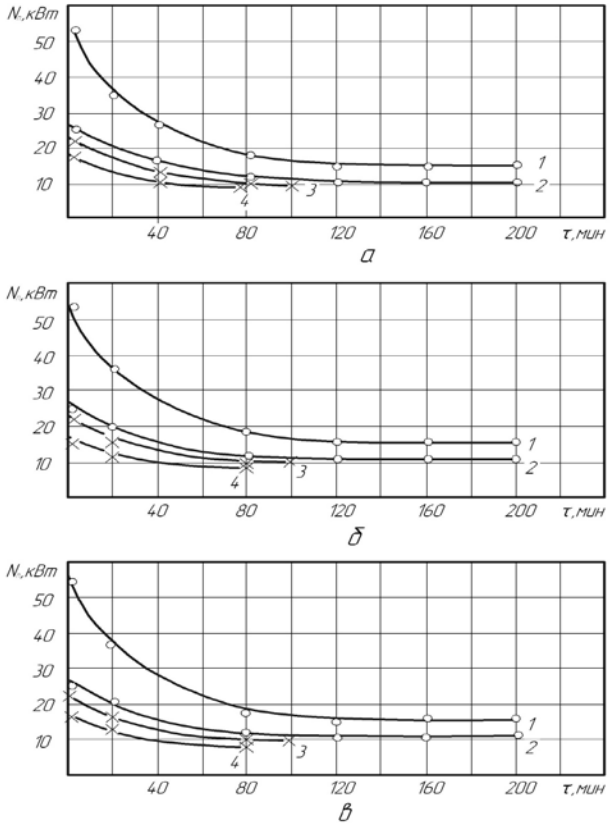


Рис. 5.42. Зависимость потерь мощности в КП ($N_п$) от времени работы (τ) на 8-й передаче (обозначения см. рис. 5.41)

Следовательно, использование дополнительного теплового потока от двигателя в КП трактора позволяет значительно снизить потери мощности в КП и обеспечивает их относительную независимость от температуры ОС.

Эксперименты показали, что основную долю от величины суммарных внутренних потерь в КП составляют гидравличе-

ские потери. В результате этого часть эффективной мощности двигателя расходуется на трение слоев жидкости друг о друга, механическое разрушение структурной вязкости, дросселирование жидкости. При этом, согласно первому закону термодинамики, произведенная работа преобразуется в теплоту. Происходит саморазогрев КП. Стабилизация температуры масла (значит и потерь) в период саморазогрева наступает в том случае, когда количество выделившейся при трении в КП теплоты становится равным количеству теплоты, отведенному в результате конвективного, лучистого и контактного теплообмена. Очевидно, что температура масла может стабилизироваться на любом уровне в зависимости от количества выделившейся теплоты при трении и интенсивности теплоотдачи от КП в ОС.

Итак, установлено, что абсолютная величина минимальных потерь и время ее достижения (стабилизация температуры масла) зависят от нагрузки, температуры ОС и передаточного отношения КП. Подача дополнительной теплоты от двигателя более чем в 2 раза уменьшает абсолютную величину потерь в начальный период, сокращает время достижения ими минимума и стабилизирует потери на минимальном уровне независимо от внешних возмущений в дальнейшем.

5.2.5. Анализ составляющих статей эксергетического КПД коробки передач

Известно, что критерием совершенства любого термодинамического процесса является эксергетический КПД. Применительно к КП с опытной системой смазки трактора (см. раздел 3.3) получено следующее уравнение эксергетического КПД:

$$\eta_{кп}^{э} = 1 - \sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп} - \delta_{пов}^{кп} - \delta_{р}^{кп} . \qquad (5.5)$$

Представленное уравнение эксергетических потерь системы, взаимодействующей с ОС, позволяет объективно оценить ее термодинамическое совершенство, выявить места и причины эксергетических потерь, величину этих потерь, определить возможность совершенствования системы.

КПД трансмиссии можно определить по известной формуле:

$$\eta_{кп}^{э} = 1 - \sum_{i=1}^{n} \delta_{тр}^{кп}, \qquad (5.6)$$

где $\sum_{i=1}^{n} \delta_{тр}^{кп}$ – доля суммарных потерь в КП, определяемая с помощью весового механизма тормозного стенда.

В свою очередь,

$$\sum_{i=1}^{n} \delta_{тр}^{кп} = \sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп} + \delta_{пов}^{кп} + \delta_{р}^{кп}, \qquad (5.7)$$

где $\sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп}$ – доля внутренних суммарных потерь, вызывающая изменение внутренней энергии системы.

Следует обратить внимание, что в ряде случаев параллельно радиатору КП установлен перепускной клапан, называемый иногда клапаном-термостатом. Клапан срабатывает при давлении 2,5…3 кг/см^2 и предназначен для сбрасывания холодного масла в сливную полость. Тем самым масляный радиатор защищается от возможного повреждения при чрезмерном давлении масла, а его частичное отключение должно, по мнению конструкторов, благоприятно отразиться на тепловом режиме КП.

Рассмотрим случай работы серийной КП трактора Т-150К при саморазогреве. В первые минуты прогрева КП $\delta_{пов}^{кп}$ и $\delta_{р}^{кп} = 0$, следовательно:

$$\sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп} = \delta_{н}^{кп} + \delta_{хх}^{кп}, \qquad (5.8)$$

Очевидно, что в первые минуты вся работа трения, теряемая в КП, идет на повышение внутренней энергии системы (масло, детали и узлы).

После стабилизации температуры рост внутренней энергии системы прекращается, т.е. $\sum_{i=1}^{n} \delta_{вп}^{кп} = 0$. Тогда

$$\sum_{i=1}^{n} \delta_{тр}^{кп} = \delta_{пов}^{кп} + \delta_{р}^{кп}. \qquad (5.9)$$

В разделе 3.3 разработана общая методика оценки эксергетического КПД любого редуктора МТУ трактора. Вышеприведенные рассуждения и ряд частных уравнений необходимы для анализа составляющих статей эксергетического КПД коробки передач трактора Т-150К.

Экспериментами установлено, что при 50%-й загрузке двигателя и температуре ОС плюс 30 °С эксергетический КПД КП в начальный момент времени не превышает 0,57, т.е. почти 50% развиваемой двигателем мощности тратится на увеличение внутренней энергии системы (детали, узлы, масло в КП). По мере прогрева количество теплоты, затрачиваемой на увеличение внутренней энергии системы, снижается. Одновременно возрастают доли потерь теплоты поверхностью КП и особенно ее радиатором. Перепускной клапан перед радиатором, видимо, защищает радиатор от чрезмерного повышения давления масла, и в режиме клапана-термостата практически не работает.

При стабилизации температуры масла на уровне 67 °С доля суммарных потерь составляет 0,16, в том числе $\delta_{пов}^{кп} =$ 0,032 и $\delta_{р}^{кп} = 0{,}128$. Потери, связанные с увеличением внутренней энергии системы, снижаются до нуля (рис. 5.43 а).

Исследования показали, что несмотря на наличие клапана-термостата и низкий тепловой режим КП масляный радиатор рассеивает в ОС значительное количество теплоты. Вполне очевидно, что только отключение радиатора позволило бы значительно повысить тепловой режим КП при прочих равных условиях.

Подача горячего масла при прочих равных условиях из двигателя в КП резко меняет картину. КПД коробки в начальный момент времени возрастает до 0,74, а температура масла 80°С достигает за 40 мин (см. рис. 5.43 б).

Понижение температуры ОС до минус 30 °С сопровождается снижением $\eta_{кп}^{э}$ в начальный период с 0,57 до 0,36. Это означает, что 64% мощности, снимаемой с коленчатого вала двигателя, тратится на повышение внутренней энергии системы (ее разогрев). В процессе разогрева возрастает до максималь-

ного значения $\eta_{кп}^{э}$ и одновременно растут доли теплоты, рассеиваемой в ОС, – $\delta_{пов}^{кп}$ и $\delta_{р}^{кп}$.

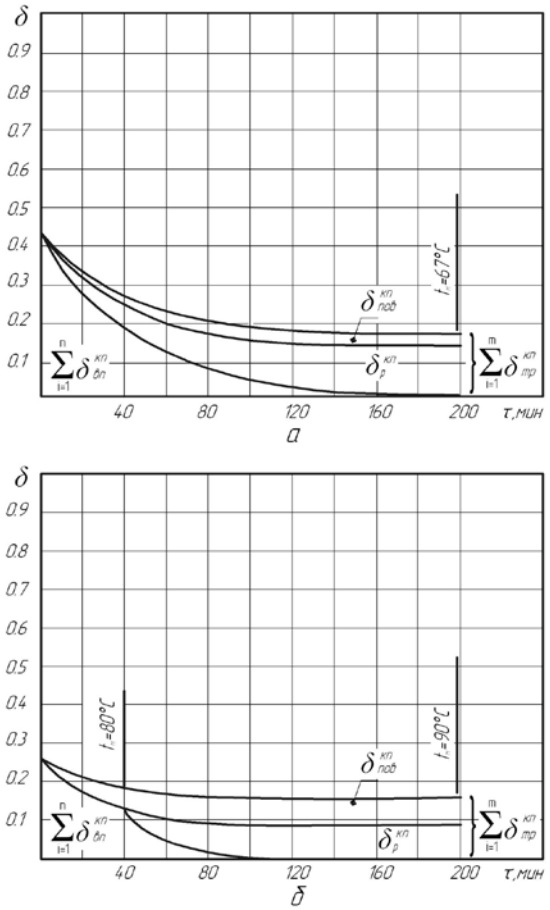


Рис. 5.43. Составляющие эксергетического КПД коробки передач на 8-й передаче при загрузке 50 % N_e и $t_{ос}$ = 30 °С:

а – серийная КП; б – опытная КП

В период стабилизации температуры масла на уровне 52 °С потери, связанные с увеличением внутренней энергии системы, становятся равными нулю, а сумма $\delta_{пов}^{кп}$ и $\delta_{р}^{кп}$ опре-

деляет общие потери мощности в КП, регистрируемые силоизмерительной системой стенда. Так, например, если $\delta_{пов}^{кп} = 0{,}12$ и $\delta_{р}^{кп} = 0{,}13$, то $\sum_{i=1}^{n} \delta_{тр}^{кп} = 0{,}25$ (рис. 5.44 а). Следовательно, если при температуре ОС плюс 30°С максимальный КПД у опытной КП имел значение 0,84, то снижение температуры до минус 30°С при прочих равных условиях способствует уменьшению КПД до 0,75 (см. рис.44 а, б).

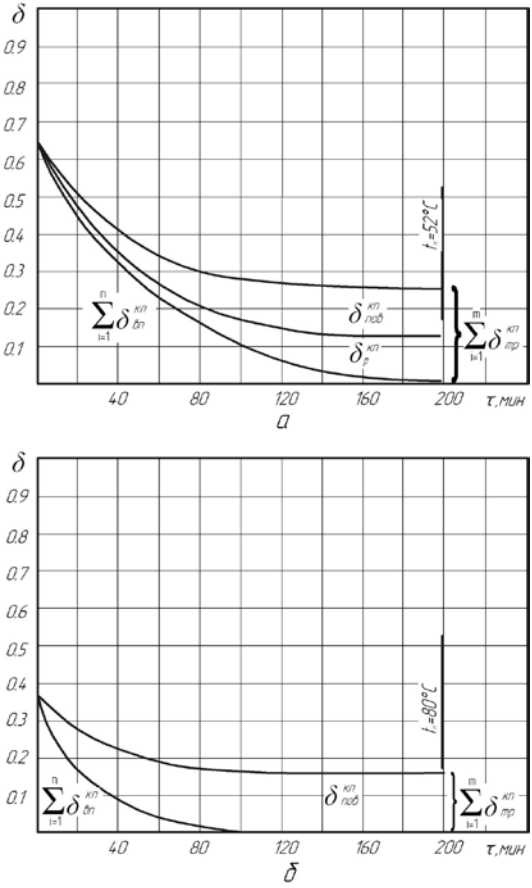


Рис. 5.44. Составляющие эксергетического КПД коробки передач на 8-й передаче при загрузке 50 % N_e и $t_{ос}$ = –30 °С:
а – серийная КП; б – опытная КП

Следует обратить внимание на слишком большую долю теплоты, отводимой поверхностью радиатора в ОС, особенно при относительно низком тепловом режиме КП.

Эксперименты, проведенные автором, подтвердили достоверность существующего мнения, что увеличение нагрузки до полной слабо отражается на изменении внутренних потерь в КП. В результате наблюдается значительный рост эксергетического КПД и снижение доли потерь в ОС боковой поверхностью и радиатором.

Например, при $t_{ос}$ = 30 °С эксергетический коэффициент полезного действия КП в начале прогрева равен 0,78. В процессе прогрева он возрастает до 0,92.

В то же время потери $\delta_{пов}^{кп}$ достигают значения 0,016, а $\delta_{р}^{кп}$ = 0,064 при температуре масла в КП, не превышающей 70°С (рис. 5.45 а).

Следует отметить, что 0,92 – это максимальное значение КПД коробки с гидроподжимными муфтами трактора Т-150К.

При работе трактора с полной загрузкой двигателя и температурой ОС плюс 30°С общие потери находятся практически на одном и том же уровне (см. рис. 45 а, б).

Таким образом, анализ составляющих эксергетических потерь в серийной КП показал, что потери в ней значительной степени определяются температурой ОС и конструктивным несовершенством, в частности ее системы смазки, и в меньшей степени нагрузкой, передаваемой через КП. Под конструктивным несовершенством понимается отсутствие терморегулирующих элементов в системе смазки КП, которые бы могли полностью отключать ее радиатор при температуре масла ниже оптимальной. Кроме того, невозможно обеспечить стабилизацию КПД на верхнем уровне без дополнительного подвода теплоты к КП от постороннего источника. В качестве такого источника в данном случае рассматривается возможность вторичного использования теплоты, рассеиваемой в ОС работающим двигателем.

Теплота от двигателя в КП вносится входящим потоком масла, а отводится выходящим. Разность между ними составляет количество теплоты, оставшейся в КП, которое затем

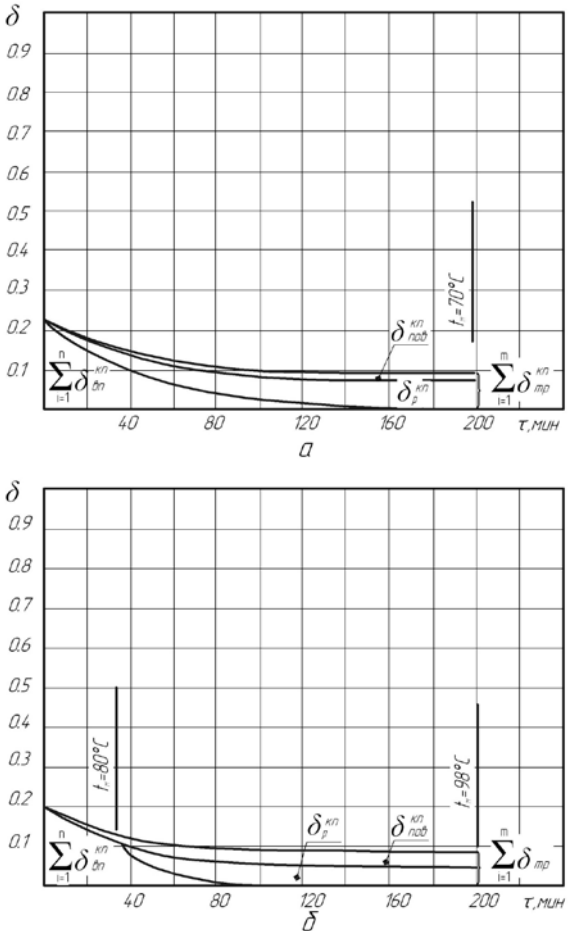


Рис. 5.45. Составляющие эксергетического КПД коробки передач на 8-й передаче при загрузке 100 % N_e и t_{oc} = 30 °С:
а – серийная КП; б – опытная КП

распределяется по составляющим в соответствии с уравнением эксергетического КПД. Этот поток теплоты можно назвать стабилизирующим тепловой режим КП. Управление температурой стабилизирующего потока осуществляется термостатом. Термочувствительный элемент может устанавливаться во входящем (в поддоне двигателя) или выходящем из КП потоке масла.

Исследуемая объединенная система смазки трактора стабилизирует температуру входящего в КП потока масла (терморегулятор начинает работать при $t_м$ =75…80 °С). Теплота, поступающая с потоком масла от двигателя, увеличивает внутреннюю эксергию системы на величину $\Delta\delta_м^{кп}$ в том случае, если она полностью изолирована от ОС. Фактически система взаимодействует с ОС, по этой причине часть ее внутренней энергии в силу необратимости процесса отводится в ОС в виде $\delta_{пов}^{кп}$ и $\delta_р^{кп}$.

Доля суммарных потерь эксергии, связанная с увеличением внутренней энергии системы, определяется по остаточному принципу расчетно-экспериментальным методом.

Исследования показали, что вторичное использование части теплоты двигателя в КП и установка терморегулирующего элемента во входном маслопроводе снижают общий уровень потерь и стабилизируют их на минимальном уровне. Например, при 50%-й нагрузке и $t_{ос}$ = 30 °С КПД в начальный период увеличился с 0,57 (серийный вариант) до 0,74 (опытный вариант). Через 40 мин работы опытного трактора температура масла достигла 80 °С и включился радиатор охлаждения. В серийной КП по истечении 180 мин работы КПД достиг 0,82 и рост температуры масла прекратился на уровне 67 °С. В опытной коробке передач КПД через100 мин увеличился до 0,85 (см. рис. 5.43 а, б).

Понижение температуры ОС до минус 30 °С снижает КПД опытной коробки передач в начальный период на 0,1, или на 10*%,* и на 0,05, или на *5%,* при стабилизации температуры масла на уровне 80 °С. Теплообмен с ОС происходит только через боковую поверхность КП. Радиатор охлаждения выключен терморегулятором (см. рис. 5.44).

Таким образом, преимущества опытной системы смазки вполне очевидны, особенно при низких температурах ОС: значительно снижается «чувствительность» КП к температуре ОС, что отражается зависимостью величины КПД от времени работы трактора, а величина КПД приближается к максимально возможной.

Экспериментами установлено, что с повышением загрузки двигателя до полной потери мощности на трение возрастают незначительно. В результате этого отмечается существенный рост КПД опытной КП. Так, например, КПД при температуре ОС плюс 30 °С в начале работы повысился с 0,74 до 0,81. По мере прогрева и последующей стабилизации температуры масла на уровне 80 °С КПД увеличился с 0,85 до 0,92 (см. рис. 5.43 б и 5.45 б). Радиатор охлаждения включился после 25 мин работы трактора при температуре масла 80 °С.

Понижение температуры ОС при полной нагрузке до минус 30 °С практически не отразилось на характере зависимости КПД от времени работы опытной КП. Максимальное значение КПД осталось почти на прежнем уровне 0,91 (см. рис. 5.45 б, 5.46 б). Это означает, что опытная КП в отличие от серийной стала обладать самоадаптирующими свойствами. Под самоадаптацией в данном случае понимается снижение потерь в КП и их стабилизация на минимальном уровне независимо от параметров ОС.

Графики, приведенные на рис. 5.43–5.46, построены по расчетно-экспериментальным данным, представленным в виде таблиц.

Изменение скоростного режима (переход с 8-й передачи на 2-ю) в значительной степени отражается на величине эксергетического КПД серийной коробки передач, и в меньшей – опытной КП.

Например, переход с 8-й передачи на 2-ю снижает долю потерь в серийной КП в начале прогрева при температуре минус 30 °С и 100%-й загрузке на 0,18. В конце прогрева доля скоростных потерь уменьшилась до 0,04. У опытной КП при тех же условиях переход на 2-ю передачу сопровождается потерями на 0,04 в начале прогрева и на 0,01 в конце прогрева. Следовательно, опытная КП позволяет снизить потери до минимального уровня и стабилизировать их независимо от параметров ОС и скоростного режима, что еще раз подчеркивает самоадаптирующие свойства опытной КП.

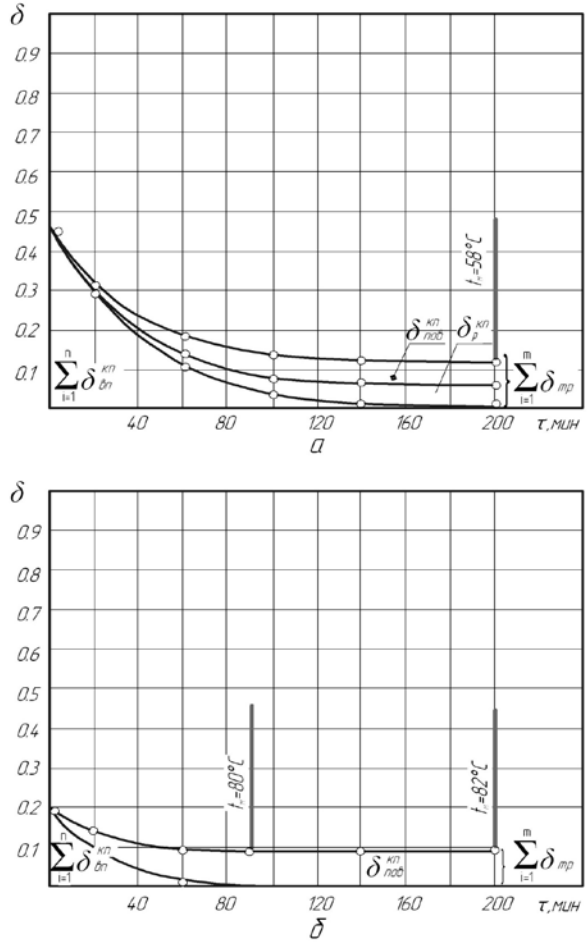


Рис. 5.46. Составляющие эксергетического КПД коробки передач на 8-й передаче при загрузке 100 % N_e и t_{oc} = – 30 °С:

а – серийная КП; б – опытная КП

Следует обратить внимание, что испытываемая объединенная система смазки с размещением термоэлемента во входящем потоке масла не обеспечивает постоянство температуры масла в КП на уровне оптимального значения. При

постоянной температуре масла на входе температура масла на выходе будет всегда больше на величину, которая определяется потерями мощности в КП и теплоотдачей в ОС. В летний период эксплуатации температура масла в КП достигает 98 °С, в результате чего его вязкость снижается настолько, что может привести к прижогам дисков гидроподжимных муфт и снижению надежности работы уплотнительных элементов.

Постоянство температуры масла в КП можно обеспечить, если термочувствительный элемент установить в выходящем из КП трубопроводе. В этом случае температура масла в КП может ограничиваться и поддерживаться на требуемом уровне для КП (не более 80 °С). Данная система смазки исключает перегрев трансмиссии и появление возможных прижогов дисков фрикционных муфт. Все другие качественные и количественные показатели работы КП остаются прежними.

Испытывалась также система смазки КП с теплообменником, установленным в поддоне двигателя. Данное устройство исключает попадание абразивных частиц из КП в двигатель и наоборот, а также позволяет использовать для агрегатов трансмиссии специальные трансмиссионные масла.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования и анализ составляющих эксергетического КПД коробки передач показали, что тепловой режим серийной КП не достигает оптимального уровня даже в летний период и при полной загрузке двигателя. Кроме того, имеют место значительные потери теплоты в ОС боковой поверхностью КП и поверхностью постоянно включенного радиатора. Довольно большое количество теплоты затрачивается на повышение внутренней энергии КП в период разогрева. При этом корпусом КП поглощается до 35 % эксергии, маслом – до 22 и 43 % – валами, шестернями и другими деталями, входящими в состав КП. Дополнительная подача части теплоты от двигателя в КП и включение радиатора охлаждения масла через терморегулятор обеспечивают поддержание теплового режима на оптимальном уровне и стабилизацию потерь мощности в ней в широком диапазоне температур ОС.

Очевидно, что применение теплоизолирующего покрытия внутренних поверхностей корпусных деталей позволит дополнительно существенно сократить внутренние и внешние потери теплоты.

5.3. Повышение эффективности двигателей с ГТН в эксплуатационных условиях

При наддуве возрастает объем и плотность воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, что позволяет увеличить цикловую подачу топлива и получить большую мощность. При этом работа на сжатие воздуха в компрессоре осуществляется за счет части полезной работы, снимаемой с коленчатого вала в период принудительного выталкивания продуктов сгорания из цилиндров и части утилизируемой (восстановленной) эксергии ВГ. Количество восстановленной эксергии определяется параметрами выпускных газов и совершенством системы выпуска и турбокомпрессора. Ряд исследователей считают, что на частичных нагрузочных режимах, как правило, работа принудительного выталкивания больше восстановленной, что снижает экономичность и приспособляемость двигателя и, как следствие, эффективность газотурбинного наддува в целом.

Повышение плотности воздуха на впуске можно осуществить не только путем его сжатия, но и охлаждения в специальных охладителях или в результате изменения климатических условий эксплуатации двигателей. В последнем случае затраты полезной работы, снимаемой с коленчатого вала, в виде затрат на принудительное выталкивание могут быть сведены к нулю. Увеличение плотности воздуха на впуске за счет снижения его температуры (климатический наддув) – процесс неуправляемый, но реальный и, вполне очевидно, должен учитываться и может быть использован для повышения эффективности газотурбинного наддува.

Для оценки эффективности газотурбинного наддува и проведения мероприятий по ее повышению автором на основе разработанной методики проведен количественный и ка-

чественный анализ использования эксергии ВГ на основных эксплуатационных режимах.

5.3.1. Анализ количественных и качественных изменений составляющих баланса эксергии ВГ, срабатываемой в турбине

ВГ имеют большой эксергетический потенциал, достигающий 35…40 % от эксергии сгоревшего топлива. Однако современные конструкции газовыпускных систем автотракторных двигателей не позволяют использовать весь запас эксергии выпускных газов. Потери работоспособности газа достигают наибольшей величины во время свободного выпуска, когда скорость газа в клапанной щели достигает критической. Основную часть при этом составляют потери при дросселировании его потока в выпускном клапане.

Потери работоспособности выпускных газов определялись по известной формуле

$$D_{вг} = 1 - \frac{\Delta E_{тк}}{E_{вг}}, \qquad (5.10)$$

где $\Delta E_{тк}$ – эксергия заторможенного потока выпускных газов, срабатываемая в турбине, с учетом внутренних потерь;

$E_{вг}$ – эксергия заторможенного потока ВГ на выходе из цилиндров.

Эксперименты показали, что потери работоспособности ВГ ($D_{вг}$) достигают 73…92 % и зависят от конструктивных особенностей двигателя, от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя и температуры ОС. Так, например, у двигателя постоянной мощности Д-440 на холостом ходу потери работоспособности составляют 0,81. По мере увеличения нагрузки до номинальной на регуляторной ветви внешней скоростной характеристики потери снижаются до 0,73. Дальнейшая работа на корректорном участке до режима максимального крутящего момента вновь сопровождается повышением потерь работоспособности ВГ до 0,84 (рис. 5.47).

Испытания двигателя СМД-62 подтвердили достоверность ранее полученных результатов и предположение о зависимости потерь работоспособности ВГ от конструктивных особенностей газовыпускных трактов. Так, например, потери у двигателя СМД-62 достигают минимального значения на номинальном режиме и составляют 0,8. Максимальные потери работоспособности ВГ у этого двигателя имеют место на холостом ходу и составляют 0,92 (рис. 5.48).

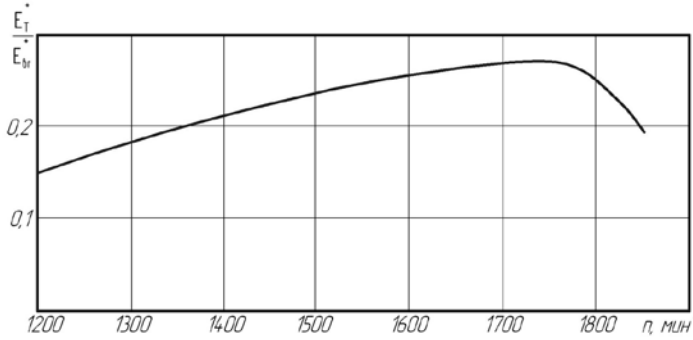


Рис. 5.47. Эксергетический коэффициент использования эксергии выпускных газов в турбокомпрессоре ТКР-8,5 при работе двигателя Д-440 на внешней скоростной характеристике

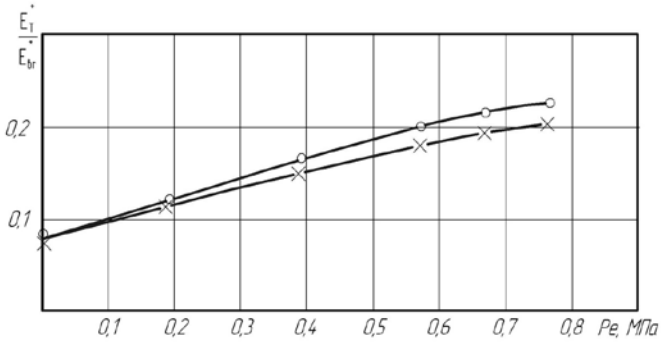


Рис. 5.48. Зависимость коэффициента использования эксергии выпускных газов двигателя СМД-62 в турбокомпрессоре ТКР-11Н-1 по нагрузочной характеристике при n = 2100 мин $^{-1}$: -х-х- t_{oc} = 22^{0}С; -о-о- t_{oc} = –33 °С

Следует обратить внимание на то, что понижение температуры воздуха на впуске с плюс 24 °С до минус 33 °С способствует незначительному снижению потерь $D_{вг}$ на номинальном режиме – в пределах 0,03, что объясняется повышением доли термической составляющей ($\delta_{ТГ}$) в общем балансе эксергии ВГ ($E_{вг}$). Для дальнейшего анализа составляющих баланса эксергии, срабатываемой в турбине, воспользуемся равенством, которое вытекает из уравнений (3.111) и (3.112):

$$\delta_{ТГ} + \delta_{p}^{св} + \delta_{p}^{пр} = 1, \qquad (5.11)$$

Как видно из уравнения, в балансе присутствуют три различных по качеству вида эксергии. Первая составляющая характеризует изменение скорости газового потока, вторая – волны давления в проточной части турбины и последняя – величину полезной работы двигателя, затрачиваемую на принудительное выталкивание рабочего тела из цилиндров.

Наличие последней составляющей баланса крайне нежелательно, так как она получается в результате двойного преобразования эксергии сгоревшего топлива в работу выталкивания с низким общим КПД.

Составляющие эксергетического баланса, входящие в уравнение (5.11), определялись в соответствии с методикой, изложенной в разделе 3.4.

Эксперименты показали, что на холостом ходу доля термической составляющей ($\delta_{ТГ}$) находится на уровне 0,49, а доля механической составляющей свободного выпуска равна нулю. Оставшаяся большая часть приходится на принудительный выпуск – 0,51 (рис. 5.49). При этом потери полезной мощности, снимаемой с коленчатого вала, составляют 2,5 кВт.

Повышение нагрузки до полной сопровождается увеличением $\delta_{ТГ}$ до 0,64…0,66, соответствующим повышением доли механической составляющей свободного выпуска $\delta_{p}^{св}$ до 0,19 и снижением $\delta_{p}^{пр}$ до 0,17. Абсолютная величина потерь на принудительное выталкивание возрастает с 2,5 до 7,92 кВт.

В турбокомпрессоре мощность, развиваемая турбиной, полностью передается к колесу компрессора. В компрессоре

происходит процесс сжатия воздуха, сопровождающийся потерями. В общем виде эти потери многими исследователями делятся на механические, вызываемые трением в подшипниках компрессора, и внутренние. В свою очередь, последние включают в себя потери на трение воздуха о стенки, образование вихрей и т.п., а также дополнительные на сжатие воздуха вследствие политропичности процесса. Результатом является выделение теплоты и нагрев сжимаемого воздуха. Следовательно, изменение эксергии воздуха, сжимаемого в компрессоре, включает две составляющие: механическую ($E_p^к$) и термическую ($E_{Тв}^к$). Если первая величина позволяет улучшить рабочий процесс за счет повышения коэффициента наполнения цилиндра и снижения насосных потерь, то термическая величина действует отрицательно на экономичность двигателя, уменьшая его индикаторный КПД. Относительно высокое значение $E_{Тв}^к$ на частичных нагрузках и малая величина $E_p^к$ снижают эффективность газотурбинного наддува.

Снизить величину $E_{Тв}^к$ можно путем охлаждения наддувочного воздуха после компрессора или путем рационального использования климатических условий эксплуатации (климатический наддув), возможно, с одновременной коррекцией давления наддува по температуре окружающей среды.

Экспериментами установлено, что доля механической составляющей эксергии наддувочного воздуха возрастает от нуля на холостом ходу до 0,18 на номинальном режиме (рис. 5.49). Условно можно считать, что это та часть эксергии выпускных газов, которая восстанавливается и вновь возвращается двигателю.

С ростом нагрузки доля эксергии, приходящаяся на принудительное выталкивание $\delta_p^{пр}$, уменьшается, а доля механической эксергии $\delta_p^к$, которая восстанавливается компрессором, возрастает. Пересечение линий, ограничивающих долю эксергии принудительного выталкивания $\delta_p^{пр}$ и долю восстановленной эксергии компрессором $\delta_p^к$, характеризует нулевые насосные потери.

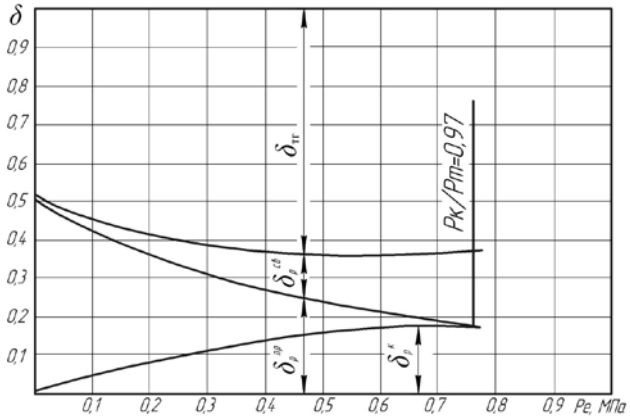


Рис. 5.49. Изменение количественного соотношения составляющих эксергии выпускных газов на входе в турбину ТКР-11Н-1 двигателя СМД-62 ($t_{ос}$ = 22 °С, n = 2100 мин$^{-1}$)

При этом соотношение $P_к / P_T$ достигает значения 0,97. Из анализа многочисленных работ известно, что насосные потери становятся равными нулю при достижении соотношением $P_к / P_T$ величины 0,97…1,0, что хорошо согласуется с полученными результатами. Дальнейшее увеличение отношения $P_к / P_T$ меняет знак насосных потерь, т. е. создается перепад давлений на поршень, обеспечивающий положительную работу за такты газообмена.

Понижение температуры ОС от плюс 22 °С до минус 33 °С сопровождается увеличением абсолютного значения эксергии выпускных газов ($\Delta E_{вг}$), срабатываемой в турбине, на 10…12%. Причем возрастает только термическая часть эксергии, а механическая осталась практически неизменной (см. рис.5.49, рис. 5.50).

Таким образом, качественный и количественный анализ энерго-использования в турбокомпрессоре на примере двигателя СМД-62 показал, что на частичных нагрузках имеют место значительные затраты эффективной работы двигателя на принудительное выталкивание. Малая доля механической составляющей указывает на слабое использование импульсности газового потока и несогласованность расходных ха-

рактеристик двигателя и турбокомпрессора. Кроме того, невысокое значение эксергии, восстановленной компрессором, указывает на переразмеренность турбокомпрессора и низкий его КПД.

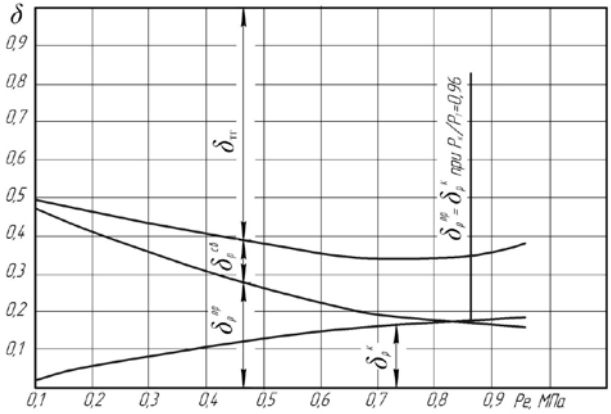


Рис. 5.50. Изменение количественного соотношения составляющих эксергии выпускных газов на входе в турбину ТКР-11Н-1 двигателя СМД-62 от нагрузки (t_{oc} = –33 °С, n=2100 мин$^{-1}$)

Заметное улучшение использования эксергии ВГ было достигнуто на двигателе постоянной мощности Д-440 за счет применения турбокомпрессора ТКР-8,5. Испытания показали, что на холостом ходу по сравнению с двигателем СМД-62 доля термической составляющей снизилась с 0,49 до 0,42. В то же время возросла доля механической составляющей свободного выпуска ($\delta_p^{св}$) от 0 до 0,18 и сократилась доля принудительного выпуска с 0,51 до 0,4.

Повышение нагрузки двигателя Д-440 на регуляторной ветви от холостого хода до номинала практически не отражается на величине термической составляющей эксергии ВГ, срабатываемой в турбине. В то же время доля механической составляющей свободного выпуска возрастает в 2 раза и во столько же раз снижается доля принудительного выпуска (рис. 5.51).

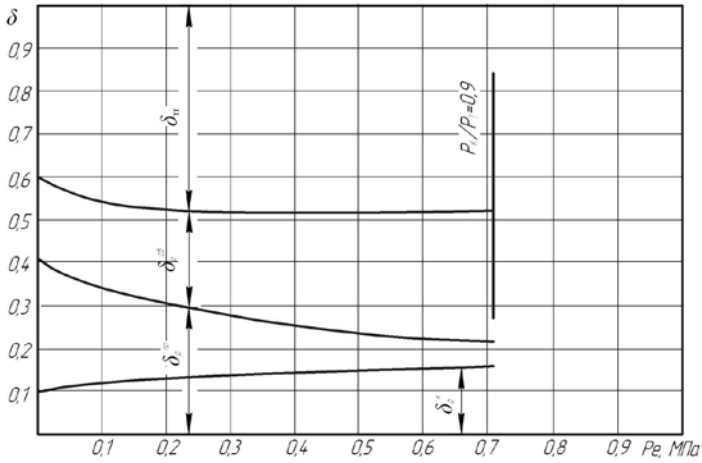


Рис. 5.51. Зависимость количественного соотношения составляющих эксергии выпускных газов на входе в турбину ТКР-8,5 двигателя Д-440 на регуляторном участке характеристики (t_{oc} = –4 °С)

Из рис. 5.51 и 5.52 видно, что турбокомпрессор настроен на частоту вращения коленчатого вала, которая соответствует максимальному крутящему моменту. При частоте вращения 1600 мин$^{-1}$ соотношение $P_к$ / P_T становится равным 0,98, а насосные потери – нулю, так как $\delta_p^к = \delta_p^{пр}$. Дальнейшее повышение нагрузки до максимальной сопровождается соответствующим ростом соотношения $P_к$ / P_T до 1,02 и положительной работой в период газообмена.

Характеристики, представленные на рис. 5.49–5.52, были получены на различных двигателях и в различных климатических условиях. Анализируя представленные результаты экспериментов, можно сделать вывод, что эффективность газотурбинного наддува в первом случае ниже, чем во втором. Причинами могут быть различия в амплитудах импульсов газовых потоков, несогласованности расходных характеристик и неадекватности характеристик турбокомпрессора вследствие конструктивных особенностей и низкой технологичности их изготовления.

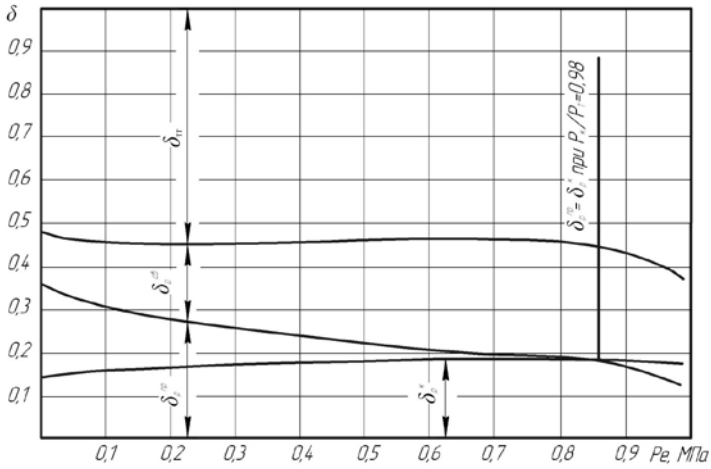


Рис. 5.52. Зависимость количественного соотношения составляющих эксергии выпускных газов на входе в турбину ТКР-8,5 двигателя Д-440 на внешней скоростной характеристике (t_{oc} = 25 °С)

Выполненные исследования показали, что на частичных нагрузках имеют место значительные затраты полезной работы двигателя на принудительное выталкивание части выпускных газов из цилиндров. Применение частичного или полного отключения турбокомпрессора (перепуск газов) позволяет существенно снизить затраты полезной работы. Например, применение частичного перепуска ВГ на двигателе Д-440 позволяет сократить потери эксергии на принудительное выталкивание (E_p^{np}) в диапазоне нагрузок от нуля до номинальной в 1,6–1,66 раза (рис. 5.53). Использование опытной системы воздухоснабжения на двигателе СМД-62 снижает затраты полезной работы двигателя при газообмене в том же диапазоне нагрузок в 3,2–3,9 раза (рис. 5.54).

Известно, что совместная работа двигателя и турбокомпрессора вызывает существенное изменение условий, при которых протекает рабочий процесс двигателя. Сокращается период задержки воспламенения в результате повышения давления и температуры конца сжатия, что вызывает

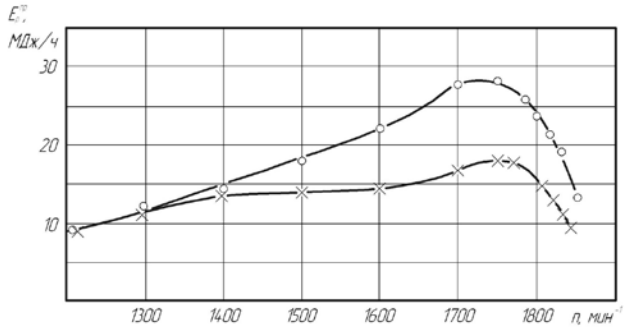


Рис. 5.53. Изменение механической составляющей эксергии выпускных газов перед турбиной в период принудительного выпуска (внешняя скоростная характеристика двигателя Д-440, ТКР-8,5 № 3060):

-о - - - о- серийный двигатель; –х - - - х- опытный двигатель

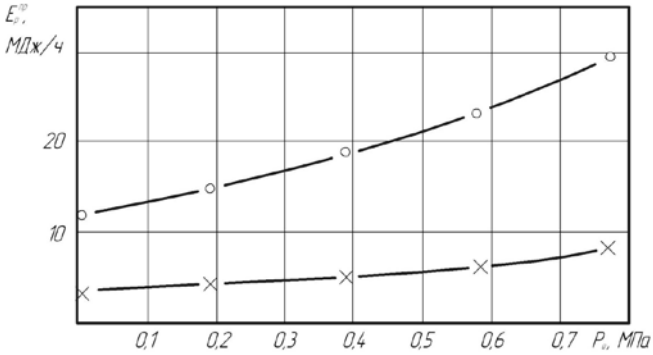


Рис. 5.54. Зависимость эксергии принудительного выпуска по нагрузочной характеристике двигателя СМД-62 при $n = 2100$ мин $^{-1}$; $t_{ос} = -33$ °С:

-о - - - о- ТКР включен; -х - - - х- ТКР выключен

дополнительные потери тепла в систему охлаждения, а также с выхлопными газами из-за большей величины коэффициента избытка воздуха и т.п. Совершенство рабочего процесса характеризуется эффективностью использования теплоты в двигателе, что оценивается индикаторным КПД.

5.3.2. Влияние ГТН и температуры ОС на индикаторные и эффективные показатели двигателя

В результате индицирования двигателя СМД-62 было установлено, что включение в систему воздухоснабжения дизеля газотурбинного наддува и изменение температуры ОС оказывают существенное влияние на параметры рабочего процесса [103, 130]. Так, например, если работа двигателя СМД-62 с отключенным ТКР при увеличении нагрузки от холостого хода до P_e = 0,7 МПа сопровождается повышением максимального давления газов в цилиндре (P_z) от 4,4 до 7,2 МПа при температуре ОС плюс 24 °С, то с его включением P_z возрастает от 4,7 до 8,8 МПа, или на 22 %. При снижении температуры воздуха до минус 33 °С давление P_z при прочих равных условиях увеличивается без турбокомпрессора на 0,5…1,9, а с ним – на 0,8…1,5 МПа, что объясняется повышением плотности воздуха на впуске.

Кроме того, установлено, что отключение ТКР приводит к увеличению периода задержки воспламенения на 1,8… 2,4 град. п.к.в., что вызвано уменьшением термической составляющей эксергии наддувочного воздуха. Известно, что увеличение периода задержки воспламенения способствует повышению скорости нарастания давления в цилиндре, что, в свою очередь, сокращает продолжительность периода горения и, соответственно, уменьшает потери теплоты в систему охлаждения и с выхлопными газами. А это означает, что с отключением ТКР на частичных нагрузках и понижением температуры ОС следует ожидать повышения индикаторного КПД (η_i). С другой стороны, увеличение скорости нарастания давления характеризует жесткость работы двигателя, повышение которой нежелательно. Исследования показали, что работа двигателя с включенным ТКР под нагрузкой 75 % N_{en} в диапазоне температур ОС от плюс 24 °С до минус 33 °С сопровождается увеличением жесткости с 0,5 до 1,01 МПа/град. п.к.в. С отключением ТКР жесткость возрастает с 0,78 до 2,3 МПа/град. п.к.в., или приблизительно в 3 раза.

Следует отметить, что снижение динамических нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма может быть достигнуто за счет изменения угла опережения впрыска топлива без заметного ухудшения экономичности.

Экспериментами было установлено, что отключение ТКР приводит к существенному увеличению η_i (рис. 5.55). Так, например, при температуре ОС плюс 24 °С и P_e = 0,2 МПа

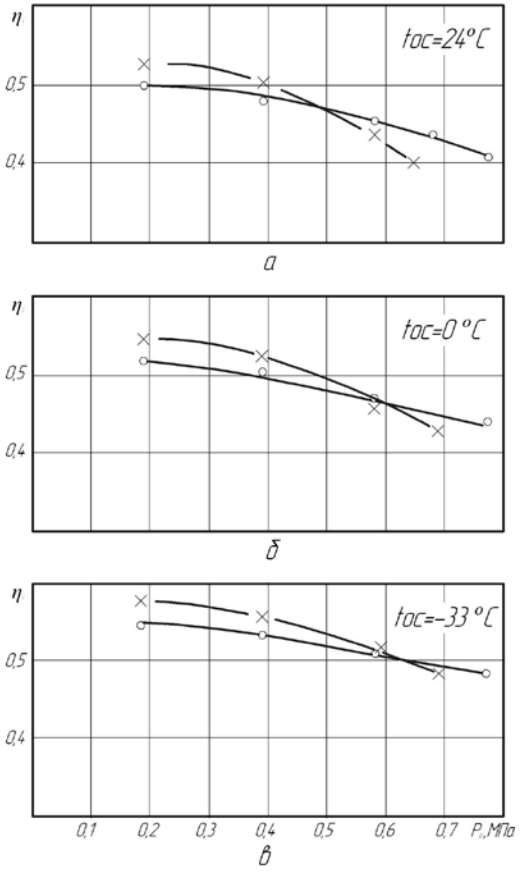


Рис. 5.55. Изменение η_i от нагрузки и температуры ОС по нагрузочной характеристике двигателя СМД-62 при n = 2100 мин$^{-1}$:

-о - - - о- ТКР включен; -х - - - х- ТКР выключен

в результате отключения турбокомпрессора η_i увеличился от 0,502 до 0,525, или на 4,6%. С повышением нагрузки интенсивность снижения η_i с отключенным ТКР возрастает, и при определенном значении P_e имеет место равенство индикаторных КПД двигателя с отключенным и включенным ТКР.

При понижении температуры ОС от плюс 24 °С до минус 33 °С η_i возрастает, причем интенсивность его увеличения с отключенным ТКР несколько больше, чем с включенным, и повышается с переходом на малые нагрузки. Например, при P_e = 0,2 МПа отключение ТКР привело к повышению η_i от 0,538 до 0,575, или на 6,8%, а при P_e = 0,5 МПа – от 0,517 до 0,531, или на 2,7%.

Более интенсивный рост η_i двигателя с выключенным ТКР объясняется в основном увеличением скорости нарастания давления вследствие существенного снижения степени подогрева воздушного заряда при сжатии в компрессоре и уменьшением теплоотдачи из-за снижения температуры во всех фазах цикла и потерь теплоты с ОГ.

Особо следует отметить, что с понижением температуры ОС равенство индикаторных КПД двигателя с включенным и выключенным ТКР наступает при больших нагрузках с одновременным повышением их абсолютной величины. Например, при температуре ОС плюс 24 °С равенство η_i наступает при численном значении 0,465, а с понижением температуры до минус 33 °С оно возрастает до 0,494. Это можно объяснить разной степенью чувствительности к изменению индикаторных показателей от температуры ОС у двигателя с включенным и выключенным ТКР. Непосредственное влияние температуры ОС на индикаторный КПД хорошо иллюстрируется рис. 5.56.

Экспериментами установлено, что понижение температуры ОС при условии $\alpha = const$ сопровождается увеличением η_i. Причем более интенсивный рост η_i наблюдается при больших значениях α. Это объясняется тем, что с понижением коэффициента избытка воздуха происходит все более и более заметное снижение индикаторного КПД, которое, в свою оче-

редь, частично компенсируется его увеличением за счет снижения температуры воздуха.

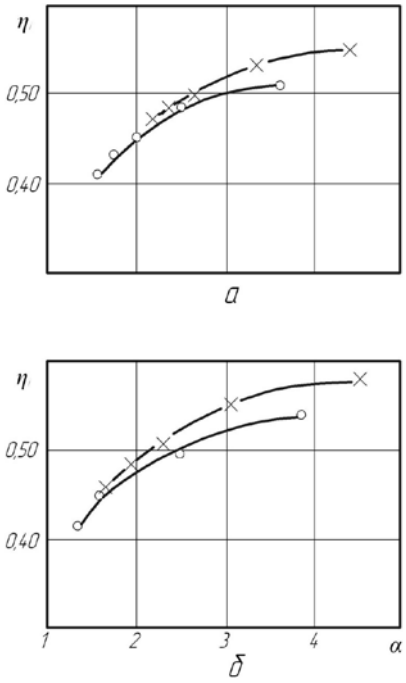


Рис. 5.56. Зависимость η_i от α и температуры ОС двигателя СМД-62 (нагрузочная характеристика n = 2100 мин$^{-1}$):

а – ТКР включен; б – ТКР выключен;
-о - - - о- температура ОС $t_{ос}$ = 24 °С;
-х - - - х- температура ОС $t_{ос}$ = –33 °С

При больших значениях его влияние на индикаторный КПД ослабевает, и увеличение η_i в основном определяется температурой воздуха на впуске. Следовательно, можно выделить два основных фактора, влияющих на индикаторный КПД: коэффициент избытка воздуха и непосредственно температура воздуха на впуске. Одновременное увеличение α и понижение температуры воздуха приводит к значительному увеличению индикаторного КПД.

При наддуве рост степени повышения давления $\pi_к$, сопровождающийся увеличением давления P_c и P_z, вызывает почти линейное возрастание трения в сопряжениях поршневых колец с цилиндрами [293]. Понижение температуры ОС способствует дополнительному росту механических потерь, что также является следствием повышения давления P_z.

При достаточной эффективности системы турбонаддува возможен случай, когда затраты эксергии на насосные ходы сменяются на «положительную» работу, что снижает механические потери и является основным фактом повышения эффективного КПД.

В процессе испытаний двигателя СМД-62 с отключенным ТКР в диапазоне температур ОС от плюс 24 °С до минус 33 °С и нагрузке P_e = 0,2 МПа было зафиксировано понижение механического КПД от 0,474 до 0,434, или на 8,4 %. Включение турбокомпрессора повлекло за собой дополнительное снижение $\eta_м$ на 2,3 %.

Следует отметить, что по мере повышения нагрузки до полной и приближения разности ($P_T - P_к$) к нулю не было отмечено явного повышения $\eta_м$ по сравнению с безнаддувным вариантом.

Очевидно, что последнее обстоятельство объясняется тем, что снижение насосных потерь при увеличении нагрузки компенсируется более интенсивным увеличением фрикционных потерь в сопряжении поршневых колец с цилиндрами из-за роста максимального давления сгорания, вследствие чего общие механические потери остаются на прежнем уровне.

Таким образом, применение газотурбинного наддува на тракторных двигателях средней мощности, как правило, приводит к уменьшению механического КПД в пределах возможного диапазона изменения нагрузок, а снижение температуры ОС еще более усугубляет это положение.

Поскольку эффективный КПД двигателя равен произведению индикаторного и механического КПД ($\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м$), то экономичность двигателя будет определяться совершенством рабочего процесса и величиной внутренних потерь. Опыты

показали, что с понижением температуры ОС η_e возрастает на всех нагрузочных режимах. Причем с ростом нагрузки наблюдается увеличение степени его повышения от температуры ОС, особенно на нагрузках, близких к полным. Так, например, если при нагрузке 25% от $P_{ен}$ с отключенным турбокомпрессором при снижении температуры от верхнего предела до нижнего эффективный КПД возрастает от 0,25 до 0,258, или на 3,2%, то при нагрузке 75% номинальной η_e увеличивается от 0,342 до 0,365, или на 6,7%.

Незначительное повышение η_e на малых нагрузках можно объяснить, во-первых, более интенсивным снижением механического КПД с понижением температуры ОС, а, во-вторых, малым его значением. В результате относительное уменьшение η_e несколько компенсируется относительным ростом индикаторного КПД. Повышение нагрузки до полной сопровождается значительным увеличением $\eta_м$. Поэтому рост эффективного КПД в основном будет определяться степенью увеличения η_i [147, 242].

Отключение ТКР на частичных нагрузках повышает эффективный КПД. Например, если при нагрузке 25% от $P_{ен}$ и температуре ОС минус 33 °С η_e с включенным турбокомпрессором равен 0,244, то с выключенным – 0,238. Увеличение составляет 5,73%.

Повышение эффективного КПД, следовательно, и экономичности, наблюдается на всем исследуемом температурном и нагрузочном интервале. Причем, как видно из рис. 5.57, экономичность двигателя с отключенным ТКР лучше до определенной нагрузки. Так, при нагрузках 25 и 50% от $P_{ен}$ и температуре ОС плюс 24 °С экономичность повышается соответственно на 17 и 10,88 г/кВт·ч. При нагрузке P_e = 0,53 МПа (точка А) имеет место равенство удельных расходов топлива двигателя с включенным и выключенным ТКР. Удельный расход топлива на этом режиме равен 254,3 г/кВт·ч, а коэффициент избытка воздуха – 1,8. Дальнейшее увеличение нагрузки ведет к резкому ухудшению экономичности двигателя с отключенным ТКР и некоторому снижению удельного расхода топлива с включенным.

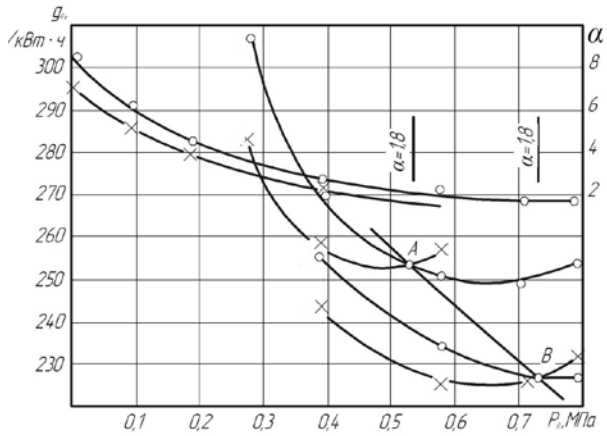


Рис. 5.57. Совмещенные нагрузочные характеристики двигателя СМД-62 при n =2100 мин$^{-1}$:
-о - - - о- ТКР включен; -х - - - х- ТКР выключен

С понижением температуры ОС предельная загрузка, соответствующая точке пересечения кривых удельного расхода топлива, возрастает с одновременным улучшением экономичности. Например, отключение турбокомпрессора при температуре ОС минус 33 °С и нагрузках 25, 50, 75, 87,5% от $P_{ен}$ улучшает топливную экономичность по нагрузочной характеристике соответственно на 20,4; 12,92; 9,52; и 2,72 г/кВт·ч [151, 241].

Аналогичные результаты получены при испытаниях двигателя Д-440 на регуляторной ветви внешней скоростной характеристики (рис. 5.58). Точки А и В соответствуют равенству удельных расходов топлива с включенным и выключенным турбокомпрессором.

Таким образом, представленные результаты испытаний двигателей СМД-62 и Д-440 наводят на мысль, что существуют нагрузочные режимы, где с точки зрения лучшей экономичности возникает необходимость работать с отключенным турбокомпрессором. Причем с понижением температуры ОС верхняя граница этих нагрузочных режимов приближается к номинальной нагрузке. Автоматическое переключение двигателя с безнаддувного режима в наддувный

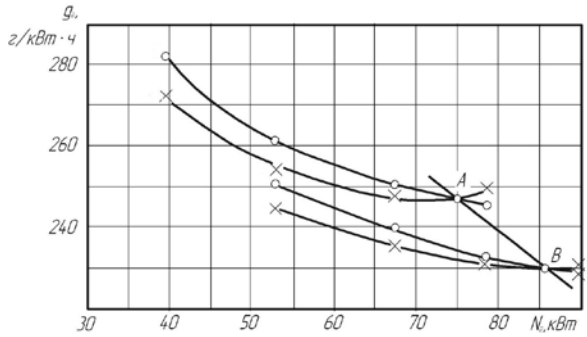


Рис. 5.58. Совмещенные регуляторные характеристики двигателя Д-440:

-о - - - о- ТКР включен;

-х - - - х- ТКР частично выключен

и наоборот позволит значительно снизить расход топлива и количество вредных выбросов в ОС, а также увеличить ресурс работы турбокомпрессора, особенно в зимний период эксплуатации.

5.3.3. Повышение эффективности ГТН на регуляторной ветви нагрузочной и скоростной характеристик

В результате обработки серии нагрузочных характеристик, полученных в интервале температур ОС от плюс 24 °С до минус 33 °С, определена эффективность газотурбинного наддува. Кроме того, было установлено, что каждому значению температуры ОС соответствует определенная величина мощности, при которой наступает равенство удельных расходов топлива двигателя с включенным и выключенным ТКР, условно названная предельной (N_{enp}). С понижением температуры ОС точка пересечения кривых удельного расхода топлива с включенным и отключенным наддувом сдвигается в зону больших нагрузок и более низких удельных расходов. Так, например, если при температуре ОС плюс 24 °С эта точка соответствует мощности 98,8 кВт при удельном расходе топлива 252,7 г/кВт·ч, то при температуре минус 33 °С мощ-

ность возросла до 115,2 кВт, а удельный расход топлива снизился до 225,4 г/кВт·ч [155, 156, 157, 168, 171].

Линия, соединяющая точки равных удельных расходов топлива при различных температурах ОС, делит график на две зоны. Верхняя заштрихованная часть – зона работы двигателя с газотурбинным наддувом, а нижняя незаштрихованная – зона работы двигателя, где с точки зрения лучшей экономичности турбокомпрессор необходимо отключать (рис. 5.59).

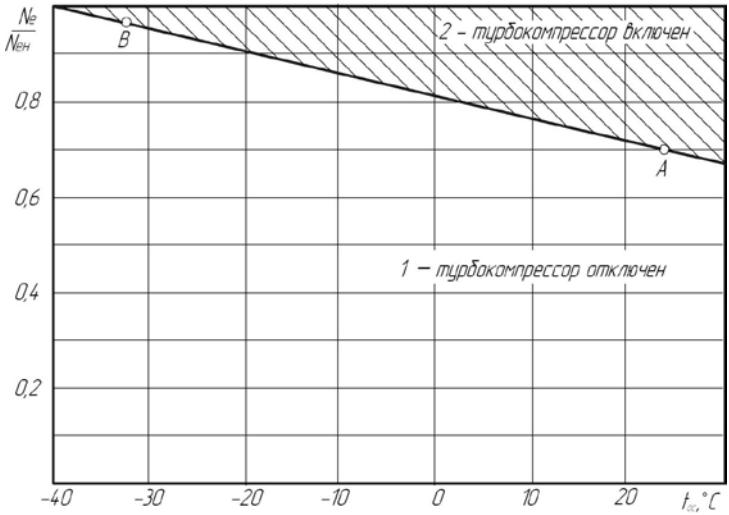


Рис. 5.59. Эффективность газотурбинного наддува двигателя СМД-62 на регуляторном участке нагрузочной характеристики

Из графика видно, что эффективность газотурбинного наддува, характеризуемая линией N_{enp}, резко падает с понижением температуры окружающего воздуха. Если при температуре воздуха плюс 24 °С включение ТКР повышает экономичность двигателя при нагрузках выше 98,8 кВт, то при минус 33 °С – только от 115,2 кВт и выше.

На основании результатов проведенных исследований были разработаны способы работы дизельного двигателя с газотурбинным наддувом, позволяющие совместить преимущества наддувного и безнаддувного двигателей с учетом

его степени загрузки и температуры ОС, защищенные патентами [244, 248].

Для реализации предложенных способов работы двигателя с участием автора был также разработан и испытан ряд устройств контроля загрузки, признанных изобретениями [245, 247].

Аналогичные результаты получены на двигателе постоянной мощности Д-440 при его работе на регуляторной характеристике. Специально для этого двигателя разрабатывалось устройство для регулирования давления наддува, с помощью которого производился частичный перепуск выхлопных газов мимо турбины (частичное отключение ТКР) [169].

В ходе стендовых испытаний удалось установить зависимость удельного эффективного расхода топлива (g_e) от степени повышения давления воздуха в компрессоре ($\pi_к$).

Понижение $\pi_к$ сопровождается значительным улучшением экономичности. Например, при температуре воздуха плюс 4 °С и нагрузке N_e = 40,4 кВт удельный эффективный расход топлива снизился на 18,6 г/кВт·ч, при N_e = 53,7 кВт – на 8,4 г/кВт·ч, при N_e = 66,9 кВт – на 5,05 г/кВт·ч (рис. 5.60).

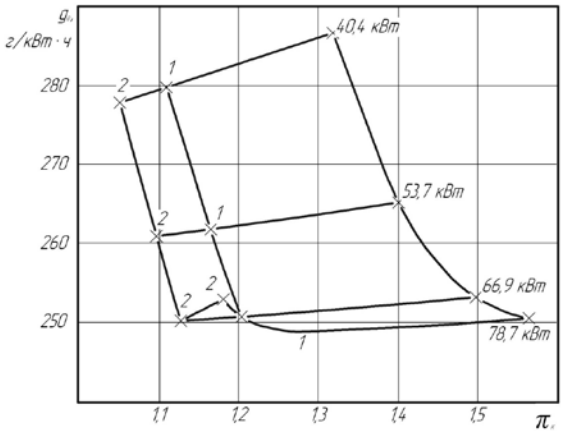


Рис. 5.60. Влияние $\pi_к$ на g_e при работе двигателя Д-440 на регуляторной характеристике при $t_{ос}$ = 4°:

1–1–1–1 – открыт один клапан; 2–2–2–2 – открыты два клапана

В указанном диапазоне нагрузок наблюдается линейная зависимость $g_e = f(\pi_к)$. На номинальной нагрузке при α < 1,9 прямолинейная зависимость $g_e = f(\pi_к)$ переходит в криволинейную с явно выраженным экстремальным значением g_e. Минимальный удельный расход топлива достигается при $\pi_к$ = 1,2. Дальнейшее снижение $\pi_к$ ведет к резкому возрастанию g_e, что связано с ухудшением процесса сгорания из-за низкого значения α. С понижением температуры ОС минимум удельного расхода топлива сдвигается в сторону меньшего значения $\pi_к$ (рис. 5.61).

В результате обработки серии внешних скоростных характеристик (регуляторная ветвь) удалось построить график зависимости $\pi_к^{опт} = f(t_{ос})$ (рис. 5.62). Как видно из графика, с понижением температуры ОС от плюс 20 °С до минус 30 °С оптимальная требуемая величина степени повышения давления ($\pi_к^{опт}$) уменьшается от 1,32 до 1,12. Это стало возможным вследствие повышения плотности воздуха на впуске и снижения его температуры, что в итоге не отразилось на величине α. Кроме того, коррекция $\pi_к$ по температуре ОС позволяет дополнительно повысить экономичность на номинальном режиме в пределах 2…2,7 г/кВт·ч.

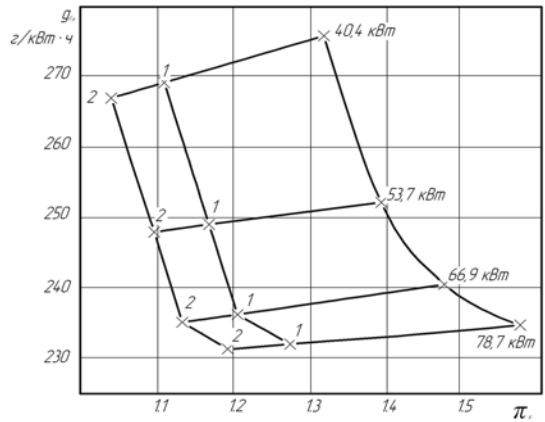


Рис. 5.61. Влияние $\pi_к$ на g_e при работе двигателя Д-440 на регуляторной ветви внешней скоростной характеристики при $t_{ос}$ = –29°С (обозначения те же)

Таким образом, выполненные исследования позволили выявить причины снижения эффективности работы газотурбинного наддува тракторных двигателей при работе на регуляторной ветви внешней скоростной характеристики. Основные из них – потери полезной работы двигателя в период принудительного выталкивания, рост термической составляющей эксергии воздуха после компрессора и низкие преобразующие свойства современных агрегатов утилизации эксергии ВГ (турбокомпрессоров).

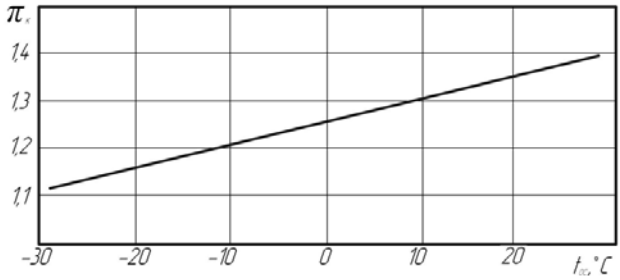


Рис. 5.62. Зависимость оптимальной степени повышения давления наддува $\pi_к$ от температуры ОС при номинальной нагрузке

В ходе экспериментальных исследований разработаны и испытаны системы полного и частичного отключения ТКР в зависимости от загрузки двигателя и температуры ОС. Натурные испытания этих систем и устройств проводились в учхозе «Тулинское» и учебном парке НГАУ в течение 1979–1995 гг. и показали довольно высокую эффективность.

5.3.4. Устройство для регулирования давления наддува двигателя

На сегодняшний день подавляющее большинство дизельных двигателей оснащаются газотурбинным наддувом. Тем не менее применение газотурбинного наддува наряду с преимуществами имеет ряд существенных недостатков, главный из которых – снижение экономичности двигателя на частичных режимах. Кроме того, при снижении температуры ОС проис-

ходит увеличение плотности воздушного заряда, поступающего в цилиндры двигателя, что ведет к увеличению массового наполнения цилиндров воздухом. В связи с этим зона экономичной работы двигателя с выключенным турбокомпрессором смещается в сторону больших нагрузок.

Для повышения коэффициента приспособляемости двигателя подбор модели турбокомпрессора производят так, чтобы его максимальный КПД соответствовал режиму максимального крутящего момента двигателя. При этом на нагрузках, близких к номинальной, имеет место повышение расхода газов через турбину и, как следствие, чрезмерное увеличение давления наддува, что в свою очередь, увеличивает нагрузку на детали двигателя и ещё сильнее ухудшает его экономичность.

Для исключения описанных выше явлений необходимо регулировать давление наддувочного воздуха путем изменения мощности турбины. Известны системы, позволяющие регулировать мощность турбины путем перепуска части ОГ мимо турбины в атмосферу, изменением геометрических параметров направляющего аппарата турбины или за счет механического воздействия на ротор турбокомпрессора. При этом наибольшее распространение получили системы с перепуском ОГ ввиду их высокой эффективности и простоты конструкции.

Однако в настоящее время устройства имеют ряд существенных недостатков:

– усложнение конструкции турбокомпрессоров и, как следствие, снижение их надежности;

– отсутствие возможности перепуска отработанных газов на холостом ходу и частичных режимах, когда работа двигателя без наддува более экономична;

– встроенная в турбокомпрессор система перепуска отработанных газов не позволяет использовать его на двигателях с нерегулируемым наддувом;

– отсутствие возможности коррекции предельного значения нагрузки, при которой начинается (заканчивается) перепуск ОГ в зависимости от температуры ОС без изменения конструкции серийно выпускаемых турбокомпрессоров.

Глубокий анализ существующих конструкций и выявленные при этом недостатки позволили разработать устройство для регулирования давления наддува двигателя в зависимости от температуры ОС и нагрузочных режимов [172].

Устройство представляет собой отдельную от турбокомпрессора газоперепускную вставку, устанавливаемую в разъеме выхлопного коллектора и турбины или выполненную совместно с выпускным коллектором двигателя, блок управления, датчики степени загрузки двигателя и температуры ОС. Во вставке или выпускном коллекторе выполнен основной канал, соединяющий выпускной коллектор с входом в турбину, и перепускной канал, соединённый с атмосферой через выхлопную трубу при помощи перепускной трубы с гибкой вставкой. Основной и перепускной каналы сообщаются между собой отверстием, которое перекрывается перепускным клапаном. Клапан подвижно установлен в направляющей втулке. На резьбовую часть втулки навернут корпус пневмокамеры. Пневмокамера включает в себя разъемный корпус, эластичную мембрану и пружину. Конец стержня клапана упирается в мембрану. Кроме того, на корпус пневмокамеры с другой стороны установлен силовой элемент (гидравлический, пневматический, электрический) – корректор, который предназначен для коррекции нагрузки, при которой происходит отключение или включение перепуска в зависимости от температуры ОС по заданному алгоритму.

Рассмотрим одну из возможных конструкций силового элемента (корректора), например, гидравлического, который состоит из цилиндра, поршня с уплотнительной манжетой и упорного кольца ограничения хода поршня. Между поршнем и мембраной установлена пружина.

Положение поршня в цилиндре, а соответственно и усилие пружины на мембрану, определяется блоком управления в соответствии с заданным алгоритмом работы предлагаемого устройства. В качестве рабочего тела может использоваться, например, моторное масло из системы смазки двигателя.

Представленное на рис. 5.63 устройство для регулирования давления наддува двигателя внутреннего сгорания содержит корпус перепускного клапана *1*, в котором выполнены основной *2* и перепускной *3* каналы, соединенные между собой отверстием *4*. Со стороны перепускного канала в корпусе *1* просверлено два отверстия. В одно отверстие вставлена и приварена перепускная труба *5*, а в другом отверстии закреплена направляющая втулка 6 перепускного клапана *7*. На внутренней поверхности втулки *6* нарезана винтовая канавка *25*, а внешняя поверхность имеет оребрение. Перепускной клапан *7*, свободно перемещаясь в направляющей втулке *6*, способен открывать или закрывать перепускное отверстие *4*.

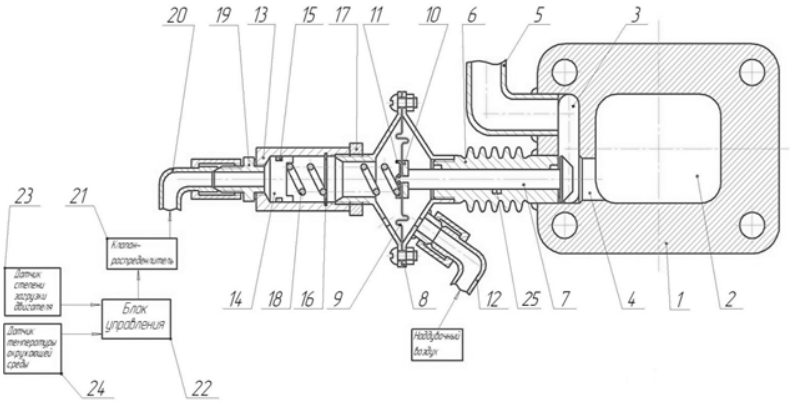


Рис. 5.63. Устройство для регулирования давления наддува двигателя:
1 – корпус перепускного клапана; 2 – канал основной; 3 – канал перепускной; 4 – отверстие; 5 – труба для отвода ОГ; 6 – втулка направляющая; 7 – клапан перепускной; 8 – корпус пневмокорректора; 9 – мембрана; 10 – шайба плоская; 11 – шайба тарельчатой формы; 12 – трубка подвода наддувочного воздуха; 13 – цилиндр; 14 – поршень; 15 – кольцо уплотнительное; 16 – кольцо упорное; 17 – контргайка; 18 – пружина; 19 – штуцер; 20 – трубка подвода рабочего тела; 21 – клапан-распределитель; 22 – БУ; 23 – датчик загрузки двигателя; 24 – датчик температуры ОС

На направляющую втулку *6* навернут разъемный корпус пневмокамеры *8*, состоящий из двух частей, между которыми закреплена эластичная мембрана *9*. Эластичная мембрана *9*

крепится к стержню клапана *7*, например, при помощи шайб *10* и *11* со стопорным кольцом. В полость пневмокамеры *8* со стороны стержня клапана по трубке *12* поступает наддувочный воздух, а вторая половина пневмокамеры сообщается с атмосферой. К пневмокамере с противоположной стороны крепится силовой элемент. Такое расположение силового элемента позволяет сделать конструкцию максимально компактной. Силовой элемент состоит из цилиндра *13*, поршня *14*, уплотнительного кольца *15*, упорного кольца ограничения хода поршня *16* и контргайки *17*. Между поршнем *14* и мембраной *9* установлена пружина *18*. Для фиксации торца пружины на поверхности мембраны шайба *11* имеет тарельчатую форму. С торца цилиндра с помощью штуцера *19* и трубки *20* подводится рабочее тело. Подача рабочего тела в силовой элемент регулируется клапаном-распределителем *21*. Работой силового элемента управляет блок управления *22* с помощью датчика степени загрузки двигателя *23* и датчика температуры ОС *24*. Клапан-распределитель *21* может быть любой конструкции, например, золотникового типа. С помощью клапана по сигналу с БУ *22* в зависимости от нагрузки и температуры ОС происходит соединение полости *14* цилиндра с нагнетательной или со сливной полостью системы смазки двигателя.

Предлагаемое устройство работает следующим образом. При пуске двигателя и последующей работе на холостом ходу и частичных нагрузочных режимах полость перед поршнем *14* силового элемента с помощью клапана-распределителя *21* сообщается со сливным каналом, при этом перепускной клапан *7* открывается, а пружина *18* находится в свободном состоянии. При этом отработанные газы из основного канала *2*, который выполнен в корпусе перепускного клапана *1*, через отверстие *4*, перепускной канал *3* и трубку *5* направляются в атмосферу, минуя турбину. Открытым клапан *7* остается вплоть до нагрузок, при которых удельные расходы топлива с перепуском ОГ и без перепуска будут равны. Степень загрузки двигателя оценивается датчиком *23*. Предельное значение нагрузки, при которой удельные значения расходов топлива с перепуском

и без перепуска равны, определяется в результате стендовых испытаний двигателя. Кроме того, известно, и это закладывается в алгоритм работы данного устройства, что с понижением температуры окружающего воздуха равенство удельных расходов будет наступать при более высоких значениях нагрузок.

С повышением нагрузки выше предельного значения для данной температуры ОС блок управления *22* с помощью клапана-распределителя *21* обеспечивает подачу рабочего тела под давлением в рабочую полость перед поршнем *14*. Поршень *14*, имеющий уплотнение в виде манжеты *15*, перемещается до упора в упорное кольцо ограничения хода поршня *16*, сжимает пружину *18*, которая, в свою очередь, преодолевает давление наддувочного воздуха, действующего на мембрану, и давление ОГ на тарелку клапана, перемещает мембрану *9* и связанный с ней клапан *7*. Тарелка клапана *7* закрывает перепускное отверстие *4*, отработанные газы полностью направляются в турбину, ее мощность будет расти, что вызовет соответствующий рост давления наддувочного воздуха, которое через трубку *12* передается в корпус пневмокамеры *8*. Как только суммарное давление ОГ, действующее на тарелку клапана *7* и наддувочного воздуха на мембрану *9*, преодолевает усилие пружины *18*, перепускной клапан *7* открывается. ОГ через отверстие *4,* перепускной канал *3* и перепускную трубу *5* выбрасываются в выхлопную систему, минуя проточную часть турбины. Таким образом, обеспечивается поддержание давления наддувочного воздуха на заданном уровне.

Поверхность стержня клапана *7* охлаждается воздухом, который подается в одну из полостей пневмокамеры, а затем через винтовую канавку *25* выбрасывается в перепускной канал *3* и далее в выхлопную трубу. Кроме того, внешняя поверхность втулки *6* охлаждается за счет увеличения поверхности теплообмена с помощью оребрения ее поверхности.

Величина оптимального давления наддувочного воздуха определяется по регулировочной характеристике зависимости удельного расхода топлива от давления наддувочного воздуха и температуры ОС в стендовых условиях.

Результаты испытаний в виде соответствующего алгоритма заносятся в блок управления *22*.

Конструкция устройства позволяет изменять давление наддува, при котором происходит открытие перепускного клапана *7* путём изменения предварительного натяжения пружины *18* при неработающем двигателе. Для этого ослабляется затяжка контргайки *17,* отсоединяется трубка подвода рабочего тела *20* от штуцера *19*. Необходимое натяжение пружины *18* обеспечивается в результате вращения корпуса *13* силового элемента в ту или иную сторону относительно корпуса пневмокамеры *8*.

5.3.5. Повышение регулирующих свойств двигателя по моменту на корректорном участке скоростной характеристики

Энергетическим и регулирующим модулем режимов работы сельскохозяйственных тракторов служит МТУ. Свойства и конструкции МТУ определяют эффективность использования и приспособленность тракторов к переменным нагрузкам, которые обусловлены, с одной стороны, климатическими условиями эксплуатации, а с другой – зависят от вида выполняемой операции, состава агрегата и агротехнических требований. Совокупное влияние этих факторов предопределяет случайный характер процессов, протекающих в МТУ трактора. Поэтому требования к регулирующим свойствам МТУ достаточно высокие и удовлетворяются в большинстве случаев благодаря характеристикам трансмиссии.

Эксплуатационные качества энергетического модуля можно расширить, увеличив регулирующие свойства двигателя. Это достигается форсированием двигателя по крутящему моменту, уровень которого оценивается коэффициентом приспособляемости по моменту (K_{Me}) [154, 180]. С целью расширения регулирующих свойств двигателя, наряду с силовым регулированием, применяется скоростное регулирование, что выражается коэффициентом приспособляемости по частоте вращения коленчатого вала (K_{ne}).

Совместное силовое и скоростное регулирование придает двигателю те или иные эксплуатационные свойства, косвенно оцениваемые общим коэффициентом приспособляемости ($K_{П}$):

$$K_{П} = K_{Ме} \cdot K_{пе}. \qquad (5.12)$$

В свою очередь,

$$K_{Ме} = \frac{M_e}{M_{ен}} \text{ и } K_{пе} = \frac{n_e}{n_{ен}}, \qquad (5.13)$$

где M_e и n_e – текущие значения крутящего момента двигателя и частоты вращения коленчатого вала соответственно, Н·м и мин$^{-1}$;

$M_{ен}$ и $n_{ен}$ – значения крутящего момента двигателя и частоты вращения коленчатого вала на номинальном режиме.

Между мощностью, развиваемой двигателем, и крутящим моментом существует зависимость:

$$M_e = P \cdot \frac{N_e}{n_e}, \qquad (5.14)$$

где P – постоянный коэффициент;

N_e – мощность двигателя, кВт.

При $N_e =$ const выражение (5.14) примет вид:

$$M_e \cdot n_e = \text{const}. \qquad (5.15)$$

Соответственно

$$K_{П} = K_{Ме} \cdot K_{пе} = 1. \qquad (5.16)$$

Используя равенства (5.15) и (5.16), можно построить график взаимозависимости $K_{Ме}$ и $K_{пе}$. Соединив точки на осях абсцисс и ординат, произведение которых равно единице, а мощность, развиваемая при этом двигателем, равна $N_e =$ const, прямыми линиями, получим серию касательных к гиперболе вида $K_{Ме} = f(\frac{1}{K_{пе}})$ (рис. 5. 64).

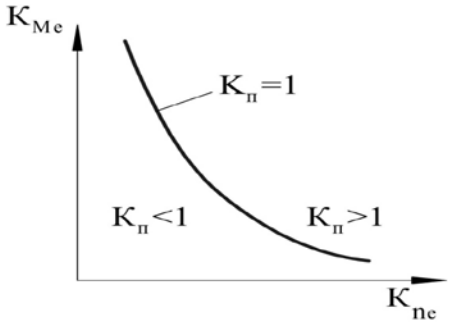


Рис. 5.64. Зависимость общего коэффициента приспособляемости K_n от K_{Me} и K_{ne}

Гипербола делит график на две части: правую, где $K_n > 1$, и левую, где $K_n < 1$.

У большинства серийно выпускаемых автотракторных двигателей $K_n < 1$. Это означает повышенную чувствительность двигателя к изменению момента сопротивления движению машины или привода ВОМ, т.е. любое изменение крутящего момента сопровождается значительным изменением скоростного режима двигателя. Учитывая, что силы сопротивления имеют неустановившийся характер и во время работы колеблются в широких пределах, при $K_n < 1$ вполне вероятны случаи, когда момент, развиваемый двигателем, становится меньше момента сопротивления движению. В этом случае нарушается устойчивость работы двигателя и для ее восстановления требуется увеличение момента, передаваемого от двигателя, например, путем переключения передачи. При этом возможно снижение скорости движения, следовательно, и производительности агрегата.

В случае, когда $K_n > 1$, незначительное изменение частоты вращения коленчатого вала предопределяет существенное изменение крутящего момента на валу двигателя. Следствием этого могут быть большие динамические нагрузки, появляющиеся в узлах и агрегатах трактора, что в конечном счете может способствовать снижению экономичности и надежности работы машинно-тракторного агрегата в целом.

В ряде исследований приводятся данные о влиянии угла наклона регуляторной характеристики (жесткости) на экономичность. Экономичность тем лучше, чем положе характеристика [55].

Наиболее благоприятным считается режим, когда $K_n = 1$ и N_e = const. Двигатели, имеющие такой режим, получили название двигатели постоянной мощности (ДПМ). Основные преимущества двигателя, работающего в режиме ДПМ, – высокие экономические и тягово-динамические показатели.

Исследованиями установлено, что характер внешней нагрузки в большинстве случаев соответствует закону нормального распределения [60]. На пахоте коэффициент вариации, как правило, не превышает 20 % и только в экстремальных случаях может достигать 30 % и более [55].

Повышение внешней нагрузки вызывает снижение частоты вращения коленчатого вала двигателя, работающего в режиме ДПМ. Так как общий коэффициент приспособляемости равен единице ($K_n = 1$), то коэффициент силового регулирования (K_{Me}) возрастает обратно пропорционально величине снижения частоты вращения. Сила тяги трактора при этом возрастает в соответствии с уравнением

$$P_{кр} = \frac{N_{кр}}{V_д} \text{ или } P_{кр} = \frac{N_e \cdot \eta_T}{V_д}, \qquad (5.17)$$

где $N_{кр}$ и N_e – соответственно крюковая мощность трактора и текущее значение мощности двигателя на корректорном участке, кВт;

η_T – тяговый КПД трактора;

$V_д$ – действительная скорость движения трактора, м/с.

В свою очередь,

$$\eta_T = \eta_{тр} \cdot \eta_б \cdot \eta_f, \qquad (5.18)$$

где $\eta_{тр}$ – механический КПД трансмиссии;

$\eta_б$ – коэффициент потерь на буксование;

η_f – коэффициент потерь на сопротивление качению.

После подстановки в уравнение (5.17) значения действительной скорости движения получим:

$$V_д = \eta_б \cdot 2\pi r_к n_e \,/\, i_{тр}, \qquad (5.19)$$

где $r_к$ – радиус ведущего колеса, м;

n_e – текущая частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$;

$i_{тр}$ – передаточное отношение трансмиссии.

Так как для ДПМ $N_e = N_{ен} = \text{const}$ скоростной коэффициент $K_{ne} = \dfrac{n_e}{n_{ен}}$, то после обозначения постоянной величины $L = \dfrac{i_{nh}}{2\pi r_к}$ уравнение (5.17) запишется в следующем виде:

$$P_{кр} = \frac{M_{ен}}{K_{ne}} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_f \cdot L, \qquad (5.20)$$

Известно, что потери на качение движителя и трение в узлах трансмиссии мало зависят от тягового усилия на крюке. Следовательно, при $N_e = \text{const}$ $P_{кр}$ находится в гиперболической зависимости от скоростного коэффициента приспособляемости. С понижением частоты вращения коленчатого вала сила тяги существенно возрастает (при условии, что величины $\eta_б$ и η_f находятся в допустимых пределах).

С другой стороны, снижение частоты вращения коленчатого вала сопровождается уменьшением скорости движения агрегата, что ведет к снижению сопротивления движению со стороны почвы. В определенное время крутящий момент двигателя становится равным моменту сопротивления, и режим становится установившимся. Наступившее равновесие может в любое время нарушиться в ту или иную сторону. Начавшийся переходный процесс вновь заканчивается временным равновесием сил. Таким образом, обеспечивается непрерывное силовое регулирование на корректорном участке характеристики.

Экспериментальные исследования были проведены на двигателе Д-440 с режимом ДПМ. Испытания показали, что на корректорном участке внешней скоростной характеристики по мере уменьшения частоты вращения коленчатого вала до 1400 мин$^{-1}$ удельный расход топлива снижается с 224,4 до 212,5 г/кВт·ч,

а затем вновь возрастает до 220 г/кВт·ч при частоте вращения 1300 мин$^{-1}$ (рис. 5.65). Такой характер зависимости $g_e = f(n)$ обусловлен особенностью одновременного изменения индикаторного и механического КПД от частоты вращения коленчатого вала (рис. 5.66).

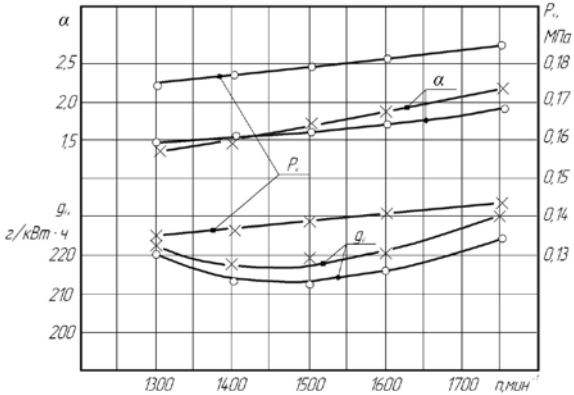


Рис. 5.65. Изменение эффективных показателей двигателя Д-440 на корректорной ветви характеристики:

-х - - - х- первый уровень мощности ($N_e = 73$ кВт);

-о - - - о- второй уровень мощности ($N_e = 93,5$ кВт)

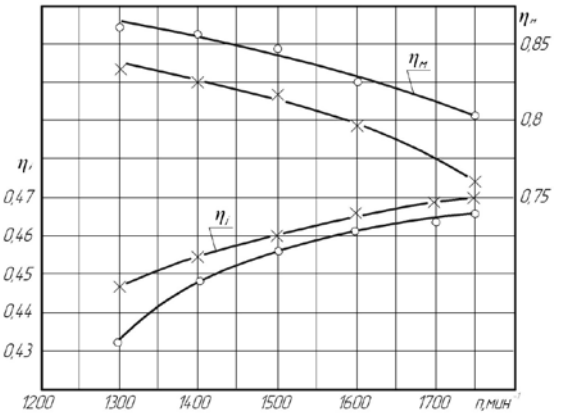


Рис. 5.66. Изменение индикаторных показателей двигателя Д-440 на корректорной ветви характеристики (обозначения те же)

Уменьшение частоты вращения коленчатого вала сопровождается снижением всех составляющих суммарных механических потерь, абсолютная величина которых до частоты вращения 1400 мин $^{-1}$ превышает снижение η_i, благодаря чему экономичность повышается. Дальнейшее снижение частоты вращения до 1300 мин$^{-1}$ вследствие малых значений α ведет к значительному падению η_i, что не может компенсироваться увеличением механического КПД, в результате имеет место некоторое снижение экономичности двигателя.

Работа на корректоре благоприятно отражается на эффективности роботы системы турбонаддува, что хорошо иллюстрируется графиком (см. рис. 5.65).

Испытания двигателя Д-440 показали, что с понижением частоты вращения коленчатого вала (корректорная ветвь внешней скоростной характеристики) происходит снижение полезной работы двигателя, затрачиваемой на принудительное выталкивание продуктов сгорания из цилиндров, и повышение механической составляюшей эксергии воздуха, поступающего в цилиндры. В результате этого, начиная с частоты 1600 мин$^{-1}$, доли механических составляющих эксергии выпускных газов δ_p^{np} и наддувочного воздуха $\delta_p^{к}$ становятся равными (рис. 5.67). Это означает, что насосные потери при газообмене приблизились к нулевым. Дальнейшая загрузка двигателя по моменту будет сопровождаться положительной работой в процессе газообмена, оказывая стабилизирующее воздействие на удельный расход топлива.

Особое внимание следует обратить на совместную работу тракторного двигателя и нерегулируемого на корректорной ветви характеристики турбокомпрессора. Известно, что наличие ТКР ухудшает динамические качества двигателя при его работе на регуляторе. Причина – несоответствие цикловой подачи топлива расходу воздуха и инерционность ротора турбокомпрессора. При работе на регуляторной ветви повышение степени загрузки двигателя (цикловой подачи топлива) сопровождается соответствующим увеличением эксергии ВГ, проходящих через проточную часть турбины. В результате повы-

шается скорость и амплитуда импульсов газового потока, возрастает частота вращения ротора ТКР и давление наддувочного воздуха. От момента начала подачи топлива до выхода ТКР на новый режим проходит некоторый промежуток времени, в течение которого двигатель работает при пониженных значениях α. Недостаточная величина α вызывает повышение неполноты сгорания топлива, рост теплонапряженности и, как следствие, потерь теплоты в систему охлаждения и с ОГ. Повышение степени загрузки двигателя с нерегулируемым ТКР на корректорной ветви при N_e = const сопровождается снижением располагаемой эксергии ВГ перед турбиной.

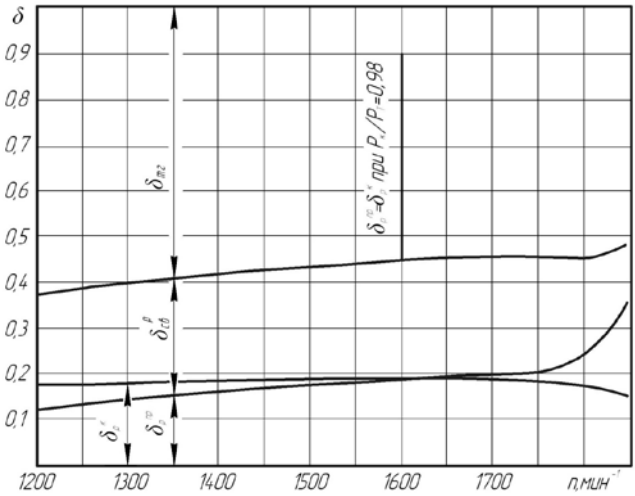


Рис. 5.67. Количественное и качественное изменение эксергии выпускных газов, срабатываемой в турбине двигателя Д-440, на внешней скоростной характеристике

Вследствие этого снижается частота вращения ротора ТКР и давление наддува. Например, у двигателя Д-440 при повышении степени загрузки от номинальной до максимальной происходит снижение $P_к$ от 0,185 до 0,176 МПа (см. рис. 5.65). Темп снижения давления наддувочного воздуха в некоторой степени сдерживается увеличением температуры выпускных газов. Таким образом, инерционность ротора ТКР и повышен-

ный эксергетический потенциал выпускных газов перед турбиной на исходном режиме способствуют сокращению переходного периода при повышении степени загрузки двигателя. Разгон ротора ТКР начинается с момента начала разгрузки двигателя, что не отражается на его динамических качествах.

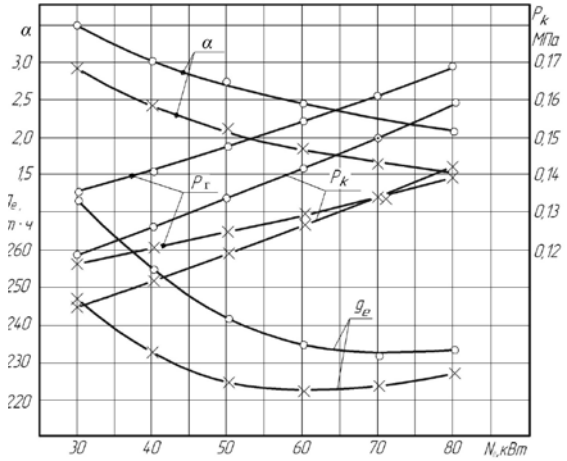


Рис. 5.68. Нагрузочная характеристика двигателя Д-440:
-о – – о- n = 1750 мин$^{-1}$; -х – – х- n = 1300 мин$^{-1}$

Выход на режим ДПМ (корректорный участок внешней скоростной характеристики) осуществляется автоматически, но при условии достижения двигателем номинальной мощности (загрузка двигателя по мощности 100%-я). В эксплуатационных условиях такая загрузка может достигаться только при выполнении энергоемких сельскохозяйственных операций, на долю которых приходится 30…35% от годового объема работ (см. раздел 1.3.2). Наряду с этим, существуют еще два массива, характеризуемых различной степенью загрузки: работа с загрузкой двигателя на 70…85% и малоэнергоемкие работы с загрузкой 50…65% (холостые переезды и т.п.). Реализовать преимущества ДПМ при работе на этих нагрузках при существующих конструкциях ТНВД плунжерного и распределительного типов представляется возможным только при ограничении развиваемой двигателем номинальной мощности

на заранее заданном уровне. Каждому уровню мощности соответствует внешняя характеристика, состоящая также из двух участков: регуляторной и корректорной ветвей. Эта характеристика в то же время является частичной по отношению к верхнему уровню мощности.

Экспериментальные исследования выполнялись на дизельном двигателе Д-440 с двумя уровнями мощности (93,5 и 73 кВт) и режимами ДПМ на каждом уровне, что перекрывает диапазон возможных нагрузок первых двух массивов от 79 до 100 %.

Переход со второго уровня мощности на первый вызывает повышение индикаторного КПД на 0,005…0,008 на протяжении всего диапазона скоростного регулирования. Причина – повышение α и снижение потерь теплоты с охлаждающей жидкостью и ВГ. В свою очередь, понижение уровня развиваемой двигателем мощности сопровождается снижением механического КПД на 0,05…0,08, что в конечном счете является определяющим моментом в увеличении эффективного расхода топлива на корректоре (см. рис. 5.66). При этом повышение g_e составило на номинальной частоте вращения 5,5 г/кВт·ч. По мере снижения частоты вращения до значения, соответствующего максимальному крутящему моменту, превышение g_e сократилось до 2,3 г/кВт·ч.

Таким образом, режим ДПМ первого уровня мощности имеет явно худшую экономичность по сравнению со вторым в силу снижения степени загрузки двигателя.

Преимущества режима ДПМ на любом нагрузочном режиме по сравнению с номинальным режимом двигателя подтверждаются результатами экспериментальных исследований (см. рис. 5.68) [158, 169]. Из графика видно, что работа на корректорной ветви характеристики при любом уровне мощности экономически выгодна по сравнению с номинальным режимом. Кроме того, работа на корректоре по мере снижения уровня мощности характеризуется повышением экономичности. Например, если при мощности 80 кВт снижение частоты вращения коленчатого вала от номинальной (1750 мин$^{-1}$) до

режима максимального крутящего момента (1300 мин$^{-1}$) вызывает снижение удельного эффективного расхода топлива на 5,8 г/кВт·ч, то при мощности 30 кВт и прочих равных условиях g_e уменьшился на 26 г/кВт·ч.

Приведенная выше аргументация и результаты экспериментальных исследований наводят на мысль об экономической целесообразности создания двигателя, который бы имел режим ДПМ, охватывавший весь диапазон возможных внешних нагрузок. Такой двигатель можно назвать многоуровневым двигателем постоянной мощности [162]. Переход с одного уровня мощности на другой должен осуществляться автоматически механическим регулятором, например, с помощью подвижного упора рейки топливного насоса (рейка топливного насоса в этом случае имеет бесконечное множество положений), обеспечивая непрерывное регулирование по моменту, или электронным регулятором. Очевидно, что верхний уровень мощности должен определяться тяговым классом трактора и заданными значениями коэффициентов приспособляемости по моменту и скорости, а нижний – минимальной степенью загрузки, которая имеет место при выполнении малоэнергоемких работ.

Для многоуровневого двигателя постоянной мощности (МДПМ) коэффициент силового регулирования можно определить по формуле

$$K_{Me} = \frac{M_{ен}^{B}}{M_{ен}^{H}} \cdot \frac{n_{ен}}{n_{ен}}, \qquad (5.21)$$

где $M_{ен}^{B}$ и $M_{ен}^{H}$ – соответственно номинальный крутящий момент, развиваемый двигателем на верхнем и нижнем уровнях мощности.

Из уравнения (5.21) следует, что регулирующие свойства МДПМ по моменту возрастают по мере снижения уровня развиваемой двигателем мощности при сохранении скоростного диапазона регулирования в заданных пределах.

Очевидно, что создание многоуровневых двигателей требует больших затрат времени и средств на опытно-кон-

структорскую работу. Учитывая это, с участием автора была разработана и изготовлена система дискретно-непрерывного силового регулирования. Данная система обеспечивает автоматический выбор одного из двух уровней развиваемой двигателем номинальной мощности и осуществляет непрерывное силовое регулирование в его пределах.

5.3.6. Устройство для повышения надежности работы ТКР

При пуске ДВС происходит задержка подачи масла в подшипники ТКР. В зимний период эксплуатации вследствие повышения вязкости масла время задержки возрастает. Например, проведенные испытания двигателя СМД-62 показали, что при температуре масла минус 18^0С задержка может достигать 15–18 с. Это может вызывать повышенный износ подшипников скольжения турбокомпрессора и последующий выход его из строя.

При остановке двигателя подача масла в подшипники прекращается, а ротор турбокомпрессора продолжает вращаться. Вращение ротора ТКР вызывает рост температуры подшипника, разрушение имеющейся на его поверхности масляной пленки, и, как следствие, повышенный износ подшипника и последующий выход из строя ТКР.

Для исключения подобных явлений в ряде случаев используют встроенный таймер, не позволяющий заглушить «горячий» двигатель, который работал под нагрузкой, и при большой частоте вращения коленчатого вала, пока он не отработает некоторое время на холостом ходу. Кроме того, применяют устройства, которые обеспечивают дополнительную подачу масла в подшипники ТКР до пуска или во время пуска двигателя.

Известен ряд устройств для бесперебойной смазки подшипников ротора ТКР, например: Page bookmark: GB1357236 (A) – INTERNAL COMBUSTION ENGINE LUBRICATION; Applicant (s): FORD MOTOR CO +; Classification (international): F01M5/00; (IPC1–7): F16N13/02; Classification (European): F01M5/00;

F15B1/26B; Application number: GB19720052489 19721114; Priority number (s): GB19720052489 19721114.

Устройство содержит цилиндр, поршень, находящийся внутри цилиндра, пружину, воздействующую на поршень, стопор, управляющий соленоид, возвратную пружину, воздействующую на стопор, обратный клапан, входной маслопровод, соединенный с главной масляной магистралью, выходной маслопровод, соединённый с точкой смазки турбокомпрессора.

В момент пуска двигателя на соленоид подается напряжение. Стопор преодолевает сопротивление возвратной пружины соленоида и освобождает поршень, который под усилием воздействующей на него пружины начинает движение вдоль оси цилиндра. Масло, находящееся в рабочей полости цилиндра, выталкивается в выходное отверстие, и поступает к подшипникам ТКР. После пуска давление в главной масляной магистрали двигателя увеличивается, обратный клапан открывается, и масло вновь начинает заполнять рабочую полость цилиндра, перемещая поршень в обратном направлении до тех пор, пока стопор не заблокирует его в исходном положении.

Серьезным недостатком известных устройств является отсутствие возможности подачи масла после остановки двигателя, когда ротор ТКР еще вращается.

С учетом вышеперечисленных недостатков с участием автора было разработано устройство для бесперебойной подачи масла в подшипники ТКР в период пуска двигателя и после его остановки (рис. 5.69). Представленная функциональная схема устройства для подачи масла в подшипники ТКР двигателя в период пуска и после остановки содержит цилиндры *1, 7* с расположенными внутри них поршнями *2* (фиксируемый), *9* (свободно установленный) с уплотнением и возвратными пружинами *3*, *8*. На цилиндре *1* установлен соленоид *4* со стопором *5,* опирающийся на пружину *6*. Цилиндры *1* и *7* закреплены на корпусе *10*, внутри которого имеется основной масляный канал *14* с обратным клапаном *12*. «Вход» канала *14* соединён с главной масляной магистралью ДВС, «выход» –

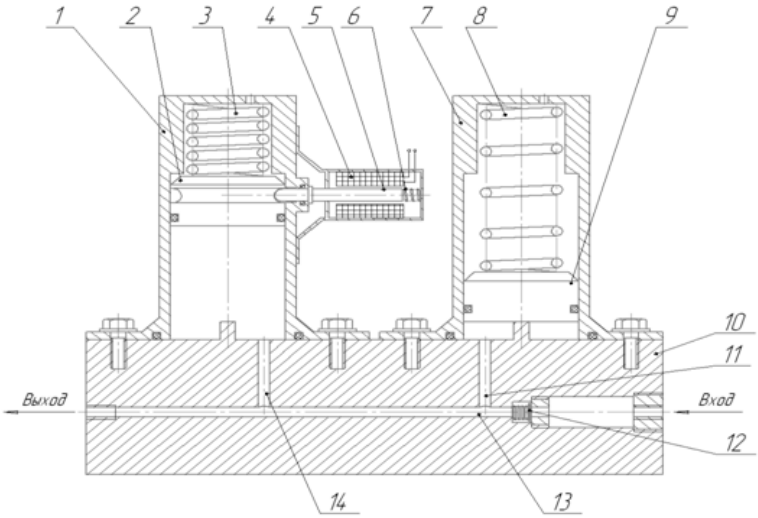


Рис. 5.69. Устройство для подачи масла в подшипники ТКР двигателя в период пуска и после его остановки:

1, 7 – цилиндры; 2 – поршень фиксируемый; 3, 8 – пружины возвратные; 4 – соленоид; 5 – стопор; 6 – пружина; 9 – поршень свободный; 10 – корпус; 11,14 – каналы для подвода масла дополнительные; 13 – канал масляный основной; 15–18 – кольца уплотнительные

с трубопроводом подачи масла к подшипникам турбокомпрессора. Кроме того, в корпусе *10* имеется два дополнительных канала *11* и *14*, соединяющих рабочие полости цилиндров *1* и *7* с основным масляным каналом *13*. Обратный клапан *12* устанавливается в основном масляном канале на участке между «входом» и дополнительным каналам *11*.

Предлагаемое устройство работает следующим образом. При пуске двигателя масло из главной масляной магистрали ДВС подается на «вход» устройства. Масло, преодолевая сопротивление пружины обратного клапана *12*, одновременно поступает в рабочие полости цилиндров *1* и *7* и в подшипники турбокомпрессора.

При полном заполнении рабочих полостей маслом поршень *2* удерживается в крайнем верхнем положении стопором *5*, а поршень *9* – упирается в буртик цилиндра *7*.

После остановки двигателя давление в главной масляной магистрали ДВС падает, обратный клапан *12* закрывается, масло под воздействием пружины *8* и свободно перемещающегося поршня *9* продолжает поступать к подшипникам ТКР. Время подачи масла определяется зазорами в подшипниках, а также диаметром и ходом поршня *9*. Обратный клапан *12* исключает подачу масла из устройства в главную масляную магистраль при неработающем двигателе.

При пуске двигателя на обмотку соленоида подается напряжение, стопор *5* освобождает поршень *2*, который под усилием пружины *3* перемещается, вытесняя масло из рабочей полости цилиндра *1* в канал *13*, а затем к подшипникам ТКР. Предлагаемое устройство располагается рядом с ТКР, поэтому при повороте ключа в положение «старт» обеспечивается почти мгновенная подача масла к подшипникам.

В период последующей работы двигателя рабочие полости цилиндров заполняются маслом, а поршни *2* и *9*, сжимая пружины *3* и *8*, занимают исходные положения.

5.3.7. Конструктивные особенности и некоторые результаты эксплуатационных испытаний системы дискретно-непрерывного силового регулирования

При разработке алгоритма работы двигателя с дискретно-непрерывным силовым регулированием использовались результаты экспериментальных исследований, изложенные в разделах 5.3.1–5.3.4.

На рис. 5.70 схематично представлена скоростная характеристика двигателя с ГТН, работающего по предлагаемому способу [242].

На регуляторной ветви характеристики от холостого хода до некоторого значения, условно названного предельным значением N_{enp} (участок ОВ), двигатель работает с частично или полностью выключенным турбокомпрессором и ограниченной с помощью пневмокорректора подачей топлива. Как было теоретически и экспериментально доказано в процессе ранее выполненных исследований, отключение ТКР на этих режимах

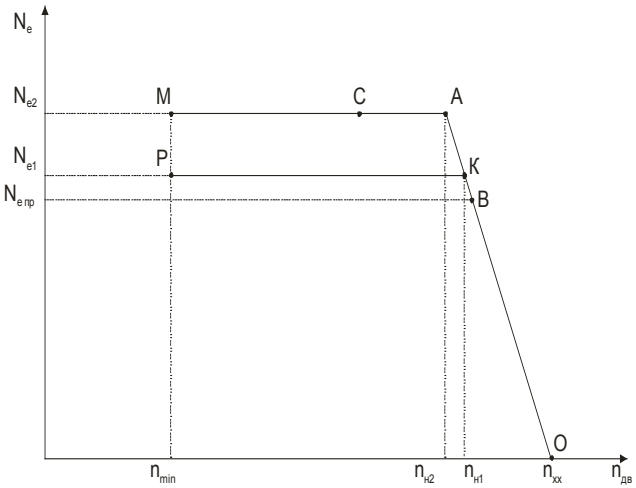


Рис. 5.70. Скоростная характеристика двигателя с ГТН

позволяет снизить удельный расход топлива двигателя Д-440 на 5,5…12,5 г/кВт·ч при стационарном характере нагрузки. Если учесть, что относительное падение мощности и экономичности у двигателей с ГТН при переменном характере нагрузки выше, чем у двигателей без наддува, то в условиях эксплуатации следует ожидать еще большего выигрыша в экономичности и улучшения динамики переходных процессов. Момент включения ТКР (положение точки В на регуляторной ветви) корректируется по температуре ОС. Исследованиями установлено, что зависимость $N_{enp} = f(t_{oc})$ имеет линейный характер.

При повышении нагрузки на регуляторной ветви (выше точки В) турбокомпрессор должен быть включен, так как из-за интенсивного снижения α экономичность резко ухудшается.

Величина первого уровня мощности должна выбираться такой, которая соответствовала бы загрузке двигателя при выполнении наиболее характерных работ с учетом неравенства:

$$M_{e\max 1} \geq M_{eн2}, \qquad (5.22)$$

где $M_{e\max 1}$ и $M_{eн2}$ – крутящий момент двигателя соответственно максимальный на первом уровне и номинальный на втором.

При дальнейшем увеличении нагрузки на двигатель его работа осуществляется на корректорном участке KP, ограниченном частотой вращения коленчатого вала от n_{n1} до $n_{\min}$, в результате чего обеспечивается непрерывное силовое регулирование (режим ДПМ, первый уровень). Этот режим достигается соответствующей настройкой топливной аппаратуры и конструкцией корректора подачи топлива.

В точке P нагрузка двигателя достигает максимального значения для данного уровня номинальной мощности (конкретное значение этой степени загрузки определяется эксплуатационными требованиями и конструктивными возможностями систем, агрегатов и двигателя в целом). С этого момента осуществляется дискретное увеличение подачи топлива путем переключения корректора на второй уровень мощности и начинается переходный режим с конца корректорной ветви первого уровня мощности (ρ – исходная точка переходного процесса) на корректорную ветвь второго уровня мощности (C – конечная точка переходного процесса). Положение конечной точки переходного процесса на корректорной ветви внешней скоростной характеристики определяется величиной и характером внешних возмущений, передаваемых на коленчатый вал двигателя, и от соотношения величин первого и второго уровней мощности. Дальнейшая работа двигателя осуществляется на корректорном участке AM второго уровня мощности. Давление наддува ограничивается с помощью предварительно отрегулированной пружины, нагружающей перепускной клапан для перепуска части ОГ мимо турбины в атмосферу. При сбросе нагрузки двигатель с корректорной ветви первого или второго уровней мощности выходит на регуляторный участок скоростной характеристики.

При разработке общей схемы устройства для регулирования подачи топлива и воздуха в двигатель с дискретно-непрерывным силовым регулированием за основу был принят способ работы двигателя [155, 244], разработанный с участием автора. На рис. 5.71 приведена функциональная схема системы автоматического регулирования, позволяющая оптимизи-

ровать подачу топлива и воздуха в зависимости от скоростного, нагрузочного режимов и температуры ОС в соответствии с заданным алгоритмом работы.

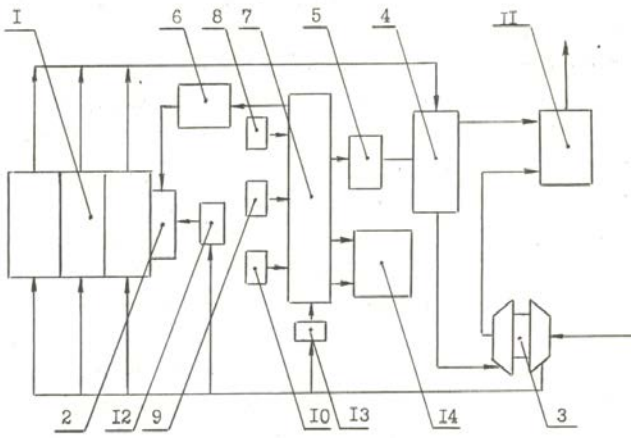


Рис. 5.71. Функциональная схема системы автоматического регулирования процессов воздухо- и топливоподачи с информационным блоком:

I – двигатель; 2 – топливный насос высокого давления; 3 – турбокомпрессор; 4 – газораспределительный орган турбокомпрессора; 5 – силовой элемент газораспределительного органа; 6 – силовой элемент переключения уровней мощности; 7 – электронный блок; 8, 9, 10, 13 – датчики системы управления; 11 – система выхлопа; 12 – пневмокорректор; 14 – информационный блок

Система включает в себя двигатель *I* с топливным насосом *2* высокого давления и турбокомпрессором *3*, газораспределительный орган *4* с силовым элементом *5* управления работой ТКР, силовой элемент *6* для дискретного переключения уровней мощности, электронный блок *7* управления процессами воздухо- и топливоподачи, датчики *8, 9, 10, 13* соответственно степени загрузки двигателя, частоты вращения коленчатого вала, температуры ОС и давления наддувочного воздуха, систему выпуска ОГ.

Система автоматического регулирования работает следующим образом. При работе двигателя на холостом ходу и ча-

стичных нагрузках по измеренным значениям нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, температуре ОС и давления наддувочного воздуха электронный блок *7* управления формирует сигнал, который подается на силовые элементы *5* и 6 и с их помощью открывает перепускные каналы для перепуска ОГ мимо турбины в атмосферу, а также переводит призму корректора топливного насоса *2* высокого давления в положение, соответствующее первому уровню мощности. Благодаря этому снижается удельный эффективный расход топлива на этих режимах.

По мере увеличения нагрузки до значений N_{enp}, где удельные расходы топлива двигателя с перепуском ОГ и без него равны, электронный блок *7* формирует управляющий сигнал работой силового элемента *5* газораспределительного органа *4*, с помощью которого включается ТКР и осуществляется регулируемый перепуск ВГ для поддержания оптимального давления наддува в зависимости от температуры ОС согласно установленной закономерности.

В действительности включение ТКР может происходить до номинального значения первого уровня мощности (как описано выше), в момент его достижения или в период работы двигателя на корректорной ветви, что зависит от конструктивных особенностей двигателя, совершенства системы воздухоподачи, выбранного значения первого уровня мощности и т. д.

В период выполнения сельскохозяйственных операций коэффициент вариации внешней нагрузки может достигать таких значений, когда тяговое сопротивление или момент, передаваемый через ВОМ, не перекрывается максимальным крутящим моментом первого уровня. В этом случае управляющий сигнал с электронного блока *7* поступает на силовой элемент *6* и с его помощью призма корректора топливного насоса *2* переводится в положение второго уровня мощности. Крутящий момент, развиваемый двигателем, возрастает, что способствует преодолению возросшего сопротивления.

В качестве силовых элементов могут использоваться пневмо- и гидроцилиндры. В последнем случае источником

рабочей жидкости может служить масло из системы смазки двигателя под давлением 0,2…0,6 МПа. Включение-выключение ТКР и переключение уровней мощности осуществляется электропневмо- или гидрораспределителями, которые управляются электронным блоком или бортовым компьютером.

Эксплуатационным испытаниям подвергались три трактора: два колесных Т-150К (серийный и опытный) с двигателями СМД-62 и один гусеничный ДТ-75 с двигателем Д-440. На тракторах Т-150К испытывалась система управления работой турбокомпрессора только на регуляторной ветви характеристики, а на тракторе ДТ-75 – система автоматического дискретно-непрерывного силового регулирования.

Эксплуатационные испытания тракторов Т-150К имели сравнительный характер, поэтому одновременно в равных условиях испытывались два трактора. Испытания были проведены в период с января по май 1979 г. в учебно-опытном хозяйстве «Тулинское» Новосибирского сельскохозяйственного института. Во время испытаний выполнялись работы с различной степенью загрузки двигателя: вспашка, снегозадержание и транспортные работы.

На вспашке загрузка двигателя приближается к полной. В ряде случаев отмечается работа на корректорной ветви. На снегозадержании загрузка колеблется в широких пределах и зависит от скорости движения агрегата, которая, в свою очередь, ограничивается неровностями почвы. Например, в настоящих исследованиях зафиксировано изменение загрузки двигателя от 47 до 90 % номинальной мощности. При выполнении транспортных работ и движении без груза загрузка двигателя находится в пределах 41…45 %, а при полном использовании грузоподъемности прицепа 1ПТС-9 возрастает до 52…56 %. Степень загрузки определялась в соответствии с ранее изложенной методикой по давлению наддувочного воздуха и частоте вращения коленчатого вала.

Испытания показали, что применение автоматической системы управления работой турбокомпрессора на регуляторной ветви характеристики создает возможность в период зимней

эксплуатации экономить сравнительно большое количество топлива, причем величина экономии возрастает с понижением степени загрузки двигателя и температуры ОС. Так, например, при выполнении транспортных работ, когда загрузка двигателя не превышает 56%, и температуре ОС минус 3 °С применение системы управления работой ТКР позволяет экономить 0,66 кг/ч, а при той же загрузке и температуре воздуха минус 30 °С экономия возрастает до 0,75…0,80 кг/ч. Повышение степени загрузки двигателя на снегозадержании до 88% снижает экономию до 0,3 кг/ч по сравнению с транспортными работами, где экономия в тех же условиях составляла 0,78 кг/ч.

Следовательно, абсолютная величина снижения эксплуатационного расхода топлива у опытного трактора по сравнению с серийным определяется двумя основными факторами: температурой ОС и степенью загрузки двигателя. Множество других случайных факторов определяют неконтролируемый разброс («шумовой фон») полученных данных.

Как показали испытания, при выполнении транспортных работ степень загрузки двигателя колеблется в ограниченном интервале. Зафиксировать изменение эксплуатационного расхода топлива при этом не представляется возможным. Поэтому можно предположить, что при выполнении транспортных работ фактор «загрузка двигателя» зафиксирован на одном из уровней, а функция (изменение эксплуатационного расхода топлива) будет определяться только фактором «температура ОС».

Обработка экспериментальных данных показала, что зависимость эксплуатационного расхода топлива у серийного и опытного трактора от температуры ОС прямая (рис. 5.72). С понижением температуры ОС экономия топлива возрастает. Так, например, при изменении температуры ОС от плюс 25 °С до минус 35 °С экономия эксплуатационного расхода топлива увеличилась от 0,53 до 0,80 кг/ч, или в 1,66 раза. Снижение расхода топлива у опытного трактора объясняется снижением потерь эксергии на принудительное выталкивание, улучшением ряда индикаторных показателей, повышением динамических качеств при работе на регуляторе.

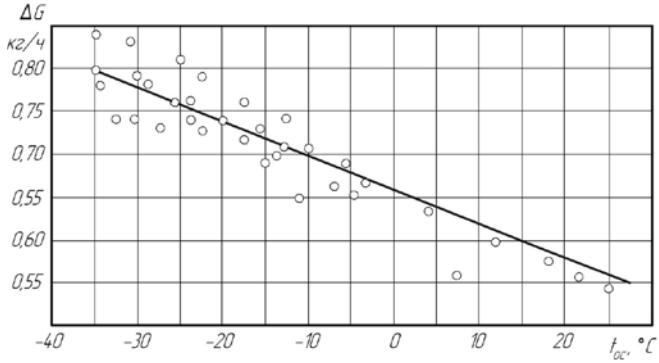


Рис. 5.72. Зависимость экономии топлива от температуры ОС при испытании опытного трактора Т-150К на транспортных операциях с прицепом 1ПТС-9

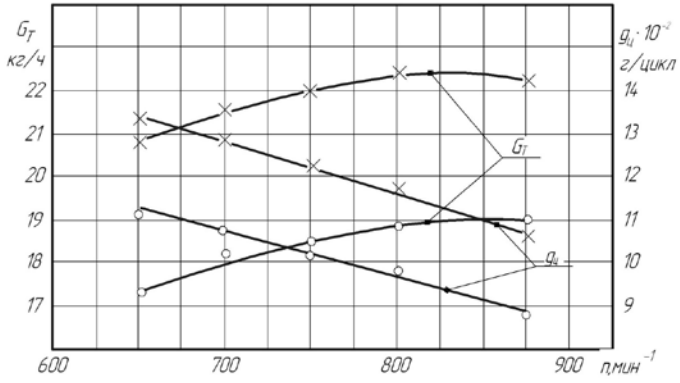


Рис. 5.73. Скоростная характеристика топливного насоса с опытным корректором:

-о - - - о- первый уровень мощности; -х - - - х- второй уровень мощности

Автоматическая система дискретно-непрерывного силового регулирования, установленная на тракторе ДТ-75, включает в себя автоматическую систему управления работой турбокомпрессора, которая была ранее апробирована на тракторе Т-150К. Разница между этими системами состоит лишь в том, что первая предусматривает частичное отключение ТКР, а последняя – полное.

Для упрощения конструкции ТКР и максимальной унификации с существующими конструкциями двигателей система для частичного отключения турбокомпрессора двигателя Д-440 трактора ДТ-75 была выполнена в виде газораспределительной вставки, размещенной между выхлопным коллектором двигателя и корпусом турбины.

Опытный корректор подачи топлива для двигателя с дискретно-непрерывным автоматическим силовым регулированием включает в себя ограничитель подачи топлива и механизм для переключения уровней мощности.

При разработке опытного корректора за основу был принят корректор топливного насоса серийного двигателя Д-440, обеспечивающий характеристику, приемлемую для ДПМ.

Ограничитель подачи топлива (призма корректора) выполнен с рабочей поверхностью, наклоненной к продольной оси топливного насоса в двух плоскостях: вертикальной (как у серийного корректора) и горизонтальной.

Подбором угла наклона рабочей поверхности призмы в вертикальной плоскости устанавливается необходимый закон изменения подачи топлива при работе на корректоре, а при перемещении призмы вместе с валом в осевом направлении обеспечивается дополнительное перемещение рейки при переходе на второй уровень мощности с сохранением закономерности топливоподачи.

Известно, что при работе двигателя на корректорной ветви характеристики в режиме ДПМ часовой расход топлива должен быть постоянен, а цикловая подача топлива должна находиться в гиперболической зависимости от частоты вращения кулачкового вала насоса. Реальная характеристика часовой подачи топлива отличается от желаемой (рис. 5.73). При уменьшении частоты вращения на 10…12 % вначале наблюдается незначительный рост часового расхода топлива, а затем его снижение в пределах 10 %.

Величина цикловой подачи топлива находится практически в линейной зависимости от частоты вращения вала насоса. Следует обратить внимание, что характер кривых $G_T = f(n)$ и

$g_ц = f(n)$ для первого и второго уровней мощности, как видно из рис. 5.73, идентичен.

Для реализации предлагаемого способа работы двигателя необходимы простые и надежно работающие датчики частоты вращения коленчатого вала, степени загрузки двигателя, температуры ОС и давления наддувочного воздуха. В настоящее время часть подобных датчиков выпускаются отечественной промышленностью.

Наибольшие трудности возникли при разработке систем автоматического регулирования и управления из-за отсутствия простых и надежных датчиков (устройств контроля) степени загрузки двигателя. Проанализировав большое количество устройств и датчиков контроля степени загрузки, автор отдал предпочтение устройству, основанному на эффекте касания винта корректора и призмы ТВНД при достижении определенной нагрузки. Датчик касания представляет собой два контакта, один на которых (винт корректора) соединен с массой трактора, а второй (пластина на рабочей поверхности приемы корректора или вся призма) – изолирован от массы. Кроме собственно датчика касания разработано специальное устройство контроля загрузки двигателя на регуляторной ветви (при загрузке более 70 %) и корректорной ветви скоростной характеристики. Устройство включает в себя электронную схему, позволяющую исключить ложные срабатывания исполнительных механизмов при кратковременном повышении нагрузки на переходных режимах.

Исполнительный механизм для регулируемого перепуска выпускных газов устанавливался на газораспределительной вставке (или выпускном коллекторе) (рис. 5.74). Второй исполнительный механизм, предназначенный для переключения уровней мощности, устанавливался на корпусе ТНВД (рис. 5.75). Электронный блок управления и информационный блок устанавливались на приборной панели в кабине трактора (рис. 5.76). Информационный блок позволяет контролировать момент включения ТКР, степень загрузки двигателя и положение рабочей точки на скоростной характеристике первого или второго уровней мощности.



Рис. 5.74. Исполнительный механизм регулируемого перепуска выпускных газов

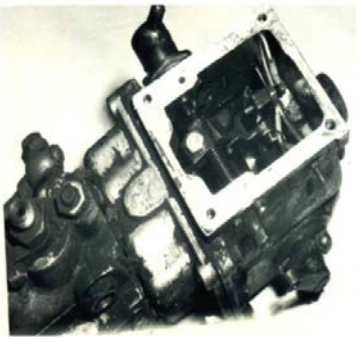


Рис. 5.75. Исполнительный механизм переключения уровней мощности, развиваемой двигателем



а *б*

Рис. 5.76. Электронный блок автоматической системы дискретно-непрерывного силового регулирования трактора ДТ-75:
а – блок информационной системы; б – блок управления

Трактор ДТ-75 с автоматической системой дискретно-непрерывного силового регулирования в период испытаний использовался на бульдозерных работах и вспашке.

Предварительные сравнительные испытания тракторов серийного и с автоматической системой регулирования и контроля режима работы двигателя показали, что экономичность опытного трактора в среднем выше на 10…15%, а производительность – на 6…8% при одновременном снижении утомляемости водителя. Кроме того, была зафиксирована четкая и надежная работа как электронной, так и механической части разработанной системы дискретно-непрерывного силового регулирования.

6. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОСНОВНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

6.1. Общая методика оценки ожидаемой экономической эффективности от использования в сельскохозяйственном производстве тракторов с элементами самоадаптации к внешним возмущениям

В основу расчета экономического эффекта положена временная методика определения оптовых цен на новую машиностроительную продукцию производственно-технического назначения. Согласно этой методике, полезный эффект определяется по формуле

$$Э_П = Ц_Б(K_{ПН} \cdot K_И - 1) + \Delta U + \Delta K + Э_к + Э_е + Э_э, \qquad (6.1)$$

где $Ц_Б$ – цена базового изделия;

$K_{ПН}$ – коэффициент учета роста производительности нового изделия по сравнению с базовым вариантом;

$K_И$ – коэффициент, учитывающий изменение срока службы нового изделия;

ΔU – изменение текущих издержек эксплуатации у потребителя при использовании им нового изделия взамен базового (без учета затрат на реновацию) за срок службы нового изделия с учетом морального износа;

ΔK – изменение отчислений от сопутствующих капитальных вложений потребителя за срок службы с учетом морального износа при использовании им нового изделия взамен базового;

$Э_к, Э_е, Э_э$ – эффект от изменения качества продукции, изготавливаемой с помощью новой техники; социальный и экономический эффект, обусловленный применением нового изделия у потребителя. Рассчитывается за срок службы с учетом морального износа нового изделия на основе показателей, зафиксированных в нормативно-технической документации, техническом задании и других документах.

Изменение текущих издержек при эксплуатации нового изделия *(ΔU)* рассчитывается по формуле

$$\Delta U = \frac{U_1 - U_2}{1/T_2 + E_н}, \qquad (6.2)$$

где U_1, U_2 – годовые издержки потребителя при использовании базового и нового изделия в расчете на объем продукции (работы), производимой с помощью нового изделия;

T_2 – период морального износа нового изделия;

$E_н$ – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений (0,15).

Изменение отчислений от сопутствующих капитальных вложений (ΔК) определяется как

$$\Delta K = \frac{E_н(K_1 - K_2)}{1/T_2 + E_н}, \qquad (6.3)$$

где K_1 и K_2 – годовые сопутствующие капитальные вложения потребителя при использовании им базового и нового изделия в расчете на объем продукции (работы), производимой с помощью нового изделия.

6.2. Методика оценки экономической эффективности самопрогрева МТУ тракторов при межсменных стоянках

Полезный эффект при межсменных стоянках определялся относительно базового варианта – закрытой теплой стоянки. Составляющими эффекта являются издержки, связанные с расходом топлива, смазочных материалов, расходом ресурса системы пуска и двигателя, повышением производительности и улучшением условий труда машиниста.

Изменения текущих издержек при использовании предпускового разогрева с помощью подогревателя типа ПЖБ определялись по формуле

$$\Delta U = \frac{R_{тр} + \Delta Г_{тсм} + \Delta H_{сп} + \Delta H_{дв}}{1/T_2 + E_н}, \qquad (6.4)$$

где $R_{тр}$ – годовые затраты на текущий ремонт ПЖБ;

$\Delta Г_{тсм}$ – изменение годовых затрат на топливосмазочные материалы;

$\Delta H_{сп}$ – изменение годовых затрат в связи с расходом ресурса системы пуска;

$\Delta H_{дв}$ – изменение годовых затрат в связи с расходом ресурса двигателя.

В случае использования АПД изменения текущих издержек рассчитывались по формуле

$$\Delta U = \frac{R_{тр} + \sum_{i=t\,\min}^{t\,\max} D_i \cdot П_i^{опт}}{1 / T_2 + E_н}, \qquad (6.5)$$

где $t_{\min}, t_{\max}$ – интервал низких температур от минимальных до максимальных, в котором осуществлялся самопрогрев с помощью АПД;

D_i – количество пусков при температуре ОС t_i (для каждого из интервалов в 5 °С изменения температуры);

$П_i^{опт}$ – приведенные оптимальные затраты для данного интервала температур ОС.

Годовые затраты на текущий ремонт подогревателя ПЖБ или автомата прогрева двигателя определялись по следующей формуле:

$$R_{тр} = \frac{1}{T_{ас}}\left(1 + \frac{T_а - T_р}{T_{мр}}\right) \cdot n_1 \cdot \Delta C_{oi}, \qquad (6.6)$$

где $T_{ас}$ – амортизационный срок службы трактора;

$T_а$ – наработка трактора за срок службы;

$T_р$ – наработка до первого капитального ремонта;

$T_{мр}$ – межремонтный срок службы трактора;

n_i – число отказов системы за наработку до первого капитального ремонта;

ΔC_{0i} – средняя стоимость ремонта системы.

Межремонтный срок службы трактора определяется из равенства

$$T_{мр} = K_{мр} \cdot T_р, \qquad (6.7)$$

где $K_{мр}$ – коэффициент восстановления до ремонтной наработки ($K_{мр} = 0{,}8$).

Проведенные экспериментальные исследования, а также выполненные по данной методике расчеты показали, что применение предпускового разогрева двигателя Д-240 подогревателем типа ПЖБ экономически более выгодно по сравнению с гаражным способом хранения. Применение АПД с одновременным отключением радиаторов охлаждения способствует дополнительному повышению экономического эффекта.

6.3. Методика оценки экономической эффективности вторичного использования бросовой теплоты двигателя в МТУ трактора

Полезный экономический эффект от вторичного использования теплоты двигателя в КП будет определяться экономией топлива, смазочных материалов, снижением расхода ресурса МТУ и затрат при техническом обслуживании. Экономический эффект рассчитывается при условии неизменной производительности и сроков службы модернизированного трактора.

Изменение текущих издержек в период эксплуатации определялось по формуле

$$\Delta U = \frac{R_{ТР} + \Delta Г_{тсм} + \Delta H_{МТУ} + \Delta T_{ТО}}{1 / T_2 + E_н}, \qquad (6.8)$$

где $\Delta H_{МТУ}$ – изменение ресурса МТУ модернизированного трактора;

$\Delta T_{ТО}$ – изменения в затратах на проведение технического обслуживания.

Выполненные по данной методике расчеты с использованием результатов экспериментальных исследований (см. раздел 5.2) показали, что вторичное использование теплоты двигателя в КП трактора Т-150К сопровождается положительным экономическим эффектом.

6.4. Методика оценки экономической эффективности использования дискретно-непрерывного силового регулирования двигателя Д-440 трактора ДТ-75

Полезный экономический эффект в данном случае будет в основном определяться ростом производительности МТА и снижением текущих эксплуатационных издержек. Изменение текущих издержек эксплуатации определялось из уравнения:

$$\Delta U = \frac{R_{тр} + \Delta Г_{тсм}}{1 / T_2 + E_н}, \qquad (6.9)$$

Изменение в составе затрат на топливо-смазочные материалы определялось как

$$\Delta Г_{тсм} = 10^{-6} \cdot Ц_{ДТ} \cdot T_Г \cdot \sum_{i=t\,\min}^{t\,\max} \sum_{i=1}^{n} \delta_i \cdot \Delta g_{ei} \cdot N_{ei}, \qquad (6.10)$$

где $Ц_{ДТ}$ – комплексная цена дизельного топлива;

$T_Г$ – годовая наработка трактора;

n – количество различных видов работ, выполняемых с экономией топлива;

δ_i – доля i -го вида работ в общем балансе времени;

Δg_{ei} – экономия топлива на единицу мощности при выполнении i-го вида работ;

N_{ei} – загрузка двигателя по мощности при выполнении i -го вида работ.

Применение автоматической системы дискретно-непрерывного силового регулирования на двигателе Д-440, в соответствии с выполненными расчетами, также сопровождается положительным экономическим эффектом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Из анализа литературных данных установлено, что эффективность использования машин в значительной степени определяется внешними, постоянно изменяющимися возмущениями. Поэтому решение проблемы самоадаптации машин к реальным условиям эксплуатации сопровождается большим экономическим эффектом.

2. Разработанный эксергетический метод создает возможность посистемно и комплексно оценивать степень совершенства термодинамических процессов в МТУ трактора. Количественный и качественный анализ составляющих эксергетического баланса любой из систем трактора позволяет наметить пути совершенствования процесса теплоиспользования в ней.

3. Расчетно-экспериментальным путем установлено, что при самопрогреве в период межсменных стоянок коэффициент полезного использования теплоты сгоревшего топлива составляет для тракторного двигателя СМД-62 около 60…62%, для двигателей автомобилей КамАЗ-5410 и КамАЗ-5511 – 65–70%. Дальнейшее повышение коэффициента теплоиспользования при самопрогреве может быть достигнуто путем снижения потерь эксергии топлива с ОГ и от неполноты сгорания.

4. Предложена и апробирована методика оценки неполноты сгорания топлива двигателем в период послепускового прогрева. Результаты исследований показали, что после холодного пуска неполнота сгорания в первые секунды работы двигателя может достигать 54…56% от количества израсходованного топлива.

5. При пуске холодного двигателя суммарные потери эксергии на тепловую активацию топлива складываются из потерь на нагрев – 74,4%, испарение –12,8 и перегрев – 12,8%. После предпускового разогрева двигателя до 85°С (температура жидкости в головке блока) потери на нагрев снижаются до 65,6%, возрастают доли потерь на испарение до 16,1% и перегрев паров топлива до 18,3%. Таким образом, основная доля потерь приходится на нагрев топлива до температуры кипения, что можно использовать в качестве фактора, управ-

ляющего процессом его тепловой активации в период пуска и послепускового прогрева.

6. Нагрев топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания, до температуры начала испарения может осуществляться за счет эксергии сжатого заряда воздуха или дополнительно за счет подвода эксергии к топливу в системе топливоподачи. В первом случае затраты эксергии будут в 6 раз больше, чем во втором. Поскольку при подогреве топлива в системе питания сокращается время на его нагрев после впрыска в камеру сгорания, то соответственно увеличивается время на испарение и перегрев. В результате появляются благоприятные условия для улучшения процесса смесеобразования, большей полноты сгорания, и, как следствие, улучшения пусковых качеств, что подтверждается результатами экспериментальных исследований.

7. При межсменных стоянках поддержание теплового режима машины с помощью АПД лимитируется надежностью работы аккумуляторных батарей. Аккумуляторная батарея способна надежно работать в режиме разряда и заряда до температуры электролита не ниже минус 20°С, а в режиме разряда с ограниченным количеством пусков двигателя до минус 30°С.

8. Износные испытания показали, что наибольший средний износ ЦПГ, приходящийся на один пуск-прогрев, имеет место при пуске-прогреве с ПП: по сравнению с пуском-прогревом в режиме АПД средний диаметральный износ гильз и колец больше на 12…13%. Наименьший износ наблюдается при пуске горячего двигателя, например, по сравнению с пуском-прогревом в режиме АПД по гильзам более чем в 4,5 раза, по кольцам – около 4 раз, с ПП по гильзам и кольцам – в 6 раз.

9. Отключение радиаторов охлаждения предопределяет существенное снижение приведенных затрат по сравнению с серийным вариантом и способствует некоторой стабилизации оптимальной температуры конца прогрева на уровне 50…65°С, что находится в пределах области определения факторов (температура ОС и температура конца прогрева). Для серийного двигателя оптимальная температура в конце прогрева, соответствующая минимуму приведенных затрат, снижается с 65°С до 50°С при изменении температуры ОС от

нуля до минус 14…16°С. При дальнейшем снижении температуры ОС оптимизация конца прогрева выходит за рамки области определения факторов. В общей структуре затрат от 35 до 73% приходится на расход ресурса двигателя, причем с отключением радиаторов доля расхода ресурса возрастает до максимального значения.

10. Потери мощности в холодной трансмиссии трактора при температуре ОС минус 30°С в период холостого хода на 8-й передаче достигают 79% от номинальной мощности двигателя. Из них доля нагрузочных потерь не превышает 2–3%. Оставшаяся часть потерь имеет гидравлический характер. Величина этих потерь определяется изменением структурной и температурной вязкости масла.

11. Тепловой режим серийной КП не достигает оптимального значения даже в летний период и при полной загрузке двигателя. При этом имеют место потери теплоты в ОС боковой поверхностью КП и более значительные – поверхностью постоянно включенного радиатора. Довольно большое количество теплоты затрачивается на повышение внутренней энергии КП в период разогрева. В этот период корпусом КП поглощается до 35% теплоты, маслом – до 22 и около 43% теплоты – валами, шестернями и другими деталями КП. Дополнительная подача части теплоты от двигателя в КП и включение радиатора охлаждения масла через терморегулятор обеспечивают поддержание теплового режима на оптимальном уровне и стабилизацию потерь мощности в широком диапазоне температур ОС. Применение теплоизолирующего покрытия внутренних поверхностей корпусных деталей позволит дополнительно сократить внутренние потери теплоты.

12. Установлено, что величина мощности теплового потока, закономерность ее изменения в период послепускового прогрева и характер зависимости от времени прогрева двигателя создают благоприятные условия для вторичного использования теплоты ОГ с целью сокращения времени прогрева основных узлов МТУ до оптимальных температур.

13. Разработана и изготовлена система для послепускового прогрева и поддержания оптимальных температур рабочих

жидкостей и масел в агрегатах тракторов, включая рекуперативный газожидкостный теплообменник с регулируемой производительностью теплоты, использующий теплоту ОГ. Данная система позволяет сократить время послепускового прогрева, уменьшить потери мощности в двигателе, агрегатах трансмиссии и других системах, увеличить топливную экономичность и, как следствие, повысить эффективность использования машин.

14. Установлено, что газовыпускные системы современных моделей тракторных двигателей с ГТН не позволяют рационально использовать запас эксергии ВГ. Потери работоспособности ВГ в турбокомпрессоре (на примере двигателей СМД-62 и Д-440) достигают 73…92 % и зависят от конструктивных особенностей, скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя и температуры ОС.

15. Нагрузочные характеристики двигателя СМД-62 при частоте вращения коленчатого вала 2100 мин$^{-1}$ показали, что в диапазоне нагрузок от холостого хода до номинальной доля термической составляющей возрастает с 0,49 до 0,65. Доля механической составляющей свободного выпуска увеличивается от нуля до 0,19, а доля механической составляющей принудительного выталкивания снижается с 0,51 до 0,17. Применение полного отключения турбокомпрессора на двигателе СМД-62 позволяет сократить потери на принудительное выталкивание в 3,2…3,9 раза, а частичное отключение турбокомпрессора на двигателе Д-440–2 снижает эти потери в 1,6…1,66 раза.

16. Отключение турбокомпрессора на частичных нагрузках сопровождается ростом индикаторного и механического КПД. При понижении температуры ОС индикаторный КПД возрастает, причем интенсивность его увеличения с отключенным ТКР несколько больше, чем с включенным и повышается с переходом на малые нагрузки. Одновременно улучшается экономичность двигателя. Например, частичное отключение ТКР на двигателе Д-440 при температуре ОС минус 20°С и нагрузках 25, 50, 75 % от $P_{ен}$ улучшает топливную экономичность на нагрузочной характеристике соответственно на 16,32; 9,52 и 5,44 г/кВт·ч. Коррекция $\pi_к$ по температуре ОС на оптимальном уровне для

номинального нагрузочного режима позволяет дополнительно повысить экономичность в пределах 2…2,7 г/кВт·ч.

17. Выполненные исследования показали, что установка на двигатель турбокомпрессора вызывает существенное снижение коэффициента наполнения, что сопровождается соответствующим падением давления и температуры конца такта сжатия, максимального давления сгорания и, как следствие, ухудшением пусковых качеств. Сохранение пусковых качеств на прежнем уровне возможно путем установки перепускного клапана во впускном коллекторе или в компрессоре, а также применения отключаемого турбокомпрессора.

18. Установлено, что при низких температурах холодного пуска ТКР в начальный период послепускового прогрева может работать в режиме масляного голодания. С целью исключения возможного катастрофического износа сопряжения «вал – втулка» рекомендуется изменить существующую конструкцию ТКР или его систему смазки, которая могла бы обеспечить подачу масла непосредственно к подшипникам ТКР в момент включения стартера.

19. Работа двигателя Д-440 на режиме ДПМ характеризуется повышением его регулирующих и динамических свойств с одновременным улучшением экономичности на 5…6%. Использование преимуществ этого режима при выполнении сельскохозяйственных операций с разной степенью загрузки двигателя представляется возможным только при создании МДПМ. Учитывая большой объем и сложность опытно-конструкторских работ по МДПМ, с участием автора была разработана, изготовлена и испытана автоматическая система дискретно-непрерывного силового регулирования для двигателя с двумя уровнями номинальной мощности. Эксплуатационные испытания показали, что применение автоматической системы регулирования в сочетании с возможностью контролировать степень загрузки двигателя позволяет снизить эксплуатационный расход топлива трактора ДТ-75 на 10…15%, повысить производительность МТА в среднем на 6…8% при одновременном снижении утомляемости водителя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Антипин А. П.* Характер влияния мощности на расход топлива на неустановившемся режиме [Текст] / А. П. Антипин, И. И. Шевцов // Двигателестроение. – 1986. – № 10. – С. 25–31.

2. *Антипенко А. М.* Электрохимическая коррозия двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А. М. Антипенко [и др.] // Вестник машиностроения. – 1970. – № 9. – С. 15–16.

3. *Антонец Д. А.* Влияние низких температур окружающего воздуха на работу дизельного двигателя с непосредственным впрыском [Текст] / Д. А. Антонец // Исследование рабочих процессов двигателя внутреннего сгорания. – Ангарск, 1972. – С. 21–30.

4. *Акопян Г. А.* Исследование потерь в механических трансмиссиях и зубчатых парах тракторов [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / Г. А. Акопян. – М., 1969. – С. 8–12.

5. *Акопян Г. А.* Исследование тракторных и трансмиссионных масел [Текст] / Г. А. Акопян, Л. А. Киселев // Исследование перспективных трансмиссий и их узлов для тракторов и сельхозмашин]: науч. тр. НПО НАТИ. – М., 1986. – С. 71–84.

6. *Анискин Л. Г.* Зимняя эксплуатация автомобилей [Текст] / Л. Г. Анискин. – Челябинск, 1976. – С. 50–58.

7. *Адлер Ю. П.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 60 с.

8. А. с. № 1313079 СССР, кл. 516 // 1/00. Система смазки / Г. М. Крохта, В. Ф. Капканец [и др.] – 1987.

9. А. с. № 1268785 СССР, кл. 502 // 17/02 // 502 М 53/06. Головка цилиндра двигателя внутреннего сгорания / А. А. Журба, Г. М. Крохта. – 1986.

10. А. с. № 1334834 СССР, кл. –02 // 17/04. Двигатель внутреннего сгорания / А. А. Журба, Г. М. Крохта. – 1987.

11. А. с. № 1474293 СССР, кл. 01 I 1/00, В60 17/00. Система смазки коробки передач транспортного средства с двигателем внутреннего сгорания / Г. М. Крохта, А. И. Госман, С. Л. Абдула. – 1988.

12. *Бережнов Н.Г.* Основы эксплуатации машинно-тракторного парка в зимних условиях Западной Сибири [Текст] / Н.Г. Бережнов. – Барнаул, 1975. – 60 с.

13. *Бережнов Н.Г.* Лекции по зимней эксплуатации машинно-тракторного парка [Текст] / Н.Г. Бережнов; Алт. СХИ. – Барнаул, 1972. – 50 с.

14. *Бордуков В.Т.* Исследование путей повышения коэффициента запаса крутящего момента четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / В.Т. Бордуков. – Л., 1961. – 19 с.

15. *Болтинский В.Н.* Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке [Текст] / В.Н. Болтинский. – М.: Машгиз, 1949. – 196 с.

16. *Болтинский В.Н.* Разгон МТА на повышенных скоростях [Текст] / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1961. – № 3. – С. 36–39.

17. *Бережнов Н.Г.* К вопросу исследования теплового режима трансмиссии и энергетических потерь трактора Т-4А [Текст] / Н.Г. Бережнов, А.К. Кисленко // Некоторые вопросы эксплуатации машинно-тракторного парка в холодное время года. – М., 1973. – С. 28–32.

18. *Барон С.Г.* Совершенствование безгаражного хранения автомобилей в зимнее время [Текст] / С.Г. Барон // Комплексное развитие производственно-технической базы автомобильного транспорта. – М., 1974. – С. 93–111.

19. *Бах А.Н.* Перекисная теория окисления [Текст] / А.Н. Бах // Проблемы кинетики и катализа. – 1980. – Вып. 4. – С. 10–15.

20. *Бельских В.И.* Исследование влияния теплового режима тракторного двигателя на износ цилиндров при использовании серийного топлива [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / В.И. Бельских. – Плющево, 1960. – С. 13–16.

21. *Багиров Д.Д.* Особенности рабочего процесса и его влияние на износ тракторного дизеля при неустановившихся режимах [Текст] / Д.Д. Багиров [и др.] // Науч. тр. / Казан. политехн. ин-т. – 1977. – Вып. 9. – С. 126–132.

22. *Бородич А.М.* Влияние температуры окружающей среды на внутренние потери дизельного двигателя [Текст] / А.М. Бородич // Науч. тр. / Ангар. фил. ИПИ. – Ангарск, 1969. – С. 54–58.

23. *Бах А.Н.* Исследование работоспособности цилиндро-поршневой группы двигателя СМД-14 при эксплуатации его в условиях Новосибирской области [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / А.Н. Бах. – Новосибирск, 1974. – 120 с.

24. *Бугаков Ю.С.* Исследование влияния низких температур на эксплуатационные режимы агрегатов силовой передачи гусеничного трактора класса 3 т [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / Ю.С. Бугаков. – М., 1970. – 18 с.

25. *Бугаков Ю.С.* Зависимость энергетических потерь в агрегатах силовой передачи тракторов от вязкости масла [Текст] / Ю.С. Бугаков // Химия и технология топлив и масел. – 1970. – № 2. – С. 24–26.

26. *Борисов С.Г.* Трансмиссии с переключением передач под нагрузкой и тенденции их развития [Текст] / С.Г. Борисов [и др.] // Исследование трансмиссий с переключением под нагрузкой и их узлов: науч. тр. НАТИ. – М., 1979. – Вып. 264. – С. 28–41.

27. *Бобков А.В.* Исследование потерь холостого хода в трансмиссиях транспортных машин [Текст] / А.В. Бобков // Науч. тр. / ЛПИ. – 1972. – № 10. – С. 33–35.

28. *Бродянский В.М.* Эксергетический метод и его приложение [Текст] / В.М. Бродянский [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.

29. *Блох А.Г.* Основы теплообмена излучением [Текст] / А.Г. Блох. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – С. 19–25.

30. *Белов П.М.* Двигатели армейских машин, часть I. Теория [Текст] / П.М. Белов [и др.]. – М.: Воениздат, 1971. – 254 с.

31. *Бохан Н.И.* Планирование экспериментов в исследованиях по механизации и автоматизации сельскохозяйственного производства [Текст] / Н.И. Бохан, А.М. Дмитриев, И.С. Нагорский. – Горки, 1986. – 80 с.

32. *Белоусов И.С.* Дорожные испытания автомобилей. Стендовые испытания трансмиссии колесного тракто-

ра: метод. разработка [Текст] / И. С. Белоусов, Э. Э. Озолин, Г. М. Крохта. – Новосибирск, 1985. – 55 с.

33. *Белоусов И. С.* Пуск тракторных двигателей в условиях Западной Сибири: учеб. пособие [Текст] / И. С. Белоусов, Г. М. Крохта; Новосиб. гос. аграр. ун-т. – Новосибирск, 2002. – 148 с.

34. *Безверхний Л. И.* Тракторы «Кировец» [Текст] / Л. И. Безверхний, А. И. Островский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 87 с.

35. *Банников С. А.* Трактор Т-150 [Текст] / С. А. Банников, В. А. Родичев. – М.: Высшая школа, 1977. – 154 с.

36. *Вопросы* применения на тракторах двигателей постоянной мощности [Текст]: науч. тр. НАТИ. – 1972. – 200 с.

37. *Взоров Б. А.* Снижение расхода топлива сельскохозяйственными тракторами путем оптимизации режимов работы двигателей [Текст] / Б. А. Взоров [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 6. – С. 10–14.

38. *Венцель С. В.* Смазка двигателя внутреннего сгорания [Текст] / С. В. Венцель. – М.: Машгиз, 1963. – 96 с.

39. *Воронин Л. И.* Обеспечение бесперебойной работы оборудования зимой на карьерах Канады [Текст] / Л. И. Воронин // Горный журнал. – 1967. – № 12. – С. 64–66.

40. *Вулах Г. Я.* Автоматический прогрев двигателей тракторов при безгаражных стоянках [Текст] / Г. Я. Вулах, Б. Д. Шумаков // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 1. – С. 23–25.

41. *Величкин И. Н.* Исследование изнашивания поршневых колец тракторных двигателей в эксплуатационных условиях [Текст] / И. Н. Величкин, И. Н. Кабиев, А. И. Нисневич // Тракторы и сельхозмашины. – 1960. – № 4. – С. 24–30.

42. *Вырубов Д. Н.* Физические характеристики дизельных топлив, определяющие процесс топливоподачи [Текст] / Д. Н. Вырубов // Дизелестроение. – 1935. – № 8. – С. 12–18.

43. *Власов П. А.* Повышение надежности насосов НД 22/6БН за счет стабилизации температуры топлива [Текст] / П. А. Власов, В. Н. Зминяков // Двигателестроение. – 1986. – № 10. – С. 14–21.

44. *Власов П. А*. Особенности эксплуатации дизельной топливной аппаратуры [Текст] / П. А. Власов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 127 с.

45. *Верхозин И.Г.* О влиянии содержания серы в топливе на износ дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха [Текст] / И. Г. Верхозин, Г. А. Ташкинов, А. М. Бородич // Двигатели внутреннего сгорания: науч. тр. Иркут. политехн. и с.-х. ин-тов. – Иркутск, 1974. – С. 69–75.

46. *Величанский М. Н*. Сравнение энергозатрат при безгаражном хранении автомобилей [Текст] / М. Н. Величанский [и др.] // Автомобильный транспорт. – 1971. – № 9. – С. 25–26.

47. *Вершинин А.С.* О влиянии некоторых факторов на протекание рабочих процессов дизеля на переходных режимах [Текст] / А. С. Вершинин // Науч. тр. ЦНИДИ. – Л., 1968. – Вып. 68. – С. 3–9.

48. *Взоров Б. А*. Развитие семейства тракторных и комбайновых дизелей в десятой пятилетке [Текст] / Б. А. Взоров // Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – № 7. – С. 21–25.

49. *Васильев-Южин Р. М*. Совместная работа четырехтактного двигателя и турбокомпрессора [Текст] / Р. М. Васильев-Южин // Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машгиз, 1961. – С. 15–18.

50. *Взоров Б. А*. Форсирование тракторных двигателей [Текст] / Б. А. Взоров, М. М. Мордухович. – М.: Машиностроение, 1974. – 124 с.

51. *Волох А. Ф*. Снижение расхода трансмиссионных масел при эксплуатации трактора Т-150К [Текст] / А. Ф. Волох [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1987. – № 7. – С. 18–20.

52. *Воломухин В. А*. Потери холостого хода в гидромеханической передаче при низких температурах [Текст] / В. А. Воломухин, И. М. Селиванов // Вопросы эксплуатации МТП в условиях Восточной Сибири. – Иркутск, 1980. – 123 с.

53. *Вихерт М. М*. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей [Текст] / М. М. Вихерт, Ю. Г. Грудский. – М.: Машиностроение, 1982. – 148 с.

54. *Величковский А. Д*. Анализ энергоиспользования и систем воздухоснабжения в дизельных двигателях с газотурбинным над-

дувом [Текст] / А.Д. Величковский // Тракторы и автомобили: науч. тр. НИИСИ. – М., 1975. – Т. X11, вып.2. – С. 45–52.

55. *Гольверк А.А.* Влияние переменной нагрузки на топливную экономичность тракторных двигателей [Текст] А.А. Гольверк // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1985. – № 8. – С. 28–31.

56. *Гулин Е.Н.* Исследование возможностей повышения эффективности использования топлива с различным фракционным и групповым углеводородным составом в быстроходных дизелях [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / Е.Н. Гулин. – Л., 1969. – 42 с.

57. *Гаврилов Б.Г.* Химические основы термофорсирования двигателя, дизеля [Текст] / Б.Г. Гаврилов, Е.И. Гулин, А.П. Лесников, Т.А. Новикова // Железнодорожный подвижной состав. – М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1963. – Т. XXXYI вып. 2 – С. 2498–2502.

58. *Григорьев Н.А.* Износ и долговечность автомобильных двигателей [Текст] / Н.А. Григорьев, Н.Н. Пономарев. – Л.: Колос, 1974. – С. 101–105.

59. *Гродзиевский В.Н.* Турбонаддув дизелей СМД [Текст] / В.Н. Гродзиевский, И.А. Коваль // Тракторы и сельхозмашины. – 1960. – № 7. – С. 32–36.

60. *Гольверк А.А.* Исследование кривых распределения крутящего момента двигателя и тягового усилия трактора на пахоте [Текст] / А.А. Гольверк, В.В. Ильченко // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1973. – Вып. 23. (Киев, на укр. яз.).

61. *Гусеничный* трактор ДТ-25 серии «С» и техническое обслуживание: брошюра 1085607 [Текст]. – США, 1972. – С. 220–225.

62. *Голлауэр Р.И.* Влияние скорости ветра на теплопередачу в трансмиссии трактора ДТ-75 [Текст] / Р.И. Голлауэр [и др.] // Зимняя эксплуатация двигателей внутреннего сгорания. – Иркутск, 1979. – С. 80–82.

63. *Гореликов В.Е.* К исследованию КПД трансмиссии тракторов «Кировец» [Текст] / В.Е. Гореликов, В.Т. Катарин // Записки ЛСХИ. – Л., 1975. – Т. 280. – С. 41–43.

64. *Гореликов В.Е.* Пути совершенствования конструкций и методов эксплуатации тракторов «Кировец» с целью повышения тягового КПД в условиях Нечерноземной зоны РСФСР [Текст] / В.Е. Гореликов // Записки ЛСХИ. – Л., 1976. – Т. 308. – С. 5–8.

65. *Глазков В.Ф.* Эффективность работы трансмиссии и гидросистемы сельскохозяйственных тракторов с объединенной масляной емкостью [Текст] / В.Ф. Глазков // Вопросы тракторной химмотологии. – Куйбышев, 1986. – С. 10–14.

66. *Гухман А.А.* Об основах термодинамики [Текст] / А.А. Гухман. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 384 с.

67. *Головинцев А.Г.* Техническая термодинамика и теплопередача [Текст] / А.Г. Головинцев, Б.Н. Юдаев, Е.Н. Федоров. – М.: Машиностроение, 1970. – 295 с.

68. *Дьяков И.Я.* Об использовании сельскохозяйственных тракторов на работах различного вида [Текст] / И.Я. Дьяков [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1979. – № 7. – С. 7–9.

69. *Дорменев С.И.* Тракторные моторно-трансмиссионные установки с двигателями постоянной мощности [Текст] / С.И. Дорменев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 184 с.

70. *Добролюбов И.П.* Алгоритмы измерения угловых скоростей и ускорений коленчатого вала ДВС в диагностическом комплексе на базе микро ЭВМ [Текст] / И.П. Добролюбов, В.М. Лившиц, Г.П. Обрышев // Техническое обеспечение производства сельскохозяйственных культур Сибири / ВАСХНИЛ. Сиб. отд-ние. – Новосибирск, 1985. – С. 31–50.

71. *Двигатели* внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст]: учебник / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – Изд. 4-е. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

72. *Демьянов Л.А.* Пути повышения надежности и долговечности автотракторных двигателей [Текст] / Л.А. Демьянов, С.К. Сарафанов. – М., 1967. – 50 с.

73. *Дьяченко Н.Х.* Автотракторные двигатели с наддувом [Текст] / Н.Х. Дьяченко. – М.: Машгиз, 1952. – 187 с.

74. *Долгов И.А.* Исследование системы охлаждения силовой установки трактора ДТ-175С «Волгарь» [Текст] /

И. А. Долгов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. – № 11. – С. 13–15.

75. *Данилов В. С.* Оценка эффективности различных систем утилизации в судовых дизельных установках [Текст] / В. С. Данилов // Двигателестроение. – 1984. – № 9. – С. 12–15.

76. *Ерохов В. Л.* Пути снижения токсичности отработавших газов на автомобильном транспорте [Текст] / В. Л. Ерохов. – М., 1977. – 104 с.

77. *Ермаков В. Ф.* Исследование влияния температуры топлива на рабочий цикл быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / В. Ф. Ермаков. – Л., 1956. – 21 с.

78. *Ефимов Б. И.* Оптимизация температуры наддувочного воздуха при работе дизелей на долевых нагрузках [Текст] / Б. И. Ефимов // Энергомашиностроение. – 1971. – № 2. – С. 21–23.

79. *Ефремов Н. С.* Метод анализа топливной экономичности поршневых ДВС [Текст] / Н. С. Ефремов, Д. Д. Матиевский // Двигателестроение. – 1986. – № 10. – С. 15–18.

80. *Ждановский Н. С.* Режимы работы двигателей энергонасыщенных тракторов [Текст] / Н. С. Ждановский, А. В. Николаенко. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. – 1981. – 240 с.

81. *Жегалин С. И.* Вероятностная оценка режимов работы тракторного двигателя [Текст] / С. И. Жегалин // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 9. – С. 5–9.

82. *Жмудяк Л. М.* Причины повышения КПД двигателя внутреннего сгорания при понижении температуры воздуха на впуске [Текст] / Л. М. Жмудяк // Науч. тр. / Алт. политехн. ин-т. – Барнаул, 1986. – С. 13–16. – Деп. в ЦНИИТракторсельхозмаш. 07.10.86. – № 132. – Т. С.

83. *Ждановский Н. С.* Надежность и долговечность автотракторных двигателей [Текст] / Н. С. Ждановский, А. В. Николаенко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1981. – 295 с.

84. *Журба А. А.* Улучшение смесеобразования при пуске дизельного двигателя в условиях отрицательных температур [Текст] / А. А. Журба // Совершенствование технологии

и средств механизации сельскохозяйственного производства: науч. тр. / Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1986. – С. 85–92.

85. *Ждановский Н. С.* Надежность и долговечность автотракторных двигателей [Текст] / Н. С. Ждановский, А. В. Николаенко. – Л.: Колос, 1974. – С. 128–130.

86. *Журба А. А.* Совершенствование предпусковой подготовки тракторных дизелей в условиях зимней эксплуатации методом подогрева топлива [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук. – Новосибирск, 1991. – 24 с.

87. *Жмудяк Л. Н.* Исследование возможностей совершенствования рабочих процессов быстроходных дизелей [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук. – М., 1974. – 25 с.

88. *Зимняя* эксплуатация тракторов [Текст] / под ред. Т. К. Надршина. – Пермь: Кн. изд-во, 1974. – 208 с.

89. *Запевалов П. П.* Проблемы топливоснабжения и перспективы использования альтернативных топлив в дизелях [Текст] / П. П. Запевалов, Е. В. Гнатюк, А. П. Запевалов // Исследование работы поршневых ДВС на альтернативных топливах. – Омск, 1986. – С. 3–23.

90. *Зубиетов И. П.* Особенности характеристики подачи топлива для двигателя постоянной мощности [Текст] / И. П. Зубиетов, Е. Н. Андреев // Науч. тр. НАТИ. – 1978. – Вып. 257. – С. 57–64.

91. *Зайдель А. Н.* Элементарные оценки ошибок измерения [Текст] / А. Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1968. – 95 с.

92. *Зоробян С. Р.* Динамика тракторных моторно-трансмиссионных установок с двигателями постоянной мощности [Текст] / С. Р. Зоробян // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 8. – С. 11–14.

93. *Захаров В. Н.* Эксергетический анализ и баланс судовых энергетических установок с ДВС [Текст] / В. Н. Захаров [и др.] // Науч. тр. НКИ, 1970. – Вып. 37. – С. 43–48.

94. *Ищук Ю. Г.* Топливо и полнота его сгорания в судовых дизелях [Текст] / Ю. Г. Ищук. – Л.: Судостроение, 1985. – 100 с.

95. *Исследование* эффективности применения на тракторах двигателей постоянной мощности [Текст] // Науч. тр. НАТИ. – 1978. – Вып. 257.

96. *Ирисов Н.И.* Исследование рабочего процесса и теплонапряженности деталей дизелей при работе на неустановившихся режимах [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / Н.И. Ирисов. – Л., 1974. – 23 с.

97. *Ивлев К.К.* Лабораторное исследование потерь мощности в коробках передач с переключением под нагрузкой [Текст] / К.К. Ивлев, В.А. Воробьев // Науч. тр. НАТИ. – М., 1979. – № 264. – С. 11–15.

98. *Иванченко В.К.* Теплопередача [Текст] / В.К. Иванченко. – М.: Энергия, 1969. – С.26–30.

99. *Кох П.И.* Климат и надежность машин [Текст] / П.И. Кох. – М.: Машиностроение, 1981. – 175 с.

100. *Корсун Н.* Как используется трактор Т-150К [Текст] / Н. Корсун // Сельский механизатор. – 1972. – № 2. – С. 11–16.

101. *Конофеев Н.Т.* Автомобильные аккумуляторные батареи [Текст] / Н.Т. Конофеев. – М.: ДОСААФ, 1979. – 64 с.

102. *Катольник В.Н.* Исследование работы дизеля Д-37Е с турбонаддувом [Текст] / В.Н. Катольник // Тракторы и сельхозмашины. – 1967. – С. 7–8.

103. *Кирин И.В.* Исследование рабочего процесса тракторных двигателей АМ-01 и АМ-41 с камерой сгорания типа ЦНИДИ при работе с наддувом [Текст] / И.В. Кирин // Науч. тр. НАТИ, 1967. – Вып. 187. – С. 25–31.

104. *Кромаренко Г.В.* Безгаражное хранение автомобилей при низких температурах [Текст] / Г.В. Кромаренко, В.А. Николаев, Л.И. Шаталов. – Иркутск: Транспорт, 1984. – 136 с.

105. *Кувшинов В.И.* О работе тракторных двигателей в зимних условиях [Текст] / В.И. Кувшинов // Тракторы и сельхозмашины. – 1962. – № 2. – С. 8–14.

106. *Козлов Е.К.* О тепловом режиме двигателя [Текст] / Е.К. Козлов // Техника в сельском хозяйстве. – 1968. – № 3. – С. 23–27.

107. *Кувшинов Я.И.* Улучшение теплового режима тракторных двигателей [Текст] / Я.И. Кувшинов // Техника в сельском хозяйстве. – 1961. – № 7. – С. 24–28.

108. *Кухарев М.Н.* Исследование распыливания топлива применительно к быстроходным дизелям [Текст] / М.Н. Кухарев // Исследование распыливания и сгорания топлива: науч. тр. МАДИ. – М.: Машгиз, 1959. – Вып.87. – С. 3–57.

109. *Коптилов В.И.* Проблемы рациональной организации межсменного хранения автомобилей в СССР [Текст] / В.И. Коптилов // Проблемы адаптации автомобилей к суровым климатическим условиям Севера и Сибири: межвуз. сб. ст. / Тюмен. гос. ун-т. – Тюмень, 1977. – № 63. – С. 93–99. – С. 54–59.

110. *Кризов В.Г.* Проблема запуска двигателя строительных и дорожных машин в условиях низких температур [Текст] / В.Г. Кризов [и др.] // Двигателестроение. – 1991. – № 4. – С. 32–36.

111. *Кацельман А.Я.* Подогреватели двигателей строительных и дорожных машин [Текст] / А.Я. Кацельман, А.А. Яркий // Строительные и дорожные машины. – 1988. – № 12. – С. 3–8.

112. *Козлов В.Е.* Электроподогревательные устройства автомобилей и тракторов [Текст] / В.Е. Козлов [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1984. – 126 с.

113. *Квайт С.М.* Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей [Текст] / С.М. Квайт [и др.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.

114. *Купершмидт В.Л.* Обеспечение пуска двигателей Д-240 при зимней эксплуатации тракторов МТЗ-80 [Текст] / В.Л. Купершмидт [и др.] // Науч. тр. / Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1978. – С. 48–54.

115. *Корабельщиков Н.И.* Влияние температуры топлива на параметры рабочего процесса вихрекамерного дизеля [Текст] / Н.И. Корабельщиков, И.Н. Минаков // Двигатели внутреннего сгорания: науч. тр. Сиб. автодорож. ин-та. – Омск, 1973. – Вып. 3. – С. 99–105.

116. *Камфер Г.М.* Сравнительный анализ процесса испарения топлива в дизелях с различными способами смесеобра-

зования [Текст] / Г. М. Камфер // Двигателестроение. – 1985. – № 8. – С.3–7.

117. *Козлов А. В.* Регулятор для двигателя постоянной мощности [Текст] / А. В. Козлов, Ю.Ф Хаймин // Науч. тр. ЦНИТА. – 1986. – Вып. 85. – С. 204–211.

118. *Костин А. К.* Связь индикаторного КПД с интегральными и дифференциальными характеристиками подвода и отвода тепла [Текст] / А. К. Костин [и др.] // Энергомашиностроение. – 1978. – № 6. – С. 36–41.

119. *Кошелев А. И.* Исследование тяговой динамики пахотного агрегата на базе трактора Т-150К [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / А. И. Кошелев. – Дальневост. СХИ. – Владивосток, 1975. – 32 с.

120. *Каширин В. Т.* Исследование потерь в коробке передач и на приводе гидравлических систем тракторов «Кировец» [Текст] / В. Т. Каширин // Повышение проходимости и совершенствование конструкций тракторов и автомобилей: науч. тр. НАТИ. – 1975. – Т. 280. – 57 с.

121. *Кувшинов Я. И.* Эксплуатация тракторов и автомобилей в зимних условиях [Текст] / Я. И. Кувшинов, С. А. Чернов. – М.: Изд-во МСУ РСФСР, 1963. – С. 63–65.

122. *Коломиец Ю. П.* Коробка передач Т-150К [Текст] / Ю. П. Коломиец // Сельский механизатор. – 1984. – № 3. – С. 11–13.

123. *Карпов П. Н.* Повышение топливной экономичности тракторов зимой путем улучшения режимов смазки трансмиссии [Текст] / П. Н. Карпов // Вопросы тракторной химмотологии. – Куйбышев, 1986. – С. 18–21.

124. *Косов В. П.* Исследование потерь мощности в гидромеханической передаче с целью их снижения [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук. – Челябинск, 1974. – 22 с.

125. *Кукис В. С.* Об эксергетическом балансе и эксергетическом коэффициенте полезного действия турбопоршневых ДВС [Текст] / В. С. Кукис // Двигатели внутреннего сгорания. – Иркутск, 1974. – С. 111–117.

126. *Коновалов В. И.* Об эксергетическом анализе циклов ДВС [Текст] / В. И. Коновалов // Двигателестроение. – 1980. – № 6. – С. 5–7.

127. *Кукис В. С.* Работоспособность отработавших газов ДВС [Текст] / В. С. Кукис. – Деп. Автомобильная промышленность. ЦНИИТЭИАвтопром, 1988. – № 1874 – ап. – 6 с.

128. *Кутергин П. И.* Исследование пусковых качеств дизеля СМД-62 с пониженной степенью сжатия при эксплуатации в зимний период [Текст] / П. И. Кутергин, Г. М. Крохта, А. Д. Белоусов // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1978. – С. 28–36.

129. *Крохта Г. М.* Степень загрузки двигателя и эффективность отключения газотурбинного наддува при использовании трактора Т-150К на транспортных работах в зимний период [Текст] / Г. М. Крохта // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1980. – Т. 132. – С. 51–57.

130. *Крохта Г. М.* Исследования по повышению экономичности двигателя трактора Т-150К при механизации сельскохозяйственных процессов в условиях низких температур окружающего воздуха [Текст]: дис. … канд. техн. наук. – Новосибирск, 1977. – 124 с.

131. *Крохта Г. М.* Пути повышения экономичности моторно-трансмиссионных установок сельскохозяйственных машин [Текст] / Г. М. Крохта, Н. А. Усатых // Повышение эффективности эксплуатации сельскохозяйственной техники при производстве растениеводческой продукции в Западной Сибири: науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1988. – С. 38–46.

132. *Крохта Г. М.* Влияние температуры окружающего воздуха на эффективность применения газотурбинного наддува тракторного дизеля [Текст] / Г. М. Крохта // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1979. – Т. 126. – С. 27–34.

133. *Крохта Г. М.* Экономичность тракторного дизеля с турбонаддувом при работе на частичных нагрузках [Текст] / Г. М. Крохта // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1976. – Т. 91. – С. 54–61.

134. *Крохта Г. М.* Исследование возможности улучшения экономичности тракторного двигателя СМД-62 в зимний период [Текст] / Г. М. Крохта // Науч. тр. Алт. Политехн. ин-та. – Барнаул, 1976. – С. 38–44.

135. *Крохта Г.М.* Эксергетический анализ эффективности отключения турбокомпрессора на частичных нагрузках [Текст] / Г.М. Крохта, В.И. Романов. – Деп. ЦНИИТЭИТракторосельхозмаш. Библ. ук. ВИНИТИ. – 1989. – № 8. – 6 с.

136. *Крохта Г.М.* Эксергетический анализ системы газотурбинного наддува [Текст] / Г.М. Крохта, В.И. Романов. – Деп. ЦНИИТЭИТракторосельхозмаш. Библ. ук. ВИНИТИ. – 1989. – № 8. – С. 128–133. – 8 с.

137. *Крохта Г.М.* Методика измерения чисел оборотов ротора турбокомпрессора и коленчатого вала двигателя на неустановившихся режимах [Текст] / Г.М. Крохта // Рабочие процессы двигателя внутреннего сгорания: науч. тр. Иркут. политехн. ин-та. – Иркутск, 1975. – С. 26–32.

138. *Крохта Г.М.* Прибор для диагностики некоторых параметров технического состояния двигателей внутреннего сгорания в эксплуатационных условиях [Текст]: Информлисток № 619 / Г.М. Крохта, В.Ф. Капканец. – Новосибирск, 1975. – 3 с.

139. *Крохта Г.М.* К вопросу измерения расхода воздуха двигателем на неустановившемся режиме [Текст] / Г.М. Крохта, А.Д. Белоусов, В.Ф. Капканец // Науч. тр. Иркут. СХИ. – Иркутск, 1977. – С. 36–44.

140. *Крохта Г.М.* Прибор для измерения дымности и температуры отработавших газов двигателей внутреннего сгорания: Информлисток [Текст] / Г.М. Крохта, С.Н. Протасов. – Новосибирск, 1985. – 5 с.

141. *Крохта Г.М.* Прибор для измерения дымности отработавших газов дизельных двигателей: Информлисток [Текст] / Г.М. Крохта, С.Н. Протасов. – Новосибирск, 1986. – 6 с.

142. *Крохта Г.М.* Оценка эффективности самопрогрева дизелей в период длительных межсменных стоянок при зимней эксплуатации [Текст] / Г.М. Крохта, Э.Э. Озолин, Н.И. Распопин // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1989. – С. 18–23.

143. *Крохта Г.М.* Пусковые характеристики дизеля Д-160, оборудованного системой автоматического самопрогрева

[Текст] / Г. М. Крохта, Н. И. Распопин // Тез. докл. / Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1989. – С. 23–26.

144. *Крохта Г. М.* Обоснование целесообразности подогрева топлива в системе питания дизеля [Текст] / Г. М. Крохта, С. Г. Вагайцев, А. И. Госман // Тез. докл. / Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1989. – С. 31–34.

145. *Крохта Г. М.* Совершенствование способов самопрогрева дизелей в период длительных стоянок тракторов [Текст] / Г. М. Крохта // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1990. – С. 14–21.

146. *Крохта Г. М.* Исследование влияния температуры топлива на экономичность дизелей при неустановившихся режимах работы [Текст] / Г. М. Крохта, С. Г. Вагайцев, А. И. Госман // Тез. докл. / Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1991. – С. 29–32.

147. *Крохта Г. М.* Влияние температуры окружающего воздуха на некоторые параметры тракторного дизеля СМД-62 [Текст] / Г. М. Крохта, А. Д. Белоусов // Межвуз. сб. I. – Новосибирск, 1976. – С. 56–62.

148. *Крохта Г. М.* Определение потерь мощности и температуры масла в трансмиссии Т-150К в зависимости от температуры окружающего воздуха [Текст] / Г. М. Крохта, А. И. Госман // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1983. – С. 41–48.

149. *Крохта Г. М.* Исследование теплового режима агрегатов трансмиссии трактора Т-150К [Текст] / Г. М. Крохта, А. И. Госман // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1985. – С. 33–39.

150. *Крохта Г. М.* Пути снижения потерь мощности в коробке передач трактора Т-150К [Текст] / Г. М. Крохта, А. И. Госман // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1986. – С. 29–35.

151. *Крохта Г. М.* Повышение экономичности тракторного двигателя с газотурбинным наддувом [Текст] / Г. М. Крохта, В. И. Романов // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1988. – С. 21–27.

152. *Крохта Г. М.* Пути рационального использования моторных масел [Текст] / Г. М. Крохта, А. И. Госман // Науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1990. – С. 51–57.

153. *Крохта Г.М.* Пути повышения эффективности эксплуатации сельскохозяйственных энергетических средств в Западно-Сибирском регионе [Текст] / Г.М. Крохта // Тез. докл. / Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1991. – С. 18–22.

154. *Крохта Г.М.* Повышение эффективности системы газотурбинного наддува дизеля постоянной мощности Д-440 [Текст] / Г.М. Крохта, Н.А. Усатых //Науч. тр. НГАУ. – Новосибирск, 1991. – С.14–23.

155. *Крохта Г.М.* Устройство двухпозиционного регулирования уровня развиваемой мощности двигателя постоянной мощности [Текст] / Г.М. Крохта, Н.А. Усатых // Сб. науч. тр. / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т. – Носибирск, 2001. – С. 309–314.

156. *Крохта Г.М.* Особенности работы тракторного дизеля на внешней скоростной характеристике при выполнении основных сельскохозяйственных операций [Текст] / Г.М. Крохта, Н.А. Усатых // Сб. науч. тр. / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т. – Носибирск, 2001. – С. 304–309.

157. *Крохта Г.М.* Повышение топливной экономичности тракторных двигателей с газотурбинным наддувом на основных эксплуатационных режимах [Текст] / Г.М. Крохта, Н.А. Усатых // Вестник НГАУ. – 2010. – № 3. – С. 114–117.

158. *Крохта Г.М.* Автоматическая система регулирования процесса топливо- и воздухоподачи тракторного двигателя с газотурбинным наддувом [Текст] / Г.М. Крохта, Н.А. Усатых // Вестник НГАУ. – 2010 – № 4. – С. 78–81.

159. *Крохта Г.М.* Эксергетический метод и критерии оценки готовности дизельного двигателя к пуску [Текст] / Г.М. Крохта // Вестник НГАУ. – 2012. – № 1 (18), ч. 2. – С. 132–135.

160. *Крохта Г.М.* Вторичное использование теплоты отработанных газов в стационарных дизель-электрических установках и самоходных машинах [Текст] / Г.М. Крохта, А.Б. Иванников, Ю.Н. Блынский // Вестник НГАУ. – 2012. – № 2 (23), ч. 2. – С. 93–98.

161. *Крохта Г.М.* Способ работы дизельного двигателя в пусковой и послепусковой периоды: пат. на изобретение RU

№ 2538365, C1 МПК F02 [Текст] / Г. М. Крохта, Н. А. Усатых. – Опубл. 10.01.2015. Бюл. № 1. – С. 48–54.

162. *Крохта Г. М.* Способ работы тракторного дизеля постоянной мощности: пат. на изобретение RU № 38199 RU 7F B 39/00 C1 [Текст] / Г. М. Крохта, Н. А. Усатых. – Опубл. 27.05.2012. Бюл. № 15 (раздел 5.3.7). – С. 35–38.

163. *Крохта Г. М.* Эксергетический коэффициент полезного использования теплоты сгоревшего в двигателе топлива [Текст] / Г. М. Крохта, А. Б. Иванников // Вестник НГАУ. – 2013. – № 1 (26). – С. 68–74.

164. *Крохта Г. М.* Эксергетическая оценка эффективности газотурбинного наддува тракторного двигателя [Текст] / Г. М. Крохта, Е. Н. Хомченко // Вестник НГАУ. – 2013. – № 1 (26). – С. 135–140.

165. *Крохта Г. М.* Влияние газотурбинного наддува на пусковые качества дизельных двигателей в зимний период [Текст] / Г. М. Крохта // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 4. – С. 25–29.

166. *Крохта Г. М.* Устройство для подачи масла в подшипники турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания: пат. на полезную модель RU № 131087 F01/06 U1 [Текст] / Г. М. Крохта, Е. Н. Хомченко. – Опубл. 10.08.2013. Бюл. № 22. – С. 24–29.

167. *Крохта Г. М.* Система автоматического поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в агрегатах и узлах самоходных машин: пат. на изобретение RU № 2500899 МПК F01м 5/00 C1 [Текст] / Г. М. Крохта, А. Б. Иванников. – Опублик. 10.12.2013. Бюл. № 34.

168. *Крохта Г. М.* Повышение экономичности двигателя Д-440 регулированием газотурбинного наддува [Текст] / Г. М. Крохта, Е. Н. Хомченко // Материалы регион. науч.-практ. конф., посвящ. памяти М. А. Анфиногенова / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т. – Новосибирск, 2013. – С. 134–139.

169. *Крохта Г. М.* Повышение эксплуатационной экономичности двигателя постоянной мощности Д-440 [Текст] /

Г. М. Крохта, Н. А. Усатых, Е. Н. Хомченко // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 3. – С. 25–29.

170. *Крохта Г. М.* Повышение эффективности самоходных машин в зимний период эксплуатации путем вторичного использования бросовой теплоты двигателя [Текст] / Г. М. Крохта, А. Б. Иванников, Е. А. Пронин // Вестник Алт. гос. аграр. ун-та. – 2014. – № 4 (114). – С. 54–61.

171. *Крохта Г. М.* Повышение эффективности работы дизельных двигателей с газотурбинным наддувом [Текст] / Г. М. Крохта, Н. А. Усатых // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 7. – С. 14–17.

172. *Крохта Г. М.* Устройство для регулирования давления наддува двигателей внутреннего сгорания: пат. на изобретение RU № 2 534 833 F28D 7/00 C1 [Текст] / Г. М. Крохта, Е. Н. Хомченко, Н. А. Усатых. – Опубл. 10.12.2014. Бюл. № 34. – С. 33–37.

173. *Крохта Г. М.* Газожидкостный кожухотрубный теплообменник с автоматической системой управления процессом теплообмена: пат. на изобретение RU № 2523454 МПК F28D 7/00 C1 [Текст] / Г. М. Крохта, А. Б. Иванников. – Опубл. 20.07.2014. Бюл. № 20. – С. 21–24.

174. *Крохта Г. М.* Вторичное использование бросовой теплоты двигателя для оптимизации тепловых режимов в агрегатах самоходных машин [Текст] / Г. М. Крохта, А. Б. Иванников, Е. А. Пронин // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 4. – С. 17–22.

175. *Крохта Г. М.* Турбокомпрессор для наддува двигателей внутреннего сгорания: пат. на изобретение RU № 2559207 F02B 37/18 C1 [Текст] / Г. М. Крохта, Е. Н. Хомченко, Н. А. Усатых – Опубл. 10.08.2015. Бюл. № 22. – С. 24–27.

176. *Крохта Г. М.* Особенности пуска дизельных двигателей с газотурбинным наддувом в зимний период [Текст] / Г. М. Крохта, Е. Н. Хомченко, Н. А. Усатых // Материалы регион. науч.-практ. конф., посвящ. памяти М. А. Анфиногенова / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т. – Новосибирск: ИЦ НГАУ «Золотой колос», 2013. – С. 211–216.

177. *Крохта Г. М.* Особенности холодного пуска двигателя 6ЧН13/11 и послепускового прогрева моторно-трансмисси-

онной установки [Текст] / Г. М. Крохта // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 1. – С. 31–35.

178. *Крохта Г. М.* Система прогрева и поддержания оптимальных температур рабочих жидкостей и масел в агрегатах самоходных машин: пат. на изобретение RU № 2 577 916 F01M C1 [Текст] / Г. М. Крохта, А. Б. Иванников. – Опубл. 20.03.2016. Бюл. № 8. – С. 24–27.

179. *Крохта Г. М.* Повышение эффективности эксплуатации энергонасыщенных тракторов в условиях Западной Сибири: дис. ... д-ра техн. наук [Текст] / Г. М. Крохта – Новосибирск, 1995. – 409 с.

180. *Красовских В. С.* Неустановившаяся нагрузка тракторного двигателя и ее влияние на производительность агрегата [Текст] // Науч. тр. Алт. СХИ. – Барнаул, 1968. – Вып. 15. – С. 36–45.

181. *Красовских В. С.* Пути повышения эффективности использования машинно-тракторных агрегатов [Текст] / В. С. Красовских [и др.] // Роль Алтайского края в решении Продовольственной программы. – Барнаул, 1987. – С. 194–196.

182. *Лившиц В. М.* Повышение эффективности эксплуатационного контроля в системе технического обслуживания сельскохозяйственной техники. (Методы и технические средства) [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. М. Лившиц. – Новосибирск, 1984. – 37 с.

183. *Ларченко В. Ф.* Исследование влияния физических характеристик дизельных топлив на качество их распыливания в дизельмоторах [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / В. Ф. Ларченко – М., 1950. – 18 с.

184. *Лосавио Г. С.* Пуск автомобильных двигателей без разогрева [Текст] /Г.С. Лосавио. – М.: Транспорт, 1965. – 103 с.

185. *Лосавио Г. С.* Эксплуатация автомобилей при низких температурах [Текст] / Г. С. Лосавио. – М.: Транспорт, 1973. – 120 с.

186. *Левин М. И.* Оптимальный тепловой режим в системе охлаждения и требования к автоматическому регулированию температуры [Текст] / М. И. Левин // Науч. тр. ЦНИДИ, 1954. – Вып. 26. – С. 71–78.

187. *Леонов А. Б.* Влияние дополнительной подачи топлива на исходном режиме на работу свободного турбокомпрессора и продолжительность разгона дизеля [Текст] / А. Б. Леонов, О. А. Тарханов // Двигателестроение. – 1981. – № 5. – С. 54–57.

188. *Левин М. С.* Исследование влияния атмосферного давления и температуры поступающего в двигатель воздуха на рабочий процесс быстроходных автотракторных дизелей [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / М. С. Левин. – М., 1968. – 21 с.

189. *Левин М. С.* Методика и некоторые результаты исследования рабочего процесса цикла автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом и без него при изменении атмосферных условий [Текст] / М. С. Левин // Науч. тр. НАТИ. – М., 1968. – Вып. 102. – С. 43–49.

190. *Ледовский В. И.* Влияние параметров воздуха на всасывании на основные показатели тракторного дизеля [Текст] / В. И. Ледовский [и др.] //Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Изд-во Харьков. ун-та, 1967. – Вып. 5. – С. 64–69.

191. *Лейбзон З. И.* Влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели дизеля ЯМЗ-236 [Текст] / З. И. Лейбзон, П. А. Иванов // Автомобильная промышленность. – 1963. – № 7. – С. 26–31.

192. *Лейбзон З. И.* Влияние атмосферных условий на эффективные показатели автомобильных двигателей [Текст] / З. И. Лейбзон [и др.] // Науч. тр. НАМИ. – М., 1970. – Вып. 121. – С. 67–73.

193. *Лебедев О. Н.* Методы улучшения смесеобразования в судовых четырехтактных дизелях [Текст] / О. Н. Лебедев // Науч. тр. НИИВТ. – Новосибирск, 1973. – С. 41–46.

194. *Лукьяненко Б. С.* Метод расчета на ЭЦВМ разгона дизелей с газотурбинным наддувом [Текст] / Б. С. Лукьяненко // Двигателестроение. – 1987. – № 11. – С.13–15.

195. *Львовский К. Я.* Исследование потерь мощности в выключенных работающих в масле фрикционных муфтах [Текст] / К. Я. Львовский [и др.] // Науч. тр. НАТИ. – М., 1979. – Вып. 264. – С. 8–15.

196. *Легошин Г.М.* Система топливоподачи с высокой энергией впрыска [Текст] / Г. М. Легошин // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания в АПК СНГ: материалы Межгосударств. науч.-техн. семинара. – Саратов, 1993. – Вып. 5. – С. 164–172.

197. *Легошин Г.М.* Гипервпрыск и электронизация управления впрыском топлива в цилиндры ДВС [Текст] / Г. М. Легошин, А. Н. Васильев // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания в АПК СНГ: материалы Межгосударств. науч. – техн. семинара. – Саратов, 1993. – Вып. 5. – С. 182–186.

198. *Маковеев Ю.П.* Исследование дизеля Д-240 с турбонаддувом [Текст] / Ю. П. Маковеев, З. А. Мкртумян // Тракторы и сельхозмашины. – 1973. – № 5. – С. 21–24.

199. *Моргулис И.И.* Повышение мощности двигателя Д-37В при помощи турбонаддува [Текст] / И. И. Моргулис [и др.] // Науч. тр. НАТИ. – М., 1970. – Вып. 207. – С. 24–28.

200. *Матвеев В.В.* Анализ энергетических потерь в агрегатах трансмиссии трактора Т-4 [Текст] / В. В. Матвеев // Эксплуатация и ремонт сельскохозяйственной техники // Науч. тр. Ульянов. СХИ. – 1977. – С. 24–28.

201. *Макулин Ю.В.* Пуск холодных двигателей при низкой температуре [Текст] / Ю. В. Макулин. – М.: Машиностроение, 1987. – 123 с.

202. *Мелькумов Т.М.* Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением от сжатия [Текст] / Т. М. Мелькумов. – М.: Машгиз, 1953. – С.99–137.

203. *Мкртумян А.М.* Охлаждение двигателя дизеля при повышенных температурах охлаждающей воды [Текст] / А. М. Мкртумян // Науч. тр. ОНТИ. – 1938. – С. 54–61.

204. *Микулин Ю.В.* Пуск холодных двигателей при низких температурах [Текст] / Ю. В. Микулин, В. В. Карницкий, Б. А. Энглин. – М.: Машиностроение, 1971. – 240 с.

205. *Методические* указания по экономической оценке новой тракторной техники [Текст]. – М., 1982. – 42 с.

206. *Матиевский Д.Д.* Анализ экономичности использования тепла в расчетном цикле ДВС [Текст] / Д. Д. Матиев-

ский // Известия ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1981. – № 8. – С. 34–38.

207. *Матиевский Д.Д.* Методика анализа индикаторного КПД [Текст] / Д.Д. Матиевский // Двигателестроение. – 1984. – № 6. – С. 7–11.

208. *Матиевский Д.Д.* Разработка и использование методологии анализа индикаторного КПД для снижения расхода традиционного топлива, дымности и токсичности тракторных дизелей [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Д.Д. Матиевский. – Барнаул, 1987. – 20 с.

209. *Молчанов К.С.* Исследование рабочего процесса дизеля СМД при умеренном наддуве на одноцилиндровой установке [Текст] / К.С. Молчанов // Науч. тр. НАТИ. – 1964. – Вып. 173. – С. 64–69.

210. *Матиевский Д.Д.* Исследование влияния температуры воздуха на впуске на тепловыделение и показатели работы дизеля [Текст] / Д.Д. Матиевский, П.А. Антонов, А.Л. Новоселов // Науч. тр. Алт. политехн. ин-та. – Барнаул, 1973. – Вып. 30. – С. 48–56.

211. *Малаховский В.З.* Исследование коэффициента полезного действия тракторных трансмиссий [Текст] / В.З. Малаховский // Науч. тр. НАТИ. – М.: Машгиз,1964. – Вып. 10. – С. 56–63.

212. *Москвин Б.Б.* Потери в трансмиссии автомобиля и мероприятия по их снижению [Текст] / Б.Б. Москвин [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1983. – № 4. – С.12–15.

213. *Матвеев В.В.* Исследование работы тракторной коробки передач при различных системах смазки [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / В.В. Матвеев. – 1961. – С. 8–12.

214. *Натарзан В.М.* Обеспечение работоспособности тракторов сельскохозяйственного назначения [Текст]: автореф. дис. … д-ра техн. наук / В.М. Натарзан. – Новосибирск, 1987. – 40 с.

215. *Николаев Л.А.* Система подогрева тракторных дизелей при пуске [Текст] / Л.А. Николаев, А.П. Оташкевич, И.А. Захаров. – М.: Машиностроение, 1977. – 191 с.

216. *Николаенко А. В*. Повышение эффективности использования тракторных дизелей в сельском хозяйстве [Текст] / А. В. Николаенко, В. Н. Хватов. – Л.: Агропромиздат. – Ленингр. отд-ние, 1986. – 191 с.

217. *Нечаев Л. В*. Исследование влияния температуры воздуха на впуске на параметры дизеля В4Н 15/18, форсированного до P_e=10 кг/см^2 с помощью газотурбинного наддува [Текст] / Л. В. Нечаев // Науч. тр. Алт. политехн. ин-та. – Барнаул, 1975. – Вып. 47. – С. 56–62.

218. *Назаров В. А*. Исследование процесса пуска тракторных дизелей Алтайского моторного завода [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / В. А. Назаров. – М., 1967. – 16 с.

219. *Обельницкий А. М*. Топлива и смазочные материалы [Текст] / А. М. Обельницкий. – М.: Высшая школа, 1982. – 207 с.

220. *Ожогин В. А*. Результаты экспериментального исследования переходных процессов двигателя с турбонаддувом [Текст] / В. А. Ожогин, Л. Е. Магидович // ЦНИИНФОРМТЯЖМАШ ДВС. – М., 1976. – Вып. 5. – С. 6–11.

221. *Обрубов В. С*. Исследование влияния способов смазки трансмиссии трактора ДТ-75 на энергетические показатели и долговечность применительно к природно-климатическим условиям Таджикистана [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / В. С. Обрубов. – Челябинск, 1960. – С. 10–11.

222. *Панкратов Н. А*. Эксплуатация аккумуляторов при низких температурах [Текст] / Н. А. Панкратов [и др.] // Автомобильный транспорт. – 1985. – № 2. – С. 19–23.

223. *Патрахальцев Н. Н*. Совершенствование пусковых и динамических характеристик дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха [Текст] / Н. Н. Патрахальцев, И. А. Соболев, С. А. Казаков // Двигателестроение. – 2009. – № 3 (237). – С. 32–36.

224. *Покровский Г. П*. Топливо, смазочные материалы и охлаждающие жидкости [Текст] / Г. П. Покровский. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.

225. *Попок К. К*. Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям (химмотологический

словарь) [Текст] / К. К. Попок, Н. А. Рагозин. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Химия, 1975. – 34 с.

226. *Пасечников М. С.* Эксплуатация тракторов в зимнее время [Текст] / М. С. Пасечников, И. В. Болгов. – М.: Роосельхозиздат, 1972. – 144 с.

227. *Пономарев О. П.* Исследование влияния повышенных температур окружающего воздуха и топлива на показатели рабочего процесса четырехтактного дизеля и возможности корректирования подачи топлива [Текст] / О. П. Пономарев, В. Я. Кокунаев // Науч. тр. ЦНИТА. – 1962. – Вып. 13. – С. 11–16.

228. *Павлов Б. В.* Некоторые физические параметры дизельного топлива [Текст] / Б. В. Павлов // Тракторы и сельхозмашины. – 1959. – № 12. – С. 18–21.

229. *Попов В. В.* Износ деталей дизельного двигателя за период его прогрева [Текст] / В. В. Попов // Эксплуатация двигателей в зимних условиях: Изв. Иркут. СХИ. – Иркутск, 1972. – Вып. 29, т. 2. – С. 114–123.

230. *Попов В. Н.* О причинах низкого использования мощности дизеля с газотурбинным наддувом на сельскохозяйственных гусеничных тракторах и возможные пути повышения их эффективности [Текст] / В. Н. Попов // Двигателестроение. – 1986. – № 7. – С. 41–45.

231. *Портнов Д. А.* Турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия [Текст] / Д. А. Портнов. – М.: Машгиз, 1963. – 693 с.

232. *Портнов Д. А.* Особенности рабочего процесса и выбор степени наддува быстроходного четырехтактного двигателя с воспламенением от сжатия [Текст] / Д. А. Портнов // Повышение мощности двигателя с воспламенением от сжатия. – М.: Машгиз, 1954. – 256 с.

233. *Пахомов Э. А.* Исследование влияния температуры окружающей среды на рабочий цикл и тепловое состояние дизеля с воздушным охлаждением [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / Э. А. Пахомов. – М., 1975. – 21 с.

234. *Портнов Д. А.* Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия [Текст] / Д. А. Портнов. – М.: Машгиз, 1963. – 693 с.

235. *Поветкин Г. М.* Исследование эффективности работы тракторного двигателя с турбонаддувом на переходных режимах / Г. М. Поветкин [и др.] // Тракторы и сельхозмашины.– 1986. – № 8. – С. 11–14.

236. *Протасов С. Н.* Влияние температуры окружающего воздуха на рабочий процесс, экономичность и токсичность дизельного двигателя [Текст] / С. Н. Протасов, Г. М. Крохта // Сибирский вестник сельскохозяйственной науки. – 1986. – № 2. – С. 29–32.

237. *Протасов С. Н.* Влияние параметров окружающего воздуха на токсические характеристики дизеля [Текст] / С. Н. Протасов, Г. М. Крохта // Сибирский вестник сельскохозяйственной науки. – 1985. – № 2. – С. 36–41.

238. *Пустозеров Ю. И.* Зависимость температурного режима и КПД трансмиссии трактора ДТ-75 от скорости ветра [Текст] / Ю. И. Пустозеров // Исследование и эксплуатация поршневых двигателей. – Ангарск, 1971. – С. 258–265.

239. *Пустозеров Ю. И.* Исследование эксплуатационных режимов работы трансмиссий тракторов ДТ-75 в условиях низких температур [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / Ю. И. Пустозеров. – Новосибирск, 1973. – 22 с.

240. *Петухов В. А.* Термодинамическая оценка систем утилизации теплоты отработавших газов в СДУ [Текст] / В. А. Петухов // Двигателестроение. – 1987. – № 5. – С. 7–11.

241. Пат. № 1765736 (РФ). Устройство для контроля загрузки двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Г. М. Крохта, Н. А. Усатых. – 1993.

242. Пат. № 1802186 (РФ). Способ работы тракторного дизеля с турбонаддувом [Текст] / Г. М. Крохта, Н. А. Усатых Н. А. – 1993.

243. Пат. № 1427944 (РФ). Система смазки [Текст] / Г. М. Крохта, А. И. Госман, С. Л. Абдула. – 1993.

244. Пат. № 1437527 (РФ). Способ работы двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Г. М. Крохта, Н. А. Усатых, И. В. Лесовицкий. – 1993.

245. Пат. № 1536226 (РФ). Устройство контроля загрузки двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Г.М.. Крохта, Н. А. Усатых, В. И. Романов. – 1993.

246. Пат. № 159088 (РФ). Способ работы двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Г. М. Крохта, Н. А. Усатых, В. И. Романов. – 1993.

247. Пат. № 1617314 (РФ). Устройство контроля загрузки двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Г. М. Крохта, Н. А. Усатых. – 1993.

248. Пат. № 1688202 (РФ). Двигатель внутреннего сгорания [Текст] / В. И. Романов, Г. М. Крохта, Н. А. Усатых. – 1993.

249. *Рудометкин В. П.* Параметры пуска дизеля и температура заряда в конце сжатия при низких температурах воздуха [Текст] / В. П. Рудометкин, Ф. Т. Усольцев, Г. А. Ташкинов // Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания // Науч. тр. Иркут. СХИ. – Иркутск, 1975. – С. 32–36.

250. *Рикардо Г. Р.* Быстроходные двигатели внутреннего сгорания [Текст] / Г. Р. Рикардо. – М., 1960. – 354 с.

251. *Распопин Н. И.* Сравнительные исследования износов деталей гильзопоршневой группы дизеля А-41 при пуске [Текст] / Н. И. Распопин // Совершенствование технологии и средств механизации сельскохозяйственного производства: науч. тр. Новосиб. СХИ. – Новосибирск, 1986. – С. 92–100.

252. *Родичев В. А.* Энергоэкономные технические средства за рубежом [Текст] / В. А. Родичев, Т. В. Царьков // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 11. – С.55–61.

253. *Разлейцев Н. Ф.* Оценка величины потерь тепла газами через стенки цилиндров на номинальном режиме работы двигателя [Текст] / Н. Ф. Разлейцев // Науч. тр. Харьков. ун-та. – Харьков, 1965. – Вып.1. – С.48–54.

254. *Рыбакова Т. Н.* Исследование тепловых режимов тракторных коробок передач с переключением на ходу [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / Т. Н. Рыбакова. – М., 1976. – 23 с.

255. *Рыбакова Т. Н.* Методика определения температуры масла в коробке передач с переключением на ходу сельско-

хозяйственных тракторов [Текст] / Т. Н. Рыбакова // Науч. тр. ОНТИ, НАТИ. – М., 1976. – С. 3–6.

256. *Румшинский Л. З.* Математическая обработка результатов эксперимента [Текст] / Л. З. Румшинский. – М., 1971. – 256 с.

257. *Севернев М. М.* Ресурсосбережение и продовольствие [Текст] / М. М. Севернев, О. С. Стребков // Тракторы и сельхозмашины. – 1991. – № 9. – С. 1–5.

258. *Селиванов Н. И.* Потери мощности в коробке передач трактора К-701 [Текст] / Н. И. Селиванов // Сб. науч. тр. КрасГАУ. – 2000. – Ч. 1. – С. 72–74.

259. *Суранов Г. И.* Уменьшение износа автотракторных двигателей при пуске [Текст] / Г. И. Суранов. – М.: Колос, 1982. – 143 с.

260. *Семейкин Б. А.* Эффективность технического обслуживания машинно-тракторного парка и автомобилей [Текст] / Б. А. Семейкин. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 175 с.

261. *Сербинов А. И.* Роль физических и химических процессов при самовоспламенении распыленных жидких топлив [Текст] / А. И. Сербинов // Двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

262. *Свиридов Ю. Б.* Физические основы теории смесеобразования и сгорания в дизелях [Текст]: автореф. дис. … д-ра техн. наук / Ю. Б. Свиридов. – Л., 1971. – 17 с.

263. *Симсон А. Э.* Турбонаддув высокооборотных дизелей [Текст] / А. Э. Симсон [и др.]. – М.: Машиностроение. – 1976. – 386 с.

264. *Справочник* по климату СССР. Температура воздуха и почвы [Текст]. –Л.: Гидрометеоиздат, 1965. – Вып. 20, ч. 2. – 397 с.

265. *Соболь В. Н.* Исследование динамических характеристик регулируемого турбокомпрессора [Текст] / В. Н. Соболь [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания: респ. межвед. темат. науч.-техн. сб. – 1974. – Вып. 19. – С. 53–58.

266. *Симсон А. Э.* Исследование газотурбинного наддува тепловозных дизелей [Текст] / А. Э. Симсон. – Харьков, 1970. – 125 с.

267. *Скотников В. Э.* Основы теории и расчета трактора и автомобиля [Текст] / В. Э. Скотников [и др.]. – М.: Агропромиздат, 1986. – С. 30–31.

268. *Соколов В.Д.* Температурный режим в трансмиссии гусеничного трактора [Текст] / В. Д. Соколов, Г. Н. Городецкий // Науч. тр. Алт. СХИ. Вып. 3: Механизация и электрификация. – Барнаул, 1967. – С. 44–46.

269. *Скундин Г. И.* Механические потери в трансмиссиях колесных и гусеничных тракторов [Текст] / Г. И. Скундин. – М.: Машиностроение, 1969. – С. 41–46.

270. *Соколов В. В.* Влияние вязкостно-температурных свойств масла на механические потери в трансмиссии автомобиля [Текст] / В. В. Соколов // Автомобильная промышленность. – 1984. – № 3. – С. 20–21.

271. *Сычев В. В.* Сложные термодинамические процессы [Текст] / В. В. Сычев. – М., 1986. – 207 с.

272. *Свиридов Ю. Б.* Смесеобразование и сгорание в дизелях [Текст] / Ю. Б. Свиридов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1972. – 224 с.

273. *Семенов Н.Н.* О некоторых проблемах химической кинетики и реакционной способности [Текст] / Н. Н. Семенов. – М.: Изд-во АН СССР, 1954. – 350 с.

274. *Соколик А.С.* О самовоспламенении углеводородно-воздушных смесей [Текст] / А. С. Соколик // Поршневые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – С. 83–92.

275. *Трепененков И. И.* Об использовании мощности сельскохозяйственных тракторов [Текст] / И. И. Трепененков, А. Н. Мининзон // Тракторы и сельхозмашины. – 1987. – № 3. – С. 13–17.

276. *Томинский В. И.* Справочник по электрооборудованию автомобилей, тракторов, комбайнов [Текст] / В. И. Томинский. – М.: Урожай, 1985. – 186 с.

277. *Тракторные* дизели: Справочник / под ред. Б. А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.

278. *Толстов А. И.* Исследование температуры поршня и гильзы цилиндров авиационного двигателя [Текст] А. И. Толстов, Н. И. Миронов. – М.: Оборонгиз, 1949. – 278 с.

279. *Ташкинов Г.А.* Теоретическое и экспериментальное обоснование путей повышения эффективности тракторных двигателей при эксплуатации в условиях сельского хозяйства Сибири и Дальнего Востока [Текст]: автореф. дис… д-ра техн. наук / Г.А. Ташкинов. – Иркутск, 1973. – 56 с.

280. *Трактор* Т-150К [Текст]. – Харьков, 1982. – С. 58–66.

281. *Терехов А.С.* О составляющих гидравлических потерь в редукторе [Текст] / А.С. Терехов [и др.] // Автомобильный транспорт. – Хабаровск, 1970. – Вып. 17. – С. 41–43.

282. *Терехов А.С.* Влияние некоторых конструктивных параметров на величину гидравлических потерь в КП [Текст] / А.С. Терехов, Г.Н. Шпитко // Общетехнические науки: науч. тр. Хабар. политехн. ин-та. – Хабаровск, I971 – Вып. 26. – С. 134–136.

283. *Терехов А.С.* Исследование и оптимизация теплонапряженности редукторов автомобильных трансмиссий [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук. – Курган, 1978. – 29 с.

284. *Техническая* термодинамика: учебник для ВУЗов / Кирилин В.А. [и др.]. – Изд. 4-е, перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.

285. *Таблицы* планов экспериментов и номинальных моделей: Справочное издание / под ред. Налимова Е.Н. – М.: Металлучиздат, 1982. – 68 с.

286. *Тракторы* «Беларусь» МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л, МТЗ-82Н, МТЗ-82ЛН. Техническое описание и инструкция по эксплуатации [Текст]. – Минск: Урожай, 1986. – 123 с.

287. *Теоретические* основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / под общ. ред. чл.-кор. АН СССР В.А. Григорьева, В.Н. Зорина. – Изд. 2-е, перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.

288. *Филимонов А.И.* Исследование потерь на насосные ходы тракторных дизелей без наддува [Текст] / А.И. Филимонов, Э.В. Николаев // Тракторы и сельхозмашины. – 1969. – № 8. – С. 6–8.

289. *Федюков М.В.* Исследование энергетических показателей скоростного трактора 14 кН на транспортных работах

[Текст] / М. В. Федюков, А. А. Овсянников // Науч. тр. Ставропол. СХИ. – 1973. – Т. 3. – С. 21–27.

290. *Фенин В. Н.* Исследование трения легкого двигателя [Текст] / В. Н. Фенин, И. А. Кокорев // Науч. тр. НАТИ. – 1931. – Вып. 15. – С. 35–39.

291. *Фурса В. В.* Аппроксимирующие зависимости для оценки индикаторного КПД дизеля [Текст] / В. В. Фурса // Конструирование и производство транспортных машин: респ. межвед. науч.-техн. сб. – Харьков: Высшая школа, 1985. – Вып. 17. – С. 80–83.

292. *Хаблов М. А.* Об использовании импульсных турбин [Текст] / М. А. Хаблов // Изв. вузов. – М.: Машиностроение, 1962. – № 5. – С. 54–59.

293. *Ханин К. С.* Влияние газотурбинного наддува на механические потери автотракторного дизеля [Текст] / К. С. Ханин, В. К. Ванин // Изв. вузов. – М.: Машиностроение, 1977. – № 4. – С. 123–127.

294. *Хейвуд Р. У.* Термодинамика равновесных процессов [Текст] / Р. У. Хейвуд. – М.: Мир, 1983. – 491 с.

295. *Цуцоев В. И.* Зимняя эксплуатация тракторов: учеб. пособие [Текст] / В. И. Цуцоев. – М.: Высшая школа, 1977. – 187 с.

296. *Цуцоев В. И.* Эксплуатация сельскохозяйственной техники зимой [Текст] / В. И. Цуцоев. – М.: Колос, 1981. – 191 с.

297. *Цуцоев В. И.* Зимняя эксплуатация тракторов [Текст] / В.И. Цуцоев. – М.: Высшая школа, 1983. – 120 с.

298. *Цаюн Н. П.* Исследование рабочего процесса тракторного двигателя при пуске [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / Н. П. Цаюн. – Минск, 1974. – 24 с.

299. *Чагор Б.В.* О регулировании тракторных дизелей при переменной нагрузке [Текст] / Б. В. Чагор // Науч. тр. Харьков. политехн. ин-та. – 1961. – Т. 36. – С. 36–38.

300. *Чешуин Л. В.* Исследование температурных режимов работы ступенчатых передач тракторов типа «Беларусь» в условиях зимней эксплуатации [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / Л. В. Чешуин. – Барнаул, 1970. – 23 с.

301. *Чешуин Л.В.* Особенности эксплуатационных свойств тракторных трансмиссий в зимних условиях [Текст] / Л.В. Чешуин // Науч. тр. Алт. СХИ. – Барнаул, 1968. – Вып. 15. – С. 41–48.

302. *Чернышев Г.Д.* Рабочий процесс и теплонапряженностъ автомобильных дизелей [Текст] / под общ. ред. Г.Д. Чернышева. – М.: Машиностроение, 1986. – 216 с.

303. *Шлуфман М.М.* Лабораторно-полевые исследования разгона машинно-тракторного агрегата, оборудованного двигателем с турбонаддувом [Текст] / М.М. Шлуфман // Науч. тр. ВИМ. – 1964. – Т. 36. – С. 85–89.

304. *Шпитко Г.И.* Исследование гидравлических сопротивлений в коробках передач транспортных машин [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / Г.И. Шпитко. – М., 1972. – С. 7–15.

305. *Школьников В.М.* Унификация масел – важнейшая народнохозяйственная задача [Текст] / В.М. Школьников, Н.А. Кузнецов // Химия и технология топлив и масел. – 1982. – № 9. – С. 2–4.

306. *Штерн В.Я.* Механизм окисления углеводородов в газовой фазе [Текст] / В.Я. Штерн. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – 496 с.

307. *Эфрос В.В.* Выбор критериев и методов оценки топливной экономичности тракторных и комбайновых двигателей [Текст] / В.В. Эфрос, М.С. Столбов, П.Д. Луначев // Тракторы и сельхозмашины. – 1987. – № 7. – С. 13–17.

308. *Юлдашев А.К.* Критерий оценки динамических качеств автотракторных дизелей [Текст] / А.К. Юлдашев [и др.] // Двигателестроение. – 1984. – № 6. – С. 38–41.

309. *Юлдашев А.К.* Тракторным дизелям – экономичность и надежность [Текст] / А.К. Юлдашев, Ф.Г. Шафигулин. – Казань: Татарское кн. изд-во, 1983. – 24 с.

310. *Юдаев Б.Н.* Теплопередача: учебник для ВУЗов [Текст] / Б.Н. Юдаев. – Изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981. – 319 с.

311. *Яговкин А.И.* Исследование температурных режимов и интенсивности изнашивания агрегатов трансмиссии

в зимних условиях [Текст]: автореф. дис… канд. техн. наук / А. И. Яговкин. – Тюмень, 1984. – 20 с.

312. Eries, G.: Ermittlung der Erwärmung und der Verluste von Zahnradgetrieben. Schmirungstechnik, Berlin 9 (1978) 5, S. 135–140.

313. Schulz H; Qwitsch; Blumenthal, R.; Böttger, C.; Ikrobacki, A.: Zum Verlustverhalten von Traktorgetrieben – Überblick zum Stand. Agrartechnik, 1987, 37, Nr. 2.

314. VEB Traktorenwerk Schönebeck: Erprobung des ZT300, Versuchbericht, 1965, 17.

315. Zellbeck H.; Woschne, G.: Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgelaladener Dieselmotoren. 1983, MTZ, 44, Nr. 3, S. 81–86.

316. Zellbeck H.: Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgelaladener Dieselmotoren. 1972, Diss. TU München.

317. Rakopoulos C. D., Dimaratos A. M., Giakoumis E. G. Investigation of turbocharged diesel engine operation, exhaust emissions, and combustion noise radiation during starting under cold, warm, and hot conditions // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D / C. D. Rakopoulos, A. M. Dimaratos, E. G. Giakoumis // Journal of Automobile Engineering – 2011. – Vol. 9.

318. Rosenkranz H. G.; Rehbein, H.: Das Beschleunigungsverhalten eines Nutsfaheseng Dieselmotors mit Abgasturboaufladung. 1984, Automob. – Ind., 29, Nr. 1, S. 43–52.

319. Schmidt T.; May, H.; Schaffurt, M.: Thermodynamische Untersuchungen des Einflusses des atmosphärischen Zustandes auf das Betriebsverhalten von Dieselmotoren mit Abgasturboladung. 1962, Mir, Nr. 2.

СОДЕРЖАНИЕ

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ 3

ВВЕДЕНИЕ 10

1. КЛИМАТИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН 13

1.1. Природно-климатические условия 13
1.2. Зависимость физических свойств конструкционных и эксплуатационных материалов от температуры окружающей среды 16
1.2.1. Конструкционные материалы 16
1.2.2. Воздух 17
1.2.3. Топливо 18
1.2.4. Масло 20
1.2.5. Электролит 22
1.2.6. Охлаждающие жидкости 23
1.3. Эффективность эксплуатации тракторов в течение года 25
1.3.1. Виды выполняемых работ 28
1.3.2. Загрузка тракторных двигателей при выполнении основных сельскохозяйственных операций 30
1.3.3. Топливная экономичность 34

2. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАКТОРОВ В ЗИМНИЙ ПЕРИОД 40

2.1. Поддержание готовности тракторов к работе в межсменный период 40
2.1.1. Гаражное и безгаражное хранение 40
2.1.2. Способы и средства для тепловой подготовки 43
2.1.3. Пуск и послепусковой прогрев двигателей 47
2.1.4. Особенности пуска двигателя с ГТН 53
2.1.5. Способ работы дизельного двигателя в пусковой и послепусковой период 63
2.1.6. Закономерности пусковых и послепусковых износов основных деталей двигателей 73
2.2. Условия, режимы работы и оптимизация потерь в трансмиссии тракторов 76
2.2.1. Тепловой режим 77
2.2.2. Уравнение КПД 79

2.2.3. Анализ составляющих потерь мощности 85
2.2.4. Способы снижения потерь мощности..... 87
2.2.5. Объединенная система смазки двигателя и КП 92
2.2.6. Система вторичного использования теплоты ОГ в МТУ 96
2.3. Основные режимы и эффективность двигателей с ГТН в эксплуатационных условиях..... 107
2.3.1. Анализ индикаторных показателей 110
2.3.2. Анализ эффективных показателей 113
2.3.3. Переходные режимы и динамические качества 116

3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ТОПЛИВА В МТУ ТРАКТОРА 119

3.1. Эксергетические критерии оценки готовности двигателя к пуску и полноты сгорания в послепусковой период прогрева 125
3.2. Эксергетический коэффициент полезного использования теплоты в МТУ трактора при пуске-прогреве 141
3.3 Эксергетический коэффициент полезного действия редуктора МТУ трактора..... 146
3.4. Эксергетический коэффициент оценки эффективности ГТН тракторного двигателя..... 156

4. МЕТОДИКА ЛАБОРАТОРНЫХ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И УСТРОЙСТВ, ПОВЫШАЮЩИХ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ТРАКТОРОВ.... 167

4.1. Программа экспериментальных исследований и общие методические положения..... 167
4.2. Методика определения расхода топлива двигателем 174
4.3. Методика определения неполноты сгорания топлива 176
4.4. Методика определения расхода воздуха двигателем 177
4.5. Методика исследования потерь и их составляющих в агрегатах трансмиссии трактора 179
4.6. Методика исследования эффективности ГТН 182

5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭНЕРГОЗАТРАТ В ОСНОВНЫХ АГРЕГАТАХ ТРАКТОРНЫХ МТУ И ПУТИ ИХ ОПТИМИЗАЦИИ 188

5.1. Исследование эффективности самопрогрева МТУ в период межсменных стоянок 188

5.1.1. Оценка полезного использования теплоты, выделяющейся в результате сгорания топлива, в период межсменных стоянок при самопрогреве 189
5.1.2. Особенности пуска двигателя и послепускового прогрева МТУ в условиях низких температур 196
5.1.3. Тепловая подготовка топлива в форсунках в период пуска-прогрева 207
5.1.4. Анализ составляющих уравнения эксергетического баланса для цилиндра двигателя в конце такта сжатия при пуске и прогреве 211
5.1.5. Закономерности пусковых и послепусковых износов ЦПГ 223
5.1.6. Оценка работоспособности аккумуляторных батарей в период самопрогрева 228
5.1.7. Интегральный критерий оптимизации режима самопрогрева при межсменных стоянках 234
5.2. Эффективность вторичного использования теплоты, рассеиваемой в ОС 245
5.2.1. Тепловой режим и потери мощности в агрегатах трансмиссии в период послепускового прогрева 246
5.2.2. Динамика прогрева масла в двигателе и КП трактора с объединенной системой смазки 250
5.2.3. Динамика прогрева масла в КП с помощью системы, утилизирующей эксергию ОГ 256
5.2.4. Потери мощности в КП 262
5.2.5. Анализ составляющих статей эксергетического КПД коробки передач 267
5.3. Повышение эффективности двигателей с ГТН в эксплуатационных условиях 278
5.3.1. Анализ количественных и качественных изменений составляющих баланса эксергии ВГ, срабатываемой в турбине 279
5.3.2. Влияние ГТН и температуры ОС на индикаторные и эффективные показатели двигателя 288
5.3.3. Повышение эффективности ГТН на регуляторной ветви нагрузочной и скоростной характеристик 295
5.3.4. Устройство для регулирования давления наддува двигателя 299
5.3.5. Повышение регулирующих свойств двигателя по моменту на корректорном участке скоростной харак-

теристики 305
5.3.6. Устройство для повышения надежности работы ТКР 316
5.3.7. Конструктивные особенности и некоторые результаты эксплуатационных испытаний системы дискретно-непрерывного силового регулирования 319

6. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОСНОВНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ 330

6.1. Общая методика оценки ожидаемой экономической эффективности от использования в сельскохозяйственном производстве тракторов с элементами самоадаптации к внешним возмущениям 330
6.2. Методика оценки экономической эффективности самопрогрева МТУ тракторов при межсменных стоянках..... 331
6.3. Методика оценки экономической эффективности вторичного использования бросовой теплоты двигателя в МТУ трактора 333
6.4. Методика оценки экономической эффективности использования дискретно-непрерывного силового регулирования двигателя Д-440 трактора ДТ-75 334

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 335

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 340

Научное издание

Крохта Геннадий Михайлович

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАКТОРОВ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Монография

Редактор *Т. К. Коробкова*
Компьютерная верстка *В. Н. Зенина*

Подписано в печать 13 марта 2017 г. Формат $60 \times 84\,^{1}/_{16}$.
Объем 18,8 уч.-изд. л., 23,25 усл. печ. л. Тираж 500 экз.
Изд. № 66. Заказ № 1728.

Отпечатано в Издательском центре НГАУ «Золотой колос»
630039, Новосибирск, ул. Добролюбова, 160, каб. 106.
Тел. (383) 267-09-10. E-mail: 2134539@mail.ru