

УДК 629.3.027.3

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106855>

Оригинальное исследование



К вопросу вторичного использования эксергии выпускных газов в автотракторных силовых установках

Г.М. Крохта¹, Е.Н. Хомченко¹, Н.А. Усатых¹, А.Б. Иванников²¹ Новосибирский государственный аграрный университет, Новосибирск, Россия² Сибирский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства СФНЦА РАН, Краснообск, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Коэффициент полезного действия современных двигателей внутреннего сгорания не превышает 40%, при этом значительная часть эксергии, выделившейся при сгорании топлива, рассеивается в окружающую среду с отработавшими газами, охлаждающей жидкостью и нагретыми деталями. В то же время при эксплуатации тракторов в условиях низких температур окружающего воздуха очень остро стоит проблема поддержания оптимального теплового режима для снижения потерь, увеличения полноты сгорания топлива и как следствие повышения эксплуатационной экономичности.

Цель работы – оценка эффективности применения комплексной системы утилизации термомеханической эксергии выхлопных газов дизеля. Обоснование вида и количества ступеней утилизации эксергии выхлопных газов на автотракторных дизелях в широком диапазоне температур окружающей среды и нагрузочных режимов.

Материалы и методы. Для достижения поставленной цели были проведены теоретические и экспериментальные исследования для оценки эксергетического потенциала выпускных газов в зависимости от степени загрузки двигателя и температуры окружающей среды. Проведены сравнительные исследования двигателей Д-440 и СМД-62, позволяющие оценить влияние конструктивных особенностей системы выпуска отработавших газов на величину потерь эксергии.

Результаты. Потери работоспособности ВГ двигателя СМД-62 с ТКР-11Н-1 на номинальном режиме составили 0,8. При этом максимальные потери работоспособности ВГ на холостом ходу составляют 0,92. Авторами предложена частная методика анализа отдельных составляющих эксергии выпускных газов, позволяющая анализировать возможные пути ее вторичного использования. Полученные уравнения определяют количественное и качественное соотношения между составляющими эксергии выхлопных газов относительно их максимального эксергетического потенциала, подлежащего утилизации.

Заключение. На основании анализа экспериментальных данных и их статистической обработки можно сделать вывод, что двигатели средней мощности имеют ограниченные ресурсы бросовой теплоты. Теоретически ее должно хватить для обеспечения работы ТКР и поддержания теплового режима в коробке передач и в системе охлаждения двигателя в зимний период.

Ключевые слова: утилизация; бросовая теплота; выхлопные газы; эксергия; эксергетический потенциал; потери; дизель; рекуператор; турбокомпрессор.

Для цитирования:

Крохта Г.М., Хомченко Е.Н., Усатых Н.А., Иванников А.Б. К вопросу вторичного использования эксергии выпускных газов в автотракторных силовых установках // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 3. С. 197–205. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106855>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106855>

Original study article

On the question of secondary use of exhaust exergy in power units of vehicles and tractors

Gennady M. Krokhta¹, Egor N. Khomchenko¹, Nikolai A. Usatykh¹, Alexey B. Ivannikov²

¹ Novosibirsk State Agrarian University, Novosibirsk, Russia

² Siberian Scientific and Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture, Krasnoobsk, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Efficiency of modern internal combustion engines is no more than 40%, while the significant part of exergy, released during fuel combustion, dissipates in the environment through exhaust, coolant liquid and heated details. Meanwhile, the urgent problem of operating a tractor in low ambient temperature conditions is sustaining of optimal thermal condition for the sake of decreasing of losses, increasing of combustion efficiency and, as a consequence, increasing of operating efficiency.

AIMS: Efficiency assessment of use of the complex system of utilization of thermomechanical exergy of diesel engine exhaust. Justification of type and number of stages of exhaust exergy utilization for diesel engines of vehicles and tractors for a wide range of ambient temperatures and loading conditions.

METHODS: To accomplish given aims, theoretical and experimental studies were carried out in order to assess exhaust exergy potential in dependence on engine loading conditions and ambient temperature. Comparative studies of the D-440 and the SMD-62 engines were carried out, making it possible to assess the influence of exhaust system design features on amount of exergy losses.

RESULTS: Exhaust performance losses of the SMD-62 engine with the TKR-11N-1 turbocharger at nominal mode were 0.8. Meanwhile, maximal exhaust performance losses at idle mode are 0.92. Authors suggested the special method of analysis of certain exhaust exergy components, which allows analyzing possible ways of its secondary use. The obtained equations determine quantitative and qualitative ratios between exhaust exergy components in comparison to maximal exhaust exergy potential to be utilized.

CONCLUSIONS: Based on experimental data analysis and its statistical processing, it follows that middle powered engines have limited resources of waste heat. Theoretically, it should be enough for ensuring the turbocharger operation and sustaining of thermal condition in a gearbox and a cooling system in winter.

Keywords: utilization; waste heat; exhaust; exergy; exergy potential; losses; diesel engine; recuperative heat exchanger; turbocharger.

Cite as:

Krokhta GM, Khomchenko EN, Usatykh NA, Ivannikov AB. On the question of secondary use of exhaust exergy in power units of vehicles and tractors. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(3):197–205. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106855>

Received: 28.04.2022

Accepted: 01.07.2022

Published: 15.07.2022

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что с выхлопными газами (ВГ) автотракторный дизель выбрасывает в окружающую среду (ОС) сравнительно большое количество энергии, величина которой может достигать 35–40% и более общего количества теплоты, выделившейся от сгоревшего в двигателе топлива. Кроме того, до 28% теплоты может рассеиваться в ОС системой охлаждения двигателя. При этом КПД двигателей не превышает 40% при условии полной и равномерной загрузки [1]. В то же время известно, что средняя нагрузка тракторного двигателя в течение года находится в пределах 60–70% [2]. По этой причине реальный КПД двигателя будет еще ниже.

Вопросу вторичного использования эксергии мощных силовых установок в настоящее время уделяется большое внимание. Анализ литературных источников показал, что эксергия выхлопных газов может трансформироваться в электроэнергию, теплоту или холод [3, 4, 5]. Холод производится с помощью абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин.

Процесс, когда в результате утилизации ВГ вторично используется эксергия в виде электроэнергии и теплоты называется когенерацией. Тригенерацией называют процесс, когда эксергия ВГ используется для производства электроэнергии, теплоты и холода.

При применении тригенерации совместно с силовыми турбинами или двигателями Стирлинга удается повысить КПД судовых силовых установок до 80%. При этом нельзя забывать, что мощность главных судовых двигателей достигает 20,0 МВт и более.

Автотракторные двигатели по сравнению с судовыми, тепловозными, стационарными и тому подобными двигателями развивают намного меньшую мощность (до 600–650 кВт).

Наличие низкопотенциальной эксергии, непредсказуемые колебания ее амплитуды и частоты, а также недостаточный уровень технологической и конструкторской проработки систем утилизации эксергии ВГ способствует снижению эффективности при их использовании. Поэтому в настоящее время на автотракторных двигателях эксергия ВГ в основном используется для работы турбокомпрессоров (волновые обменники давления) и в редких случаях – силовых турбин.

Максимальный эксергетический потенциал ВГ имеет место в выпускном канале головки. Турбина может устанавливаться непосредственно на фланец коллектора (Д-440) или с помощью дополнительных выпускных патрубков (ЯМЗ-238, ЯМЗ-240, СМД-62). Из перечисленных марок самую оптимальную компоновку ТКР с коллектором имеет двигатель СМД-62. Этот двигатель изначально проектировался с газотурбинным наддувом и считался базовым для других модификаций, поэтому потери в коллекторах у него должны находиться на минимальном уровне. Разработчики других марок

за базовый принимали безнаддувный вариант. В этом случае конструкция выпускного тракта для базового варианта должна быть оптимальной, но для наддувного она не всегда может быть оптимальной, что приводит к потерям работоспособности газового потока.

Суммарный потенциал бросовой эксергии двигателей мощностью, например, 600–650 кВт, если просуммировать возможные потери системой выпуска, системой охлаждения и смазки, может достигать внушительной величины – до 1400 МДж/ч и более. Из них до 640 МДж/ч приходится на ВГ [6].

Несмотря на то, что располагаемая эксергия ВГ велика, современные технологии и конструкции газовыпускных систем автотракторных двигателей не позволяют эффективно ее использовать.

Потери работоспособности газа (диссипация) в момент выпуска из-за несовершенства газовыпускных систем достигают больших значений. В многочисленных публикациях акцентируется внимание на том, что эксергия ВГ, реализуемая в турбине, не превышает 20–25% от располагаемой [7]. Особо велики потери в момент начала открытия выпускного клапана, когда скорость газа в клапанной щели достигает критической (приближается к скорости звука или превышает его). Диссипация – это работа сил внутреннего трения, вызванная вязкостью газа [8].

Величина потерь зависит от конструктивных особенностей газовыпускного тракта, технической характеристики агрегата для утилизации бросовой эксергии. Очевидно, что больших потерь следует ожидать при утилизации ВГ по сравнению с охлаждающей жидкостью и маслом. Причина – высокая температура (до 700 °С), большая скорость истечения газов. На данный момент исключить потери (диссипацию) эксергии в момент выпуска газов из цилиндра в выпускной канал головки не представляется возможным.

Из выпускных каналов головки ВГ попадают в коллектор. С точки зрения минимизации потерь эксергии в ОС, площадь боковой поверхности коллектора должна быть минимальной и покрыта теплоизоляцией. Утилизационный агрегат желательно устанавливать непосредственно на коллектор или как можно ближе к нему.

При наддуве возрастает объем и плотность воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, что позволяет увеличить цикловую подачу топлива и получить большую мощность и снизить удельный расход топлива. В то же время автотракторные двигатели с газотурбинным наддувом имеют ряд существенных недостатков: снижение крутящего момента, более низкую топливную экономичность на частичных нагрузочных режимах по сравнению с безнаддувным вариантом [8, 9]. Повышение плотности воздуха на впуске происходит не только путем его сжатия, но и охлаждения в специальных охладителях, а также в результате изменения климатических условий эксплуатации машин. В последнем случае затраты полезной работы, которая частично снимается с коленчатого вала

двигателя, могут быть сведены к нулю даже на частичных нагрузках. Увеличение плотности воздуха на впуске за счет снижения его температуры (климатический наддув) – процесс неуправляемый, но реальный.

В случаях, когда применяется глубокая (многоступенчатая) утилизация эксергии ВГ с использованием линейки агрегатов, например, силовая турбина, турбокомпрессор, рекуператор и т.п., то учитываются технические приоритеты впереди стоящего агрегата перед другими. Очевидно, что вначале ВГ должны проходить через силовую турбину, а затем через ТКР, потому что они имеют сравнительно большой эксергетический потенциал, что способствует максимальному росту коэффициента полезного использования теплоты ВГ. В ряде случаев турбина и турбокомпрессор могут работать параллельно. После турбины и турбокомпрессора пульсация газового потока и его температура выравниваются, в результате чего рекуператор работает более эффективно. Каждая последующая ступень утилизации эксергии ВГ должна учитывать выходные параметры предыдущей и максимально использовать имеющийся ресурс на своем уровне.

Цель исследования – оценка эффективности применения комплексной системы утилизации термомеханической эксергии ВГ дизельного двигателя. Обоснование вида и количества ступеней утилизации эксергии ВГ на автотракторных дизелях в широком диапазоне температур ОС и нагрузочных режимов.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В процессе аналитических и экспериментальных исследований применялись известные методы оптимизации и математической статистики. Использовались теоретические основы теплотехники и теории двигателей внутреннего сгорания. Испытания проводились в соответствии с ГОСТ 18509–88 «Дизели тракторные и комбайновые» и ГОСТ 24026–80 «Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения».

Экспериментальные исследования проводились на двигателях СМД–62 (6ЧН13,0/11,5) и Д–440 (ЧН13,0/14,0), которые располагались на открытой площадке и находились в полной комплектации. Тормозные стенды КИ–2118А вместе с контрольно-измерительной аппаратурой размещались в лаборатории (отапливаемое помещение). В двигатели заливалось свежее масло марки М–8Г2к ГОСТ 8581–78. Часовой расход топлива определялся весовым методом с помощью полуавтоматического прибора конструкции кафедры «Автомобили и тракторы» Новосибирского ГАУ. Температуры охлаждающей жидкости, масла, выхлопных и отработанных газов, ОС регистрировались с помощью устройства УКТ38–Щ4.ТП, адаптера АС2, преобразователя интерфейсов RS–232 USB. Давление воздуха во впускном коллекторе, выпускных

газов перед турбиной и отработанных после турбины измерялось манометрами с ценой деления 0,01 кг/см². Температура ВГ фиксировалась в заторможенном потоке с помощью хромель–алюмелевых термопар.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

До настоящего времени глубокая (многоступенчатая система) утилизация эксергии ВГ на автотракторных двигателях не нашла применения, что прежде всего связано с малой мощностью двигателей. В то же время на двигателях устанавливаются системы газотурбинного наддува (ГТН). Турбина турбокомпрессора утилизирует самую ценную часть эксергии – механическую составляющую ВГ (давление и скорость газового потока). С увеличением мощности двигателя растет мощность газового потока, поэтому, поставив силовую турбину, можно значительно увеличить эффективность работы многоступенчатой системы утилизации.

Во время оценки термодинамического совершенства системы газотурбинного наддува на входе и выходе из системы мы встречаем потоки энергии разного качества, оценка которых возможна только при сведении всех потоков к единому масштабу. Этого можно добиться, воспользовавшись эксергетическим методом.

Общие потери работоспособности ВГ в утилизационном агрегате, газопроводе и других устройствах определялись по формуле:

$$D_{ВГ} = 1 - \frac{\Delta E_{ТК}^*}{E_{ВГ}^*}, \quad (1)$$

где $\Delta E_{ТК}^*$ – эксергия заторможенного потока ВГ, сбрасываемая в утилизационном агрегате, с учетом потерь, МДж/ч; $E_{ВГ}^*$ – эксергия заторможенного потока выпускных газов (по параметрам ВГ перед турбиной), МДж/ч.

В итоге достигается качественная и количественная оценка степени термодинамического совершенства системы [10, 11].

В качестве примера рассмотрим систему ГТН (первая ступень утилизации ВГ). С целью повышения эффективности вторичного использования эксергии ВГ и оценки уровня совершенства системы ГТН разделим процесс выпуска на ряд составляющих (рис. 1):

- располагаемая работа ВГ (по параметрам ВГ перед выпускным клапаном в момент его открытия и до конца такта расширения $E_{раск}$);
- максимальный эксергетический потенциал ВГ, подлежащий утилизации, (по параметрам ВГ перед турбиной E_{max}^T);
- механическая эксергия свободного выпуска (по параметрам ВГ перед турбиной E_p^{ca});
- механическая эксергия принудительного выпуска (по параметрам ВГ перед турбиной E_p^{np});
- термическая эксергия свободного выпуска (по параметрам ВГ перед турбиной E_T).

Представим это в виде равенства (2):

$$E_{\max}^T = E_T + E_p^{c6} + E_p^{np} . \quad (2)$$

Поделив на величину E_{\max}^T получим равенство:

$$\delta_T + \delta_p^{c6} + \delta_p^{np} = , \quad (3)$$

где δ_T – доля термической составляющей эксергии ВГ, срабатываемая в турбине; δ_p^{c6} – доля механической составляющей эксергии ВГ в период свободного выпуска, срабатываемая в турбине; δ_p^{np} – доля механической составляющей эксергии ВГ в период принудительного выпуска (работа, снимаемая с коленчатого вала двигателя).

Уравнение (3) определяет количественное и качественное соотношения между составляющими эксергии ВГ относительно максимального эксергетического потенциала ВГ, подлежащего утилизации. Первая составляющая δ_T характеризует изменение скоростного напора газового потока, вторая δ_p^{c6} – волны давления в проточной части турбины и последняя – величину полезной работы двигателя, затрачиваемую на принудительное выталкивание рабочего тела из цилиндра. Наличие последней составляющей δ_{oc}^{np} крайне нежелательно, так как она получается в результате двойного преобразования эксергии сгоревшего топлива в полезную работу двигателя, а затем в работу выталкивания с низким общим КПД, что ухудшает экономичность двигателя.

Стендовые испытания тракторного двигателя постоянной мощности 4ЧН13,0/14,0 с ТКР-8,5 показали, что на холостом ходу потери работоспособности ВГ ($D_{ВГ}$) составляют 0,81. С увеличением нагрузки до номинальной

(78,7 кВт при 1750 мин⁻¹) на регуляторной ветви внешней скоростной характеристики потери снижаются до 0,73. Дальнейшая работа двигателя на корректорном участке до максимального крутящего момента вновь сопровождается повышением работоспособности ВГ до 0,84 (рис. 2).

Потери работоспособности ВГ двигателя СМД-52 с ТКР-11Н-1 на номинальном режиме составили 0,8. При этом максимальные потери работоспособности ВГ на холостом ходу составляют 0,92 (рис. 3). Испытания подтвердили достоверность ранее полученных результатов и предположение о зависимости потерь работоспособности ВГ от конструктивных особенностей газовыпускных трактов. Результаты испытаний показали более высокую эффективность газовыпускной системы двигателя СМД-62 по сравнению с Д-440. Этого следовало ожидать, так как базовым является двигатель с ГТН.

С понижением температуры ОС с плюс 24 °С до минус 33 °С потери работоспособности газового потока незначительно снижаются. Так, на номинальном режиме снижение составило 0,03. Снижение потерь работоспособности потока можно объяснить увеличением потерь в ОС (нет теплоизоляции).

Результаты испытаний двигателей средней мощности (СМД-62 и Д-440) показали, что на частичных нагрузках, в ряде случаев вплоть до 70% от номинальной мощности, установка ТКР сопровождается снижением их экономичности. Основная причина заключается в том, что при наддуве используется часть эксергетического потенциала ВГ перед турбиной и часть механической работы двигателя, которая снимается с коленчатого вала и снижается с увеличением степени загрузки двигателя. Вследствие этого с увеличением степени загрузки двигателя эффективность

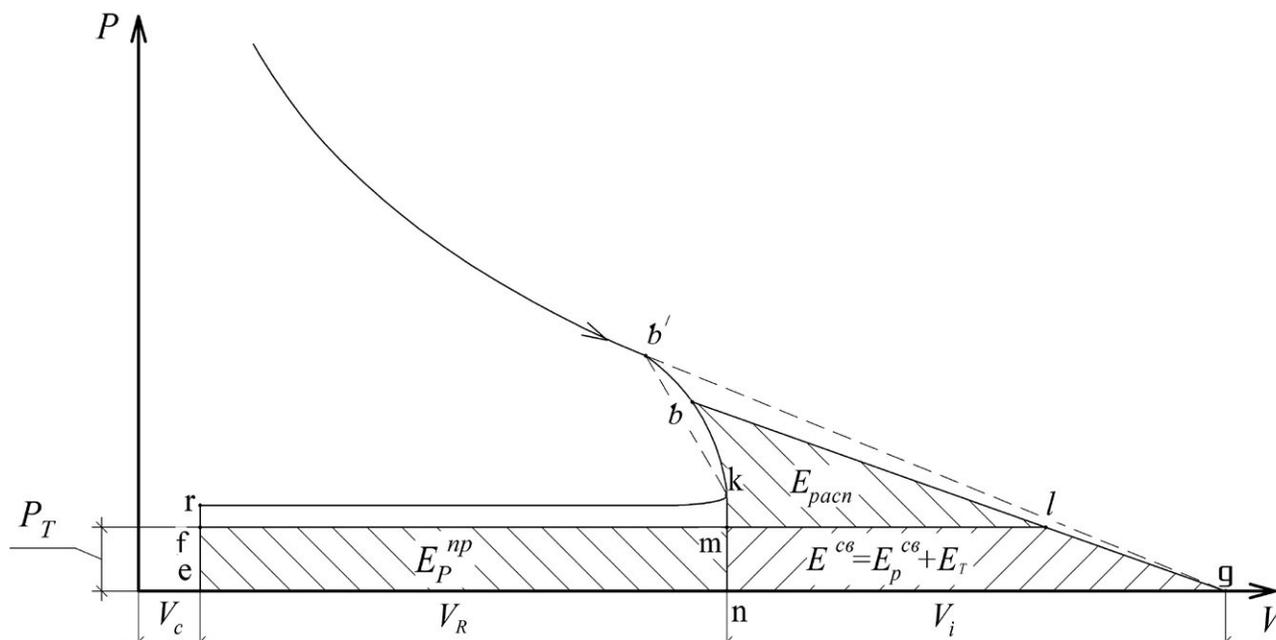


Рис. 1. Диаграмма эксергии, используемой в турбокомпрессоре двигателя.
Fig. 1. The diagram of the exergy, used in the engine turbocharger.

работы системы ГТН повышается. Экспериментальные исследования показали, что абсолютная величина потерь на принудительное выталкивание для ТКР-11Н-1 может достигать 7,92 кВт при развиваемой турбиной мощности 21,2 кВт. Повысить эффективность работы автотракторной силовой установки, как следует из уравнения (3), можно путем изменения количества рабочего тела перед турбиной. Для регулирования количества и параметров ВГ (температуры и давления) предлагается применение

раздельного выпуска или устройства автоматического изменения угла открытия выпускного клапана в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, нагрузки и температуры ОС [9].

На рис. 1 показана часть индикаторной диаграммы (конец расширения и выпуск свободный и принудительный). Точкой b обозначено начало открытия выпускного клапана серийного двигателя, а точкой b' – начало открытия выпускного клапана опытного. Изменяя

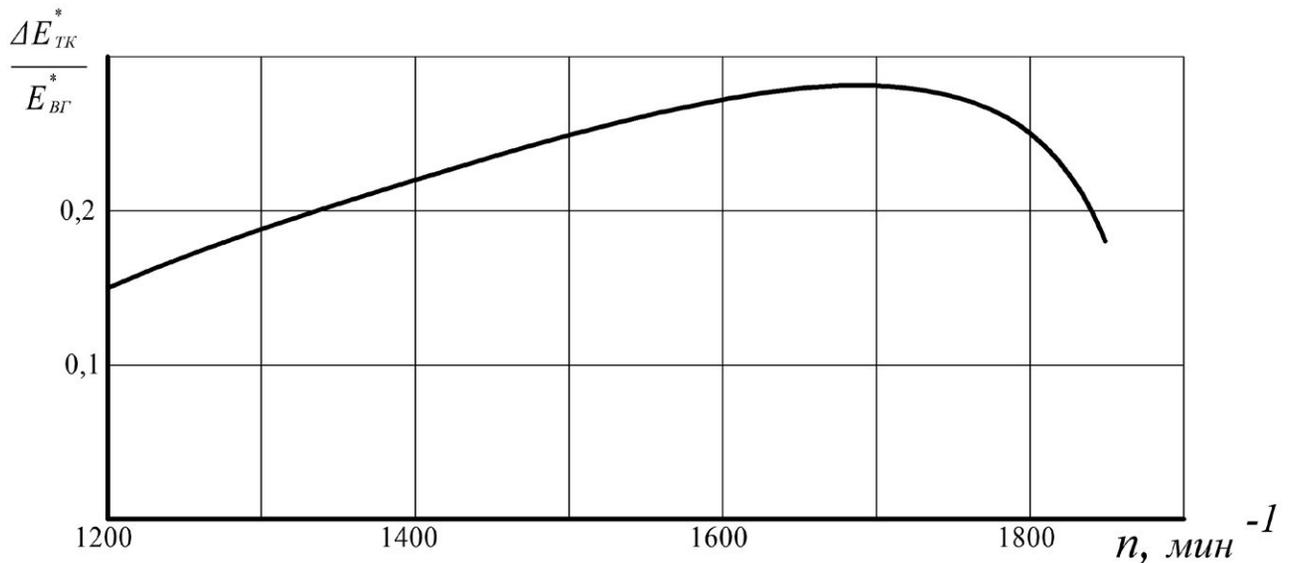


Рис. 2. Эксергетический коэффициент использования эксергии выпускных газов в турбокомпрессоре ТКР-8,5 при работе двигателя Д-440 на внешней скоростной характеристике.

Fig. 2. Exergy coefficient of using exhaust exergy in the TKR-8.5 turbocharger for the D-440 engine operation at the full-load curve.

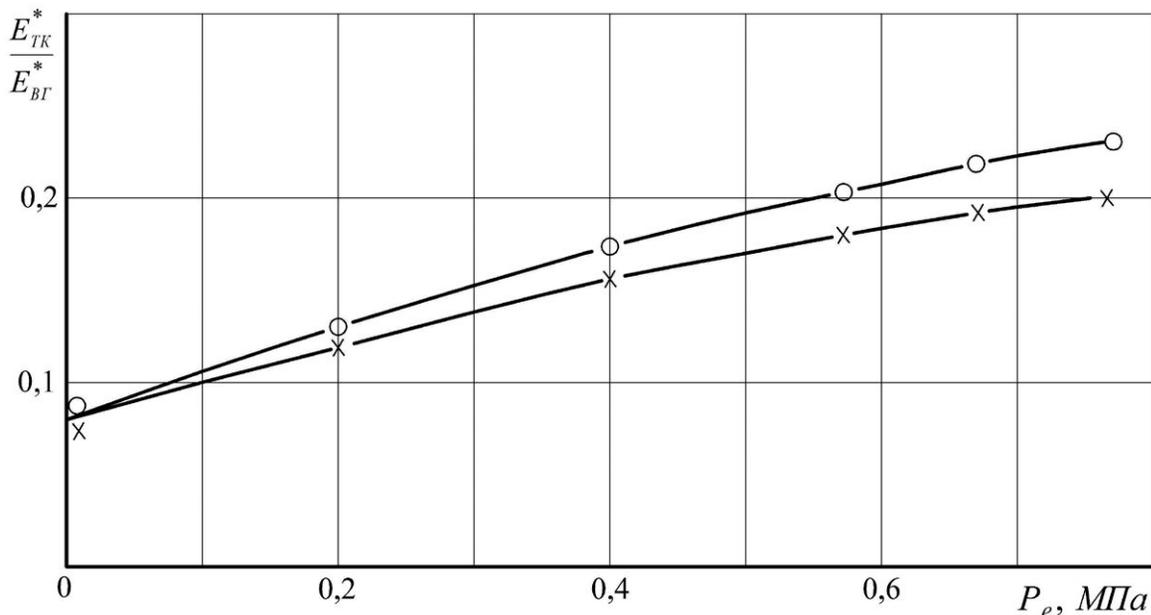


Рис. 3. Зависимость коэффициента использования эксергии выпускных газов двигателя СМД-62 в турбокомпрессоре ТКР-11Н-1 по нагрузочной характеристике при $n_{дв} = 2100 \text{ мин}^{-1}$ -х-х-х- ($t_{oc} = +24^\circ \text{C}$); -о-о-о- ($t_{oc} = -33^\circ \text{C}$).

Fig. 3. Coefficient of usage of the SMD-62 engine exhaust exergy in the TKR-11N-1 turbocharger at load characteristic for $n_{en} = 2100 \text{ мин}^{-1}$ -х-х-х- ($t_{oc} = +24^\circ \text{C}$); -о-о-о- ($t_{oc} = -33^\circ \text{C}$).

положение точки *b* на индикаторной диаграмме, можно настраивать многоступенчатую систему утилизации теплоты ВГ на оптимальные показатели.

Понижение температуры ОС от плюс 24 °С до минус 33 °С вызывает падение температуры газов перед сопловым аппаратом турбины. Причем степень снижения температуры газов возрастает с увеличением нагрузки. На холостом ходу температура снизилась с 215 °С до 187 °С, а при полной нагрузке – с 680 °С до 560 °С. Причина – увеличение коэффициента избытка воздуха и, как следствие, уменьшение температуры ВГ. В то же время теплоперепад, который определяет адиабатическую работу турбины, возрастает. Например, если при температуре ОС плюс 24 °С и номинальной нагрузке $\Delta H = 90^\circ$, то при минус 33 °С – $\Delta H = 120^\circ$.

В ходе экспериментальных работ были получены зависимости максимальной потенциальной эксергии ВГ перед входом в турбину при разных нагрузках и температурах ОС (рис. 4). При температуре ОС минус 33 °С эксергия ВГ на 2–3% меньше по сравнению с результатами, которые были получены при температуре плюс 24 °С и прочих равных условиях [12]. Слабую зависимость эксергии ВГ от температуры ОС можно объяснить следующим образом. Дело в том, что с понижением температуры ОС весовое наполнение цилиндров воздухом возрастает. В то же время примерно пропорционально снижается температура ВГ. В итоге независимо от температуры ОС эксергия ВГ практически остается на прежнем уровне. Аналогичную картину можно наблюдать при повышении температуры ОС.

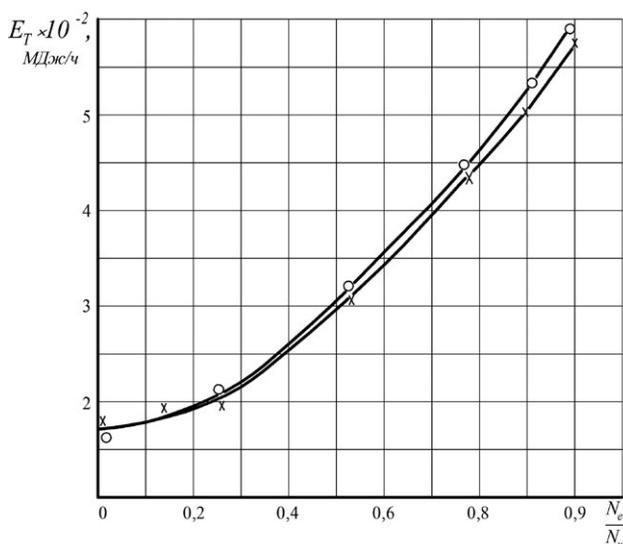


Рис. 4. Зависимость максимальной эксергии выпускных газов перед турбокомпрессором от степени загрузки двигателя СМД-62 $n_{дв} = 2100 \text{ мин}^{-1}$ -x-x-x- - ($t_{oc} = +24^\circ \text{C}$); -o-o-o-o- - ($t_{oc} = -33^\circ \text{C}$).

Fig. 4. Maximal exhaust exergy at the turbocharger inlet, depending on the load ratio of the SMD-62 engine ($n_{en}=2100 \text{ min}^{-1}$) -x-x-x- - ($t_{oc} = +24^\circ \text{C}$); -o-o-o-o- - ($t_{oc} = -33^\circ \text{C}$).

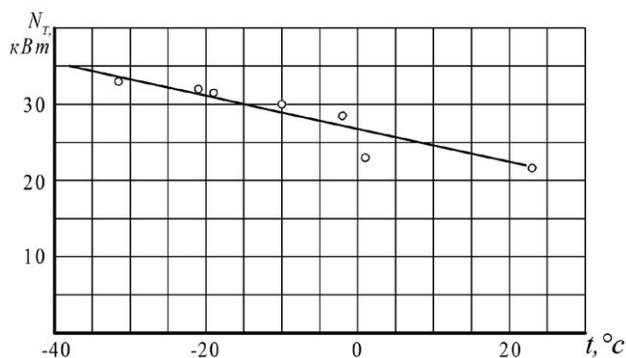


Рис. 5. Зависимость мощности турбокомпрессора ТКР-11Н-1 при 100%-ной нагрузке двигателя СМД-62 $n_{дв} = 2100 \text{ мин}^{-1}$ от температуры ОС.

Fig. 5. The TKR-11N-1 turbocharger power at full load of the SMD-62 engine ($n_{en}=2100 \text{ min}^{-1}$), depending on ambient temperature.

На рис. 5 представлена зависимость мощности, развиваемой турбиной, включающая суммарные потери турбокомпрессора ТКР-11Н-1, от температуры ОС. Из рисунка видно, что с понижением температуры ОС с плюс 24 °С до минус 33 °С мощность потока возрастает от 21,2 кВт до 32,1 кВт. Характер представленной зависимости можно объяснить таким образом: с понижением температуры ОС возрастает перепад температур ВГ до турбины и после нее и одновременно вырастает количество ВГ, проходящих через проточную часть турбины в единицу времени. Причина – увеличение плотности воздуха на линии всасывания.

Суммарные потери включают в себя потери теплоты ВГ поверхностью турбины, теплоты воздуха, сжимаемого в компрессоре, потери на трение в подшипниках турбокомпрессора, воздуха и газа о стенки, вихреобразование, потери во вторичных течениях и т.д.

Разбить долю суммарных потерь в турбокомпрессоре на составляющие и оценить каждую из них практически невозможно из-за сложности реальной картины течения газа в проточных частях турбокомпрессора. Снизить долю суммарных потерь можно путем исключения утечек в ОС теплоты ВГ, тщательного согласования характеристик двигателя и турбокомпрессора, а также совершенствованием конструкции и уровня технологии производства.

Во многих источниках по изучению проблем, относящихся к вторичному использованию эксергии ВГ, называют минимальную температуру ОГ, выбрасываемых в ОС, не менее 140 °С. В противном случае возможны нарушения в работе выпускного тракта.

Оставшаяся теплота ВГ после частичной утилизации с помощью турбокомпрессора может быть использована для сокращения времени прогрева до оптимальных рабочих температур рабочих жидкостей в основных системах самоходных машин (автотягачей).

Несложные теплотехнические расчеты показывают, что с учетом эксергии, затраченной на привод

турбокомпрессора, суммарных потерь теплоты в ОС и сохранения минимальной температуры ОГ, выбрасываемых в атмосферу, величина эксергии, которую можно дополнительно использовать в летний период, находится в пределах 330–400 МДж/ч, а в зимний – 250–330 МДж/ч, но это возможно при условии, что нагрузка двигателя находится на уровне 85–95%, что не всегда достижимо.

Там, где имеется избыток бросовой теплоты, ее можно использовать для поддержания оптимальных температур в рефрижераторах для перевозки продуктов питания, овощей и фруктов в любое время года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Рассмотрены некоторые особенности создания многоступенчатых систем утилизации эксергии ВГ авто-тракторных двигателей. Предварительные расчеты показали, что суммарные потери эксергии систем охлаждения, смазки и выпуска двигателей мощностью 600–650 кВт могут достигать 1400 МДж/ч и более. Из них до 640 МДж/ч приходится на ВГ.
2. Наиболее ценной является термомеханическая эксергия ВГ. При достаточном количестве термомеханической эксергии она может быть использована для работы силовой турбины на коленчатый вал, двигателя Стирлинга или турбокомпрессора.
3. Установлено, что при работе двигателя Д-440 на внешней скоростной характеристике (режим ДПМ) эксергетический коэффициент использования теплоты в турбокомпрессоре ТКР-8,5 находился в пределах 0,16–0,27. В то же время у турбокомпрессора ТКР-11Н-1 двигателя СМД-62, который работал по нагрузочной характеристике, коэффициент использования теплоты выпускных газов варьировался в пределах 0,08–0,23.
4. На основании анализа экспериментальных данных и их статистической обработки можно сделать вывод, что двигатели средней мощности (до 200 кВт) имеют ограниченные ресурсы бросовой теплоты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals. Mc Graw Hill Education, 2018.
2. Крохта Г.М., Хомченко Е.Н., Усатых Н.А. Основные результаты испытаний трактора ДТ-75Т, оборудованного двигателем с двумя уровнями постоянной мощности // XI региональная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященная 75-летию Инженерного института «Состояние и инновации технического сервиса машин и оборудования»; Ноябрь 11–12, 2019; Новосибирск. Издательский центр НГАУ «Золотой колос», 2019.
3. Мирмов Н.И., Мирмов И.Н. Абсорбционные холодильные машины для получения отрицательных температур охлаждения //

Теоретически такого показателя должно хватить для обеспечения работы ТКР и поддержания теплового режима в коробке передач и в системе охлаждения двигателя в зимний период.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. Г.М. Крохта – поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; Е.Н. Хомченко – написание текста рукописи, создание изображений; Н.А. Усатых – редактирование текста рукописи, проведение исследований; А.Б. Иванников – поиск публикаций по теме статьи, проведение исследований. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. G.M. Krokhta – search for publications, writing the text of the manuscript; E.N. Khomchenko – writing the text of the manuscript, creating images; N.A. Usatykh – editing the text of the manuscript, researching; A.B. Ivannikov – search for publications, researching.

All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

- Труды БГТУ. Серия 1: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. 2017. № 2. С. 328–341.
4. Гетман В.В., Лежнева Н.В. Методы утилизации теплоты уходящих газов от энергетических установок // Вестник Казанского технологического университета, 2013. Т. 16, № 12. С. 104–107.
 5. Ведрученко В.Р., Крайнов В.В., Жданов Н.В., и др. Выбор схемы утилизации тепла отработавших газов поршневых ДВС и оценка полезного теплоиспользования в составе когенерационной установки // Омский научный вестник. 2015. № 1. С. 114–119.
 6. Sayin Kul B., Kahraman A. Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Biodiesel-Diesel Blends Containing 5% Bioethanol // Entropy. 2016. Vol. 18, N 11. doi: 10.3390/e18110387

7. Белов П.Н. Бурячко В.Р., Акатов Е.И. Двигатели армейских машин, часть I. Теория. Москва: Воениздат, 1971.
8. Архаров А.М., Исаев С.И., Кожинов И.А. Теплотехника: учебник для студентов вузов. Москва: Машиностроение, 1986.
9. Патент СССР на изобретение № 1590588/ 07.09.1990. Бюл. № 33. Крохта Г.М., Усатых Н.А., Романов В.И. Способ работы двигателя внутреннего сгорания. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=40664264> Дата обращения: 20.08.2022.

10. Крохта Г.М., Хомченко Е.Н. Эксергетическая оценка эффективности газотурбинного наддува тракторного двигателя // Вестник НГАУ. 2013. № 1. С. 135–140.
11. Бродянский В.М. Эксергетический метод и перспективы его развития // Теплоэнергетика. 1988. № 2. С. 14–17.
12. Крохта Г.М. Особенности эксплуатации тракторов в условиях низких температур: монография. Новосибирск: «Золотой колос», 2017.

REFERENCES

1. Heywood JB. *Internal combustion engine fundamentals*. Mc Graw Hill Education; 2018.
2. Krokhta GM, Khomchenko EN, Usatykh NA. Osnovnye rezul'taty ispytaniy traktora DT-75T, oborudo-vannogo dvigatelem s dvumya urovnyami postoyannoi moshchnosti. Proceedings of the 9th Russian regional science conference «Sostoyanie i innovatsii tekhnicheskogo servisa mashin i oborudovaniya»; 2019 Nov 11–12; Novosibirsk. Izdatel'skii tsentr NGAU «Zolotoi kolos»; 2019. (In Russ).
3. Mirmov NI, Mirmov IN. Absorbtsionnye kholodil'nye mashiny dlya polucheniya otritsatel'nykh temperatur okhlazhdeniya. *Proceedings of BTSU. Issue 1, Forestry, Nature Management, Processing of Renewable Resources*. 2017;(2):328–341. (In Russ).
4. Getman VV, Lezhneva NV. Metody utilizatsii teploty ukhodyashchikh gazov ot energeticheskikh ustanovok. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*. 2013;16(12):104–107. (In Russ).
5. Vedruchenko VR, Krainov VV, Zhdanov NV, et al. Choosing utilization scheme of free-piston engines exhaust gases and estimating engines real heat consumption in the structure of cogeneration engine. *Ornsk Scientific Bulletin*. 2015;1:114–119. (In Russ).
6. Sayin Kul B, Kahraman A. Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Biodiesel-Diesel Blends Containing 5% Bioethanol. *Entropy*. 2016;18(11). doi: 10.3390/e18110387
7. Belov PN, Buryachko VR, Akatov EI. *Dvigateli armeiskikh mashin, chast' I. Teoriya*. Moscow: Voenizdat; 1971. (In Russ).
8. Arkharov AM, Isaev SI, Kozhinov IA. *Teplotekhnika: Uchebnik dlya studentov vtuzov*. Moscow: Mashinostroenie; 1986. (In Russ).
9. Patent SU №1590588/ 07.09.1990. Byul. №33. Krokhta GM, Usatykh NA, Romanov VI. *Method of I.C. engine operation*. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=40664264> (In Russ).
10. Krokhta GM, Khomchenko EN. Eksergeticheskaya otsenka effektivnosti gazoturbinnogo nadduva traktor-nogo dvigatelya. *Vestnik NGAU*. 2013;(1):135–140. (In Russ).
11. Brodyanskii VM. Eksergeticheskii metod i perspektivy ego razvitiya. *Teplenergetika*. 1988;(2):14–17. (In Russ).
12. Krokhta GM. *Osobennosti ekspluatatsii traktorov v usloviyakh nizkikh temperatur: monografiya*. Novosibirsk: «Zolotoi kolos»; 2017. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

***Крохта Геннадий Михайлович**, д.т.н., профессор кафедры «Сельскохозяйственные машины»; адрес: Россия, 630039, г. Новосибирск, ул. Добролюбова-160; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5686-0876>; eLibrary SPIN: 3324-4788; e-mail: mshipo@mail.ru

Хомченко Егор Николаевич, к.т.н., заведующий кафедрой «Сельскохозяйственные машины»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0805-9766>; eLibrary SPIN: 2632-5221; e-mail: mshipo@mail.ru

Усатых Николай Александрович, старший преподаватель кафедры «Сельскохозяйственные машины»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8609-9627>; eLibrary SPIN: 9542-7408; e-mail: mshipo@mail.ru

Иванников Алексей Борисович, к.т.н., ведущий научный сотрудник; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1216-0146>; eLibrary SPIN: 2305-9701; e-mail: alekc73@rambler.ru

*Автор для переписки

AUTHORS' INFO

***Gennady M. Krokhta**, Professor, Dr. Sci. (Engin.), Professor of the Agricultural Machinery Department; address: 160 ul. Dobrolyubova, Novosibirsk, 630039, Russia; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5686-0876>; eLibrary SPIN: 3324-4788; e-mail: mshipo@mail.ru

Egor N. Khomchenko, Cand. Sci. (Engin.), Head of the Agricultural Machinery Department; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0805-9766>; eLibrary SPIN: 2632-5221; e-mail: mshipo@mail.ru

Nikolai A. Usatykh, Senior Lecturer of the Agricultural Machinery Department; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8609-9627>; eLibrary SPIN: 9542-7408; e-mail: mshipo@mail.ru

Alexey B. Ivannikov, Cand. Sci. (Engin.), Leading Researcher; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1216-0146>; eLibrary SPIN: 2305-9701; e-mail: alekc73@rambler.ru

*Corresponding author