

Силовая установка для мобильного транспортного средства класса 0,6-0,8 на базе тракторного самоходного шасси Т-16

Валентин Александрович Гусаров,
доктор технических наук, главный научный
сотрудник, e-mail: cosinys50@mail.ru

Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Российская Федерация

Реферат. Показали необходимость разработки заднеприводного гибридного мобильного транспортного средства сельскохозяйственного назначения с электроприводом и силовой энергетической установкой. (*Цель исследования*) Разработать и исследовать новую кинематическую схему мобильного транспортного средства на базе тракторного самоходного шасси Т-16, обеспечивающую повышенную надежность, комфортные условия труда оператора, значительное улучшение экологической обстановки, а также экономическую эффективность. (*Материалы и методы*) Перечислили преимущества новой кинематической схемы гибридного транспортного средства. Привели сравнительные технические характеристики дизельного двигателя и асинхронного электродвигателя. Разработали новую методику расчета технических параметров газотурбинного двигателя. Описали процесс производства электропривода мощностью 11 киловатт для привода ведущих колес. Привели тепловой расчет параметров компрессора, турбины. Вычислили коэффициент избытка воздуха. По полученным параметрам выбрали турбокомпрессор К27-145, который одновременно служит турбиной и компрессором газотурбинного двигателя. Создали кинематическую схему с газотурбинным электрогенератором, аккумуляторными батареями, асинхронным двигателем частотного управления и механической коробкой переключения передач. (*Результаты и обсуждение*) Предложили использовать мобильное транспортное средство как передвижную электростанцию: выходная розетка с напряжением 220-230 вольт работает от инвертора, подключенного к аккумуляторным батареям; вторая розетка – с трехфазным напряжением 400 вольт – от генератора силовой газотурбинной установки. (*Выводы*) Доказали, что предложенная конструкция гибридного мобильного транспортного средства на аккумуляторной батарее и газовой турбине способна работать в течение всего рабочего дня, а для обеспечения мощности 16 лошадиных сил дизельного двигателя достаточно установить асинхронный электродвигатель мощностью 7,5 киловатт. Рассчитали производительность компрессора газотурбинного двигателя, которая составила 0,178 килограмма в секунду. Определили геометрические параметры камеры сгорания и техническую характеристику турбокомпрессора.

Ключевые слова: гибридное мобильное транспортное средство, аккумуляторная батарея, силовая установка, газотурбинная установка, асинхронный электродвигатель, электрогенератор.

Для цитирования: Гусаров В.А. Силовая установка для мобильного транспортного средства класса 0,6-0,8 на базе тракторного самоходного шасси Т-16 // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2021. Т. 15. №2. С. 26-32. DOI 10.22314/2073-7599-2021-15-2-26-32.

Power Plant for a 0.6-0.8 Class Mobile Vehicle Based on the T-16 Self-Propelled Tractor Chassis

Valentin A. Gusarov,
Dr.Sc.(Eng.), chief researcher,
e-mail: cosinys50@mail.ru

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russian Federation

Abstract. The authors showed the necessity to develop a rear-wheel drive hybrid mobile agricultural vehicle with electric drive and power plant. (*Research purpose*) To develop and study a new kinematic scheme of a mobile vehicle based on a self-propelled tractor T-16 chassis, which provides increased reliability, comfortable working conditions for the operator, a significant improvement in the environmental situation, and better economic efficiency. (*Materials and methods*) The authors listed the advantages of the new hybrid vehicle kinematic scheme. They gave the comparative technical characteristics of a diesel engine and an asynchronous electric motor. They developed a new methodology

for calculating gas turbine engine technical parameters and described the production process of an electric drive with a capacity of 11 kilowatts to drive the driving wheels. The authors gave a thermal design of the compressor parameters, turbine. They calculated the excess air ratio. According to the parameters obtained, a K27-145 turbocharger was chosen, which simultaneously served as a turbine and a compressor of a gas turbine engine. A kinematic diagram was created with a gas turbine electric generator, storage batteries, an asynchronous frequency-controlled motor and a mechanical gearbox. (*Results and discussion*) The authors proposed to use a mobile vehicle as a mobile power plant: an output socket with a voltage of 220-230 volts operated from an inverter connected to batteries; the second socket – with a three-phase voltage of 400 volts – from the generator of the power gas turbine plant. (*Conclusions*) It was proved that the proposed hybrid mobile vehicle design on a battery and a gas turbine was capable of operating throughout the entire working day, and to provide 16 horsepower of a diesel engine, it was enough to install an asynchronous electric motor with a capacity of 7.5 kilowatts. The authors calculated the compressor performance of the gas turbine engine, which was 0.178 kilograms per second. The geometric parameters of the combustion chamber and the technical characteristics of the turbocharger were determined.

Keywords: hybrid mobile vehicle, storage battery, power plant, gas turbine plant, asynchronous electric motor, electric generator.

For citation: Gusarov V.A. Silovaya ustanovka dlya mobil'nogo transportnogo sredstva klassa 0.6-0.8 na baze traktornogo samokhodnogo shassi T-16 [Power plant for a 0.6-0.8 class mobile vehicle based on the T-16 self-propelled tractor chassis]. *Sel'skokhozyaistvennyye mashiny i tekhnologii*. 2021. Vol. 15. N2. 26-32 (In Russian). DOI 10.22314/2073-7599-2021-15-2-26-32.

Транспортным средствам, работающим на электроэнергии, в мире уделяют все большее внимание [1]. Электромобили имеют преимущества перед традиционными поршневыми машинами вследствие пониженного уровня шума, вибрации, выхлопных газов. Они более просты по конструкции и значительно проще в эксплуатации [2].

Цель исследования – разработать и исследовать новую кинематическую схему мобильного транспортного средства на базе тракторного самоходного шасси Т-16, обеспечивающую повышенную надежность, комфортные условия труда оператора, значительное улучшение экологической обстановки, а также экономическую эффективность.

Разрабатываемое мобильное транспортное средство (МТС) с электромеханической трансмиссией предназначено для выполнения транспортных и сельскохозяйственных технологических операций без высоких тяговых нагрузок. Его можно использовать как на открытых территориях, так и в закрытых помещениях [3, 4].

МТС с заднеприводными колесами – это гибридный мобильный транспорт, так как использует два вида энергии: электрическую тягу и жидкое топливо. Соответственно, оно имеет два заправочных устройства: электрическую розетку и горловину для заливки углеводородного топлива.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ. Для исследований использовали экспериментальное тракторное самоходное шасси Т-16, на котором предварительно демонтировали: двигатель мощностью 11 кВт (16 л.с.), воздухоочиститель, сцепление, глушитель – общим весом 360 кг.

При модернизации в качестве привода установили асинхронный электродвигатель (АД) АИР 132 М4

мощностью 11 кВт, с номинальным крутящим моментом 72,7 Нм, имеющий примерно равные характеристики со штатным двигателем Д-21. Электродвигатель крепится на коробку переключения передач (КПП) через узел сопряжения и картер сцепления (рис. 1). Крутящий момент передается через подвижную муфту.

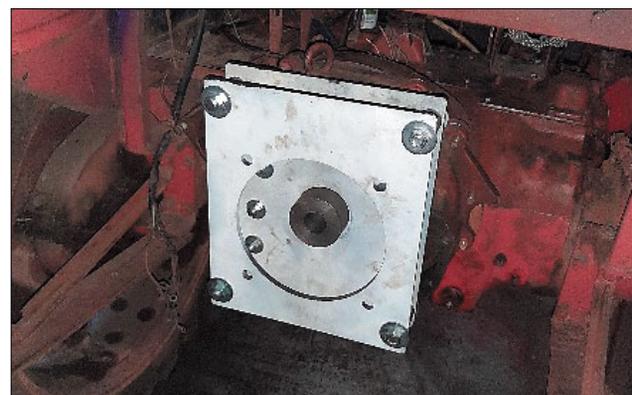


Рис. 1. Узел сопряжения коробки переключения передач и электродвигателя на экспериментальном образце тракторного самоходного шасси Т-16

Fig. 1. Coupling unit of the gearbox and the electric motor on the experimental model of the T-16 self-propelled tractor chassis

Большую часть времени предполагается работать на аккумуляторных батареях (АБ), а в случае их разряда МТС переходит на работу от силовой энергетической установки.

Первичным источником энергии служат АБ с максимальным напряжением 540 В. Аккумуляторы и коммутирующие устройства находятся во влагозащищенном боксе, который устанавливают перед кабиной – между балок рамы, под грузовой платформой. На бор-

ту размещен электроштит. Входная розетка предусмотрена для подключения системы зарядки АБ к однофазной переменной сети напряжением 220-230 В. Имеются также выходная однофазная розетка переменного тока напряжением 220 В и выходная трехфазная розетка переменного тока напряжением 400 В. Подобные системы разрабатывались в нашей стране ранее [4-7].

Выходные розетки предназначены для электрообеспечения подключаемого внешнего оборудования: насосов для перекачки воды, вентиляторов для сушки сена, нагревателей воды, электрических ножниц стрижки животных, строительных и технологических инструментов и др. Время зарядки АБ составляет 8-10 ч. К АБ подключают преобразователь частоты с входным напряжением 440-540 В постоянного тока и выходным трехфазным регулируемым переменным напряжением 380 В, обеспечивающим изменение частоты вращения ротора асинхронного двигателя (АД) в пределах 0-1450 мин⁻¹. Управление частотным преобразователем осуществляется нажатием на штатную педаль газа. Частота вращения ротора АД изменяется по экспоненциальному закону. Скорость набора оборотов ротора АД до максимальных установлена программно и может составлять 5-20 с. Но с учетом коэффициента скольжения ротора и импульса подключенной нагрузки (масса Т-16) фактическая скорость набора оборотов уменьшится. Запрограммированное время остановки АД может составлять 2-20 с. Разработан экспериментальный образец тракторного самоходного шасси Т-16 с электроприводом (рис. 2).



Рис. 2. Экспериментальный образец тракторного самоходного шасси Т-16 с электроприводом

Fig. 2. An experimental model of the T-16 self-propelled tractor chassis with an electric drive

Аккумуляторная батарея состоит из 40 последовательно соединенных аккумуляторов емкостью по 20 А·ч, общей массой 160 кг. В случае разряда АБ и невозможности подзарядки от сети 220 В оператор в ручном режиме может включить резервную энергетическую силовую установку, состоящую из газотурбинного двигателя и электрогенератора. Электрогенератор,

через зарядно-преобразующее устройство заряжает АБ и при достижении 85% емкости АБ автоматически отключается.

Вторичным источником энергии служит силовая установка мощностью 12-14 кВт, обеспечивающая одновременно зарядку АБ, движение МТС и исполнение технологических сельскохозяйственных операций. Силовую установку массой 60-70 кг фиксируют к КПП, за кабиной, над электроприводом. Приводом силовой установки является газотурбинный двигатель (ГТД) [8]. В качестве топлива в нем используют пропан-бутановую смесь или керосин. Керосин заливают в штатный бак для дизельного топлива. Баллон для пропан-бутановой смеси можно разместить под грузовой платформой, за передним мостом.

Результаты и обсуждение. Для экономии электроэнергии подойдет и менее мощный электродвигатель – 7,5 кВт, так как максимальный крутящий момент АД превышает номинальный в 2-3 раза. К тому же электродвигатель имеет еще и перегрузочную характеристику, в 1,5 раза превышающую максимальные значения мощности и крутящего момента.

Этот показатель зависит от времени воздействия и уровня перегрузки (до достижения температуры обмотки 80-180°С, в зависимости от конструкции АД) [9, 10]. Но чтобы сохранить рабочие характеристики МТС, АД выбирают по номинальному крутящему моменту. Максимальный крутящий момент установленного электродвигателя АИР 132-М4, с учетом перегрузочной характеристики, может достигать 120-130 Нм [11].

Частота вращения коленчатого вала дизельного двигателя, как и электродвигателя, составляет 1450 мин⁻¹, а номинальный крутящий момент – 71,5 Нм – электродвигатель создает при 0 мин⁻¹. Рабочая частота вращения двигателя Д-21 находится в пределах 800-1100 мин⁻¹, рекомендуемая частота вращения АД – 200-350 мин⁻¹. Такой диапазон изменения скорости вращения АД вместе со штатной коробкой передач позволит мобильному транспортному средству перемещаться со скоростью 1-13 км/ч.

Совмещение характеристик дизельных двигателей и электрических трансмиссий в графическом изображении предоставляет наиболее точную картину взаимодействия (рис. 3) [12, 13].

Технические характеристики АД вполне соответствуют показателям двигателя Д-21. А по некоторым позициям даже имеют превосходство. Так, частота вращения ротора на всех скоростях может начинаться с 0 мин⁻¹, скорость набора до наибольшей частоты вращения ротора электродвигателя составляет 11 с, акустическая активность не превышает 71 дБ, уровень вибрации 1,8-2,8 мм/с.

На рисунке 4 представлена блок-схема разрабатываемого МТС на базе тракторного самоходного шасси Т-16.

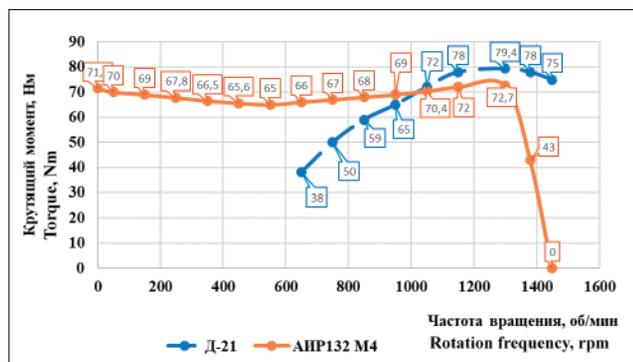


Рис. 3. Крутящий момент дизельного двигателя Д-21 и асинхронного электродвигателя АИР 132 М4 мощностью 11 кВт
 Fig. 3. Torque of the D-21 diesel engine and the AIR 132 M4 asynchronous electric motor with a power of 11 kW

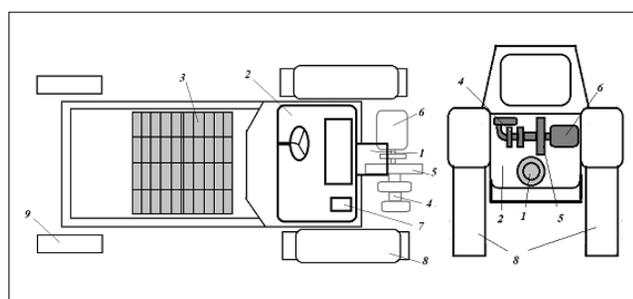


Рис. 4. Блок-схема гибридного МТС на базе тракторного самоходного шасси Т-16: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – коробка переключения передач; 3 – аккумуляторные батареи; 4 – газотурбинный двигатель; 5 – свободная силовая турбина; 6 – электрогенератор; 7 – частотный преобразователь; 8 – задние ведущие колеса; 9 – передние управляемые колеса

Fig. 4. Block diagram of a hybrid MTS based on a tractor self-propelled chassis T-16: 1 – asynchronous electric motor; 2 – gearbox; 3 – rechargeable batteries; 4 – gas turbine engine; 5 – free power turbine; 6 – electric generator; 7 – frequency converter; 8 – rear driving wheels; 9 – front steered wheels

Один из важнейших узлов – энергетическая силовая установка, обеспечивающая выработку электроэнергии в любое время (рис. 4). Для ее создания необходим газотурбинный двигатель, работающий на керосине или пропан-бутановой смеси и отвечающий всем параметрам нагрузки. Двигатель состоит из радиального компрессора с центробежной турбиной высокого давления и камеры сгорания (КС). Частота вращения турбокомпрессорного ротора должна составлять 100-120 тыс. мин⁻¹.

Для получения надежного и дешевого двигателя необходимо оптимизировать всю его конструкцию в целом: определить параметры радиального компрессора и турбины, разработать КС и рассчитать ее технические характеристики.

Энергетическая установка обеспечивает движение трактора, выполнение технологических операций и заряд аккумуляторных батарей (рис. 5).

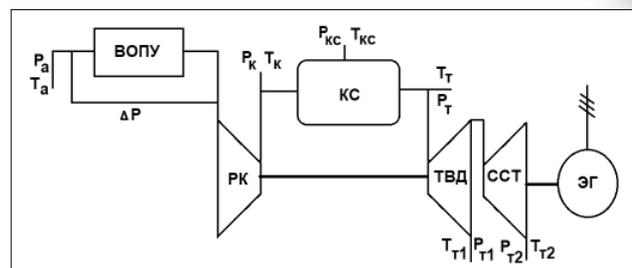


Рис. 5. Принципиальная схема энергетической установки: ВОПУ – входное очистительно-пусковое устройство; РК – радиальный компрессор; КС – камера сгорания; ТВД – турбина высокого давления; ССТ – свободная силовая турбина; ЭГ – электрогенератор; P – давление; T – температура (a – атмосферной; k – после компрессора; t – на турбину высокого давления; t1 – после турбины высокого давления; t2 – после свободной силовой турбины)

Fig. 5. Schematic diagram of the power plant: BOПУ – inlet cleaning and starting device; РК – radial compressor; КС – combustion chamber; ТВД – high pressure turbine; ССТ – free power turbine; ЭГ – electric generator; P – pressure; T – temperature (a – atmospheric; k – after the compressor; t – to the high pressure turbine; t1 – after the high pressure turbine; t2 – after the free power turbine)

При расчете принципиальной схемы по циклу Брайтона используют индексы (рис. 6).

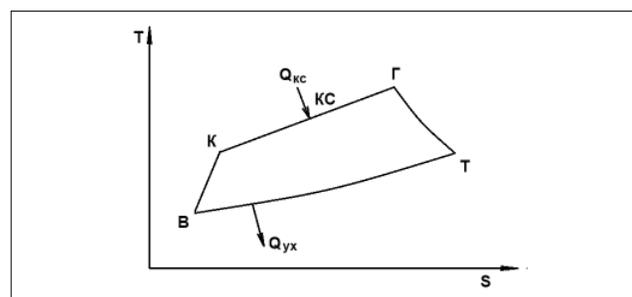


Рис. 6. Цикл газотурбинного двигателя в тепловой диаграмме: В – параметры воздуха на входе в радиальный компрессор; К – параметры воздуха на выходе из радиального компрессора; Г – параметры рабочего тела перед центробежной турбиной высокого давления; Т – параметры рабочего тела за центробежной турбиной высокого давления; Q_{кc} – количество теплоты топлива; Q_{ух} – количество теплоты в уходящих газах

Fig. 6. Cycle of a gas turbine engine in a thermal diagram: B – parameters of air at the entrance to the radial compressor; K – parameters of air at the outlet of the radial compressor; Г – parameters of the working fluid in front of the high-pressure centrifugal turbine; T – parameters of the working fluid behind the high-pressure centrifugal turbine; Q_{кc} – the amount of fuel heat; Q_{ух} – the amount of heat in the exhaust gases

Работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха H_к, кДж/кг, определяется по формуле:

$$H_k = c_{PK}(T_k - T_B) = c_{PK} \cdot T_B \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_K^{-1}, \quad (1)$$

где c_{PK} – удельная изобарическая теплоемкость при средней температуре сжатия, $c_{PK} = 1,015$ кДж/(кг·К) [14];

k – показатель адиабаты для воздуха в компрессоре – 1,4;

π_K – степень повышения давления в компрессоре – 2,9;

η_K – изоэнтروпийный КПД компрессора – 0,75;

T_B – температура атмосферного воздуха – 288 К;

T_K – температура воздуха после компрессора, К.

В ходе сжатия воздуха в компрессоре при изоэнтропийном КПД = 0,75 температура повышается на 120-140 К.

$$H_K = 1,015 (408 - 288) \approx 1,015 \cdot 288 (2,9^{0,286} - 1) 0,75^{-1} \approx 118,0 \text{ кДж/кг.}$$

Температура в конце сжатия компрессора, К:

$$T_K = T_B + \frac{H_K}{c_{PK}}, \quad (2)$$

$$T_K = 288 + (118/1,015) = 404 \text{ К.}$$

Вычислим работу расширения 1 кг рабочего тела в турбине, с учетом потерь на охлаждение воздухом, H_T , кДж/кг:

$$H_T = c_{PT} (T_T - T_{TP}) = c_{PT} \cdot T_T \left(1 - \pi_T^{\frac{k-1}{k}} \right) \eta_T, \quad (3)$$

где c_{PT} – удельная изобарическая теплоемкость при средней температуре сжатия расширения в турбине, $c_{PT} = 1,07$ кДж/(кг·К);

T_T – температура рабочего тела перед турбиной, принята равной 965 К;

T_{TP} – температура рабочего тела за турбиной – 853 К;

k – истинный показатель адиабаты сгорания керосина – 1,33;

η_T – изоэнтропический КПД турбины – 0,72;

π_T – степень расширения рабочего тела в турбине:

$$\pi_T = \pi_K (1 - \zeta_{TP}), \quad (4)$$

где ζ_{TP} – коэффициент гидравлических потерь давления по тракту – 0,3.

Подставим значения в выражение (4):

$$\pi_T = 2,9 (1 - 0,3) = 2,03.$$

Работа расширения 1 кг рабочего тела в турбине составляет:

$$H_T = 1,07(965 - 853) \approx 1,07 \cdot 853 (1 - 2,03^{-1,33}) 0,72 \approx 123 \text{ кДж/кг.}$$

Определим коэффициент избытка воздуха α_B :

$$\alpha_B = \frac{3000 - 0,367 T_T}{T_T - T_B}, \quad (5)$$

$$\alpha_B = \frac{3000 - 0,367 \cdot 945}{945 - 288} = 4,0.$$

Температура горения керосина в КС при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_B = 1$ составляет 1925°C. Следовательно, рабочее тело, поступающее на турбину, критическая температура которой 700°C, необходи-

мо охладить до 580-650°C. Коэффициент общего количества воздуха, подаваемого компрессором, равен:

$$\alpha_{OB} = \alpha_B + \alpha_G + \alpha_{OX}, \quad (6)$$

где α_G – воздух на горение – 1,0;

α_{OX} – воздух на охлаждение турбины высокого давления – 3,0;

$$\alpha_{OB} = 4,0 + 1,0 + 3,0 = 8,0.$$

Таким образом, необходимые параметры для выбора турбокомпрессора определены.

По показателям радиального компрессора и центробежной турбины высокого давления выбирают из каталога турбокомпрессор ДВС, производительность которого N_B определяется по известным и разработанной ранее методикам [15-17]:

$$N_B = \frac{N_{ЭЛ} \cdot \alpha_{OB} \cdot L_0}{Q_T \cdot \eta_{ЭГ} \cdot \eta_{ССТ} (1 - P)}, \quad (7)$$

где $N_{ЭЛ}$ – мощность энергетической установки,

$N_{ЭЛ} = 11$ кВт;

L_0 – количество воздуха, необходимого для стехиометрического сгорания топлива, $L_0 = 15$ кг/кг;

Q_T – удельная теплота сгорания керосина, $Q_T = 12,2$ кВт/кг;

$\eta_{ЭГ}$ – КПД электрогенератора, $\eta_{ЭГ} = 0,75$;

$\eta_{ССТ}$ – КПД свободной силовой турбины,

$\eta_{ССТ} = 0,75$;

P – теоретический коэффициент, показывающий долю энергии потока, затрачиваемую на работу компрессора, $P = 0,7$.

Теоретический электрический КПД установки

$\eta = 25\%$.

Необходимая производительность компрессора должна составлять не менее:

$$N_B = \frac{11,0 \cdot 8,0 \cdot 15,0}{12,2 \cdot 0,75 \cdot 0,75 (1 - 0,7)} = 0,178 \text{ кг/с.} \quad (8)$$

В каталоге турбокомпрессоров ДВС можно подобрать вариант, наиболее близкий к расчетным параметрам: производительности, надежности, частоты вращения и наименьшей стоимости. Этим требованиям соответствует турбокомпрессор К-27-145 производства Чехии:

- угол разворота фланца компрессора, град. 338;
- угол разворота фланца турбины, град. 321;
- частота вращения вала ротора, мин⁻¹ 30000-120000;
- максимальная степень повышения давления 2,9;
- производительность, кг/с 0,26;
- допустимая температура газов перед турбиной без ограничения по времени, °С 700;
- изоэнтропийный КПД компрессора 0,75;
- изоэнтропийный КПД турбины 0,72.

На конструктивные параметры камеры сгорания влияет тип выбранного турбокомпрессора. Так как необходимо обеспечить не только подвод воздуха в КС из турбокомпрессора, но и ввод рабочего газа в него, была принята конструкция с боковым подводом воздуха, обеспечивающим его вихревое движение в

смесителе. В такой конструкции рабочие газы подаются на лопатки турбины без изменения угла подачи, что повышает КПД.

Турбокомпрессор и КС объединяют через патрубок подвода воздуха и болтовое соединение (рис. 7).

Конструкция КС предусматривает установку све-

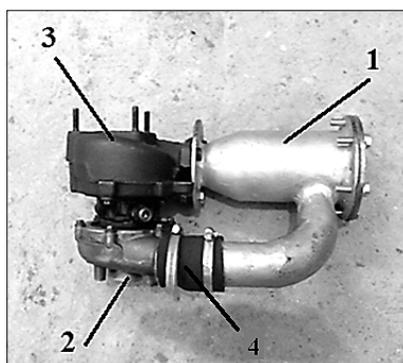


Рис. 7. Соединение турбокомпрессора и камеры сгорания: 1 – турбина высокого давления; 2 – компрессор; 3 – соединительная муфта; 4 – камера сгорания

Fig. 7. Connection of turbocharger and combustion chamber: 1 – high pressure turbine; 2 – compressor; 3 – connecting sleeve; 4 – combustion chamber

чи зажигания на продольной оси смесителя (рис. 8). Рядом располагается топливная форсунка, что обеспечивает гарантированный поджог топлива и распространение очага пламени по центру смесителя.

Давление керосина в топливной системе поддерживается шестеренчатым топливным насосом и составляет 0,5-0,6 МПа, а давление подачи воздуха компрессором должно превышать 0,2 МПа. Такая конструкция КС обеспечивает активное перемешивание топлива с воздухом.

Геометрические параметры камеры сгорания рассчитаны согласно известным и разработанной методикам [18-20]:

- диаметр корпуса камеры сгорания, мм	108;
- длина корпуса камеры сгорания, мм	186;
- высота выходного конуса камеры сгорания, мм	65;
- диаметр смесителя, мм	62;
- длина смесителя, мм	196;
- количество отверстий, шт.	60;
- зазор между корпусом камеры сгорания и смесителем, мм	4;
- площадь соплового отверстия, мм ²	1962;
- площадь входного патрубка, мм ²	1620;
- сечение соплового отверстия, мм	40 × 49.

Следующим этапом создания силовой установки

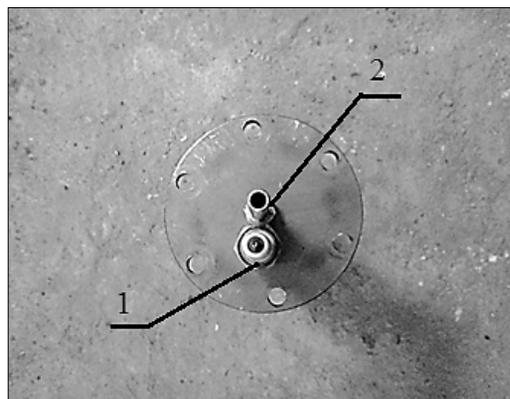


Рис. 8. Фланец камеры сгорания со свечой зажигания (1) и топливной форсункой (2)

Fig. 8. Combustion chamber flange with spark plug (1) and fuel injector (2)

станет разработка свободной силовой турбины, обеспечивающей эффективное преобразование кинетической энергии газового потока, поступающего из газотурбинного двигателя, в ее вращательное движение с максимальной мощностью. Но для этого необходимо практическое подтверждение таких технических параметров, как количество рабочего тела, исходящего из двигателя, и его температура. Это станет возможным по завершении сборочных работ двигателя.

Выводы. Разрабатываемое транспортное средство имеет более широкие технологические возможности по сравнению с традиционными и становится наиболее экономически эффективным при его применении на сельскохозяйственных технологических операциях, связанных с использованием теплоты: тепловой обработкой и созданием условий для хранения зерновых культур, вентилирования сена и соломы.

Предложенная конструкция гибридного мобильного транспортного средства на аккумуляторной батарее и газовой турбине способна работать на одной заправке в течение всего рабочего дня, а для обеспечения мощности 16 л.с. дизельного двигателя достаточно установить асинхронный электродвигатель мощностью 7,5 кВт. Рассчитали производительность компрессора газотурбинного двигателя, которая составила 0,178 кг/с. Определили геометрические параметры камеры сгорания и техническую характеристику турбокомпрессора.

Все эти операции можно производить в местах, удаленных от электрических сетей, используя МТС как транспортно-технологическое средство, источник электроэнергии и теплоты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК / REFERENCES

1. Huisong G., Xue J. Modeling and economic assessment of electric transformation of agricultural tractors fueled with diesel. *Sustainable energy technologies and assessments*. 2020. Vol. 39. 100697.
2. Cristea M., Sorica C. Study on the behavior of a battery mounted on an electric tractor prototype. *INMATEH – Agricultural*

tural Engineering. 2020. Vol. 62. N3. 19-28.

3. Gusarov V.A., Godzhaev Z.A., Gusarova E.V. The Prospect of Using Gas Turbine Power Plants in the Agricultural Sector. *AMA – Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America*. 2020. Vol. 51. N3. 19-23.

4. Tonghui L., Bin X., Zhen L. Design and Optimization of a Dual-Input Coupling Powertrain System: A Case Study for Electric Tractors. *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10. N5. 1608.

5. Zhdanovich Ch.I., Kalinin N.V. Determination of Transmission Gear Ratio in Mechanical Part of Tractor Electro-Mechanical Transmission. *Science & Technique*. 2016. Vol.15. N1. 29-36.

6. Matache M.G, Cristea M., Gageanu I. Small power electric tractor performance during ploughing works. *Inmateh-agricultural engineering*. 2020. Vol. 60. N1. 123-128.

7. Melo R.R, Antunes F.L.M., Daher S., et al. Conception of an electric propulsion system for a 9 kW electric tractor suitable for family farming. *IET Electric Power Applications*. 2019. Vol. 13. N12. 1993-2004.

8. Gusarov V.A., Yuferev L.Yu., Godzhaev Z.A., Parachnich A.S. Turbine Power Plant of Low Power GTP-10S. Handbook of Research on Energy-Saving Technologies for Environmentally-Friendly Agricultural Development. 2020. Chapter 4. 85-106.

9. Zhdanovich Ch.I., Kalinin N.V. Selection of method for regulation of tractor propulsion asynchronous electric motor and construction of mechanical characteristics. *Science & Technique*. 2015. N3. 60-64.

10. Volontsevich D.O., Veretennikov E.A., Kostianik I.V. Determination of the electric drive power for lightly armored caterpillar and wheeled vehicles using single- or two-stage mechanical gearboxes. *Electrical engineering & electromechanics*. 2019. N1. 29-34.

11. Zhdanovich Ch.I., Kalinin N.V. Efficiency Analysis of Energy Accumulating Mechanism for Tractor with Electromechanical Transmission. *Science & Technique*. 2017. Vol. 16. N1. 73-82.

12. Kulikov I., Kozlov A., Terenchenko A. Comparative Study

of Powertrain Hybridization for Heavy-Duty Vehicles Equipped with Diesel and Gas Engines. *Energies*. 2020. Vol. 13. N8. Article 2072.

13. Kim W., Kim Y.-J., Kim Y.-S. Development of Control System for Automated Manual Transmission of 45-kW Agricultural Tractor. *Applied sciences*. 2020. Vol. 10. N8. Article 2930.

14. Zhdanovich Ch.I. Opredelenie peredatochnykh otноshenii mekhanicheskoi chasti elektromekhanicheskoi transmissii traktora [Determination of gear ratios of the mechanical part of the electromechanical transmission of the tractor]. *Nauka i tekhnika*. 2016. Vol. 15. N1. 29-36 (In Russian).

15. Shan Sh., Qian B., Zhou Zh. New pressurized WSGG model and the effect of pressure on the radiation heat transfer of H₂O/CO₂ gas mixtures. *International journal of heat and mass transfer*. 2018. Vol. 121. 999-1010.

16. Ozsari I., Ust Y. Effect of varying fuel types on oxy-combustion performance. *International journal of energy research*. 2019. Vol. 43. N14. 8684-8696.

17. Fatsis A. Design point analysis of two-shaft gas turbine engines topped by four-port wave rotors for power generation systems. *Propulsion and power research*. 2019. Vol. 8. N3. 183-193.

18. Giusti A., Magri L., Zedda M. Flow Inhomogeneities in a Realistic Aeronautical Gas-Turbine Combustor: Formation, Evolution, and Indirect Noise. *Journal of engineering for gas turbines and power-transactions of the asme*. 2019. Vol. 141. N1. Article 011502.

19. Prodan N.V, Chernyshov P.S, Ilina E.E. The Use of Subcritical Streamer Microwave Discharge for Multipoint Ignition of the Fuel Mixture Flow in Microturbine Combustion Chamber. *Problemele energeticii regionale*. 2019. N3. 91-100.

20. Galashov N.N., Tsubulskiy S.A. Parametric analysis of the diagram of the combined-cycle gas turbine with a combination of three cycles for improving efficiency when operating in northern gas producing areas. *Bulletin of the tomsk polytechnic university-geo assets engineering*. 2019. Vol. 330. N5. 44-50.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.

**Статья поступила в редакцию 08.04.2021
The paper was submitted
to the Editorial Office on 08.04.2021**

**Статья принята к публикации 06.05.2021
The paper was accepted
for publication on 06.05.2021**