

мотор имеет небольшие габариты. Между инвертором преобразователя и потребителем электроэнергии при необходимости можно использовать подходящий стандартный трансформатор. Основные характеристики синхронных магнитоэлектрических генераторов приведены в таблице 1. Все четыре генератора включаются параллельно на общие шины.

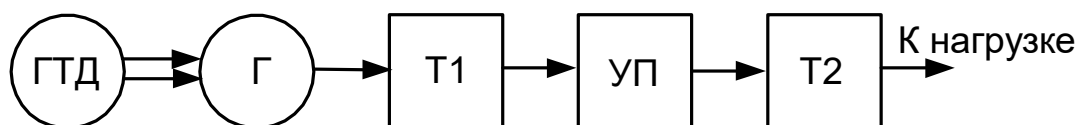


Рис.4. Общая функциональная схема электрической части ГТУЗЦ: ГТД – газотурбинный двигатель; Г – электрический генератор; Т1 - высокочастотный трансформатор; УП – управляемый преобразователь напряжения и частоты; Т2 – трансформатор промышленной частоты

Таблица 1. Основные характеристики синхронных магнитоэлектрических генераторов

Номер системы «двигатель-генератор»	Частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>	Мощность системы «двигатель-генератор», кВт	Частота генератора, Гц	Диаметр индуктора генератора, мм	КПД генератора	Длина активной части ротора, мм	Относительная масса индуктора, кг/кВт
1	54600	340	3640	0,112	0,977	228	0,046
2	50600	340	3373	0,120	0,977	229	0,0526
3	46600	340	3107	0,130	0,976	230	0,0618
4	41900	340	2793	0,142	0,975	232	0,0767

Число фаз  $m=3$ , номинальное фазное напряжение 690 В, соединение фаз – звезда. Линейная токовая нагрузка 40 000А/м, плотность тока в обмотке 9 А/мм<sup>2</sup>. Номинальный коэффициент мощности  $\cos\varphi=0,85$ . Число пар полюсов  $p=4$ . Магниты Nd-Fe-B марки 35 EH,  $B_r=1,2$  Тл,  $H_c=820\ 000$  А/м. Пазовая конструкция сердечника статора.

#### Литература

1. Михайлов А.И., Борисов В.В., Калинин Э.К. Газотурбинные установки замкнутого цикла. – М.:Изд-во АН СССР, 1962.-147 с.
2. Розенберг Г.Ш. и др. Центростремительные турбины судовых установок/ Г.Ш. Розенберг, Н.М. Ткачев, В.Ф. Костыркин. - Л.: Судостроение, 1973.-216 с.
3. Балагуров В.А., Галтеев Ф.Ф. Электрические генераторы с постоянными магнитами. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 280 с.
4. Бут Д.А. Бесконтактные электрические машины.–М.:Высш.шк.,1990– 416с.

### МЕТОДИКА УПРАВЛЕНИЯ РСА ТКР С ЦЕЛЬЮ ПОЛУЧЕНИЯ ТРЕБУЕМОЙ ВСХ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ УДОВЛЕТВОРЯЮЩЕЙ СОВРЕМЕННЫМ ЭКОЛОГИЧЕСКИМ И ЭКОНОМИЧЕСКИМ ТРЕБОВАНИЯМ

Епифанов Д.В. (ОАО «ЗМЗ»)

Современный автомобильный дизельный двигатель, удовлетворяющий в со-

стае автомобиля по Правилам R83 экологическим требованиям (Евро3, 4, 5), оснащен гибкой системой подачи воздуха (подача воздуха в цилиндры двигателя согласуется с цикловой подачей топлива необходимой для получения заданного крутящего момента и полного сгорания топлива на всех режимах работы двигателя). Данная система включает турбокомпрессор (ТКР) с регулируемым сопловым аппаратом турбины (РСА). Наддув воздуха турбокомпрессором, который приводится в действие отработавшими газами, находит наиболее широкое применение среди всех известных способов. Этот вариант даже на двигателях малого рабочего объема позволяет получить крутящий момент и мощность достаточной величины при высоком КПД.

Если раньше турбонаддув использовался, прежде всего, для повышения удельной мощности, то теперь он находит все большее применение для повышения величины максимального крутящего момента на низких и средних частотах вращения коленчатого вала.

В настоящее время опубликовано достаточное количество информации по применению ТКР с РСА, но отсутствует информация о методике (законе) управления РСА т.к. она является ноу-хау фирм-производителей.

ОАО «ЗМЗ» разработало свою методику управления ТКР с РСА, успешно опробованную на дизельном двигателе ЗМЗ-5143.10 с ТКР с РСА VNT15 фирмы Honeywell-Garrett и которая будет проиллюстрирована в данной статье.

Данная методика представляет собой последовательность нескольких этапов, последовательное выполнение которых, приводит к получению требуемого закона управления РСА для получения заданных показателей двигателя.

На первом этапе подбирается необходимый параметр «A/R» компрессорной ступени ТКР для получения требуемой величины крутящего момента и номинальной мощности по ВСХ. Параметр «A/R» турбинной ступени для двигателей рабочим объемом до 3 л равен 0,65. Для определения ВСХ двигателя ЗМЗ-5143.10 был выбран ТКР VNT15 с параметрами компрессорной ступени A/R=0.33, турбинной ступени A/R=0.65.

На втором этапе после того, как выбраны параметры «A/R» ТКР необходимо задать параметры, при достижении хотя бы одного из которых снятие нагрузочной характеристики прекращается. Таковыми являются параметры, определяющие надежность и экологические показатели работы двигателя. А именно:

- максимальное давление сгорания (для ЗМЗ-5143.10 величина  $P_z$  не должна превышать 140 Бар);
- температура ОГ перед или после ТКР (для ЗМЗ-5143.10 температура газов после ТКР не должна превышать 650 °С);
- дымность ОГ по Правилам R24 (Евро2) [ $K_d = 4,0$  FSN, при  $n = 4000$  мин<sup>-1</sup>  $K_d = 4,5$  FSN, при  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>].

На третьем этапе снимается «m» серий нагрузочных характеристик двигателя с замерами дымности ОГ, СО, НС, NO<sub>x</sub> и индицированием рабочего процесса. Каждая серия (аналог варианта с нерегулируемым ТКР) снимается со строго фиксированной площадью проходного сечения соплового аппарата задаваемой положением штока привода сопловых лопаток турбины  $f_{min} \leq f_i = const \leq f_{max}$ , где  $i=1, 2, \dots, m$ . Для определения теоретической внешней скоростной характеристики двигателя ЗМЗ-5143.10 и закона управления РСА ТКР VNT15 были сняты последовательно пять основных серий (ход штока  $h = 0, 3, 6, 9, 12$  мм) и две дополнительные серии (ход штока  $h = 1.5, 7.5$  мм) нагрузочных характеристик двигателя.

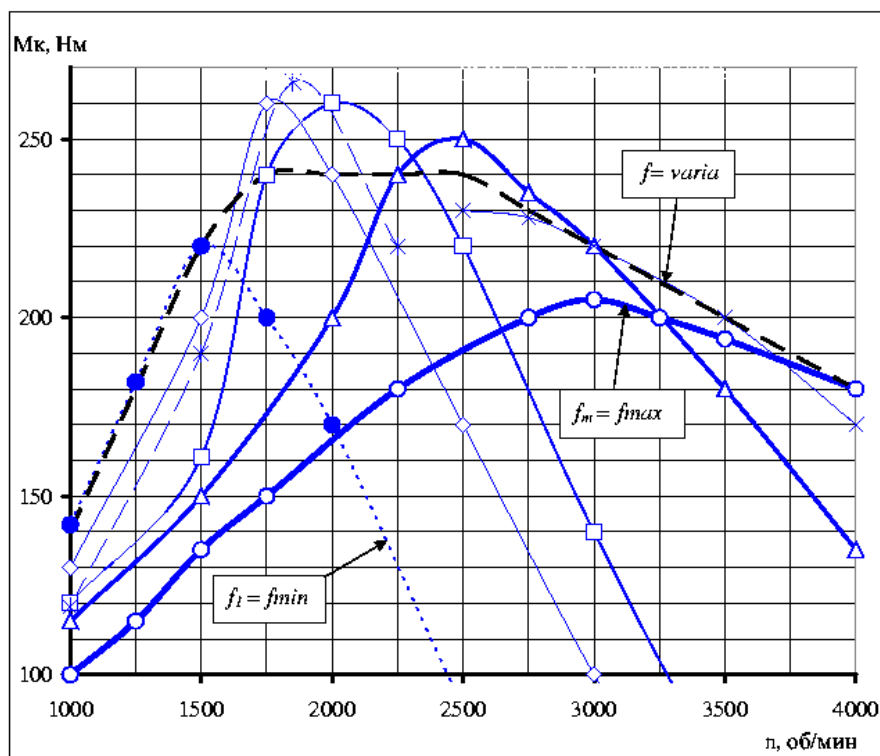


Рис.1. Внешние скоростные характеристики дизельного двигателя ЗМЗ-5143.10 с ТКР VNT15.

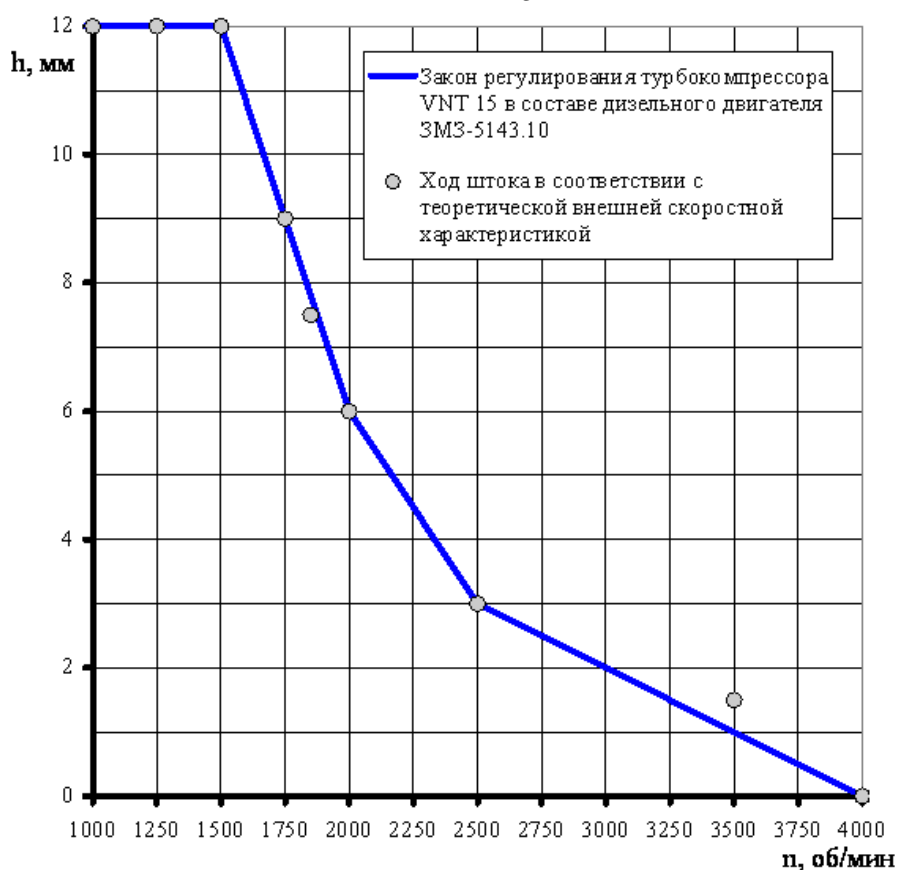


Рис.2. Закон управления штоком привода механизма поворота сопловых лопаток ТКР VNT15 в составе дизельного двигателя ЗМЗ-5143.10.

На четвертом этапе по результатам испытаний стоят «т» скоростных внешних характеристик для каждого варианта с нерегулируемым турбокомпрессором  $f_i = const$ , определяя значение  $M_k$  по соответствующим нагрузочным характеристикам.

И, наконец, на пятом этапе формируется ВСХ дизельного двигателя с регулируемым турбокомпрессором  $f = varia$  (рис.1) и определяется закон регулирования соплового аппарата турбины (см. рис.2). Величина максимального крутящего момента дизельного двигателя ЗМЗ-5143.10 с ТКР VNT15 ограничена 240 Нм по требованию ОАО «УАЗ» с целью обеспечения надежности трансмиссии автомобилей.

Полученный закон управления РСА ТКР закладывается в ЭБУ управления двигателем и может быть реализован с помощью вакуумного сервопривода либо с помощью электромеханического сервопривода REA.

Данную методику можно применять к дизельным двигателям с топливной аппаратурой имеющей как механическое, так и электронное управление.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ ТРЁХ-МЕРНОЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ**

**Лобов Н.В., Кус Н.Н.**

(Пермский государственный технический университет)

Широкое распространение в отечественной и мировой практике получили малогабаритные двухтактные бензиновые, двигатели с кривошипно-камерной продувкой. Они используются в качестве источника энергии на мотоциклах, лодочных моторах, снегоходах и в различном ручном бензиномоторном инструменте. Основными факторами, определяющими их выбор, являются: простота конструкции, невысокий вес изделия на 1 кВт снимаемой мощности. Однако, существенным недостатком двухтактных двигателей подобного типа остается неравномерность протекания рабочего процесса от цикла к циклу, вследствие чего имеются существенные потери топливной смеси при осуществлении процесса газообмена и неизменно высокий уровень эмиссии вредных веществ. В соответствии с международными нормами валовой выброс вредных веществ, например, ручным бензиномоторным инструментом не должен превышать в 2002 году 130-240 г/кВтч. К 2008 году эта норма еще больше ужесточается и должна составлять 50-72 г/кВтч [1]. Для достижения поставленной цели используются различные пути усовершенствования конструкции двигателя: впрыск топлива [1, 2], комбинированные системы подачи топлива [3, 4], расслоение заряда [2, 3], установка катализаторов и т.д. В настоящей статье представлены результаты разработки математической модели двигателя, позволяющей на этапе проектирования оценить равномерность протекания рабочего процесса двигателя.

В теории двигателей внутреннего сгорания различают неравномерность рабочего процесса, возникающую от цикла к циклу в каждом отдельном цилиндре двигателя и неравномерность циклов по цилиндрам двигателя. Действуя совокупно, неравномерности обеих видов определяют в целом характер работы двигателя. Поскольку двухтактные бензиновые двигатели на сегодняшний день используются в основном малогабаритные с одним или двумя цилиндрами, то основополагающим и определяющим характер работы двигателя в большинстве случаев является первый вид неравномерности [5, 6].

Проведенные исследования двухтактного бензинового одноцилиндрового двигателя показали, что неравномерность рабочего процесса изменяется в зависимости от угла поворота дроссельной заслонки и от частоты вращения коленчатого вала. Увеличение степени дросселирования двигателя ведет к росту неравномер-