

ются объективными и субъективными факторами, имеющими различную природу и вероятность возникновения.

Анализ расчетных данных показал, что уровень качества функционирования системы «Водитель – ДВС – шасси – дорога – внешняя среда» («В–ДВС–Ш–Д–Вс») является недостаточно высоким и находится в пределах 0,29...0,80, при этом показатель для подсистем «Водитель – ДВС – Шасси – Дорога» («В – ДВС – Ш – Д») и «Водитель – Шасси – Дорога – Внешняя среда» (В – Ш – Д – Вс») колеблется в пределах 0,28...0,90 и 0,50...0,91 соответственно, что доказывает необходимость совершенствования подсистемы «В – ДВС – Ш – Д».

#### Литература

1. Фокин Ю.Г. Оператор – технические средства: обеспечение надежности / Ю.Г. Фокин // – М.: Воениздат, 1985. – 192 с.
2. Шор Я.Б. Статистические методы анализа и контроля качества и надежности / Я.Б. Шор // – М.: Советское радио, 1962. – 552 с.
3. Грабовский А.А. Определение надёжности функционирования ПУ РСЗО при залповой стрельбе (Статья) / Грабовский А.А., Богомолов А.И., Тищенко Д.Е., Смирнов В.В., Пархоменко А.О. // Оборонная техника № 1, – М.: МО, 1991.
4. Грабовский А.А. Определение надёжности функционирования системы грунт – ПУ – НУРС - внешняя среда при залповой стрельбе. (Статья) / Грабовский А.А., Богомолов А.И., Тищенко Д.Е., Смирнов В.В., Пархоменко А.О. // Оборонная техника № 2, – М.: МО, 1991.

#### **Формирование регуляторных характеристик дизеля отключением рабочих циклов**

д.т.н. проф. Гришин Д.К., д.т.н. проф. Патрахальцев Н.Н., к.т.н. проф. Эммиль М.В.  
РУДН, Университет машиностроения  
(495) 223-05-23 доб. 1054

*Аннотация.* Рассматривается способ формирования регуляторных характеристик дизеля путём отключения рабочих циклов. Приводятся соответствующие соотношения теории ДВС и график зависимости числа работающих цилиндров от общего числа цилиндров двигателя.

*Ключевые слова:* дизель, регуляторная характеристика, регулирование дизеля, отключение цилиндров, изменение рабочего объёма.

Отключение части цилиндров автомобильных и тракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) как метод регулирования мощности на режимах частичных нагрузок (ЧН) и холостого хода (ХХ) находит применение на некоторых двигателях. В качестве примеров можно привести отключение группы цилиндров у шестицилиндровых бензиновых ДВС, оснащённых системой распределённого впрыскивания топлива. Отключение двух цилиндров тракторного дизеля Д-160 при переходе на режим минимальной частоты вращения ХХ. Известны продолжающиеся исследования в этой области [1]. Однако примеры промышленного применения методов регулирования частоты вращения таким способом и, соответственно, формирования регуляторных характеристик авторам неизвестны. Учитывая, что на дорогах РФ эксплуатируется очень большое количество грузовых автомобилей и тракторов с традиционными, уже устаревшими топливными системами дизелей, применение метода отключения части цилиндров или циклов представляется актуальным. Особенно это касается дизель-генераторных установок, поскольку в этом случае формируется только регуляторная характеристика номинального режима. В многоцилиндровом дизеле при таком способе регулирования обеспечивается "скользящее" отключение рабочих циклов по цилиндрам при сбросе нагрузки, а в одноцилиндровом дизель - генераторе программа регулирования вообще упрощается.

В современных автомобильных двигателях с электронным управлением, как дизелях, так и бензиновых, программа регулирования заложена в микропроцессоре электронного бло-

ка управления (ЭБУ), что обеспечивает всю гамму рабочих режимов двигателя. Переоснащение системы автоматического регулирования (САР) дизеля с традиционной топливной аппаратурой для управления пропуском рабочих циклов технически возможно установкой на линии высокого давления клапана – отключателя, выполненного на базе клапана – регулятора начального давления (РНД) [2]. Испытания клапана показали хорошие его работоспособность и быстродействие, обеспечивающие пропуск одного цикла. Трудность создания такой САР в основном заключается в необходимости программы электронного управления отключением циклов в зависимости от величины нагрузки.

Принципиальная схема работы такой системы достаточно проста. Рейка ТНВД устанавливается на упор максимальной подачи и фиксируется. При сбросе нагрузки по сигналу от силовой электрической линии дизель – генератора или от датчика частоты вращения ЭБУ определяет число рабочих циклов, обеспечивающих режим ЧН или режим ХХ при полном сбросе нагрузки, а также наклон регуляторной характеристики.

Задачей регулирования двигателей является поддержание соответствия между нагрузкой и развиваемой двигателем мощностью. Рассмотрим задачу регулирования при постоянной частоте вращения. На номинальном режиме двигатель развивает расчётную мощность, и число рабочих циклов соответствует номинальной частоте вращения. Поскольку при полном сбросе нагрузки индикаторная мощность двигателя ( $N_i$ ) полностью расходуется на преодоление механических потерь ( $N_m$ ), то для определения числа рабочих циклов нужно рассматривать отношение индикаторных мощностей, которое с учётом известных классических формул теории ДВС может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{N_{i.\text{НОМ}}}{N_{i.\text{ХХ}}} = \left( \frac{\eta_i}{\alpha_{\text{НОМ}}} \right) / \left( \frac{\eta_i}{\alpha_{\text{ХХ}}} \right); \quad (1)$$

где:  $N_{i.\text{НОМ}}$ ,  $N_{i.\text{ХХ}}$  – индикаторные мощности на номинальном режиме и при некотором сбросе нагрузки;  $\eta_i$  – индикаторный КПД,  $\alpha_{\text{НОМ}}$  и  $\alpha_{\text{ХХ}}$  – коэффициенты избытка воздуха на номинальном режиме и при данном сбросе нагрузки.

В формуле (1) принято допущение, что индикаторный КПД в пределах реализуемой регуляторной характеристики является постоянным. Поскольку при отключении рабочих циклов изменяется коэффициент избытка воздуха, то формулу (1) можно представить в следующем виде:

$$\frac{N_{i.\text{НОМ}}}{N_{i.\text{ХХ}}} = \frac{\alpha_{\text{ХХ}}}{\alpha_{\text{НОМ}}} = \frac{z_{\text{НОМ}}}{z_{\text{ХХ}}}, \quad (2)$$

где:  $z_{\text{НОМ}}$  и  $z_{\text{ХХ}}$  – число рабочих циклов на номинальном режиме и при данном сбросе нагрузки. Используя известные соотношения теории ДВС, для режима полного сброса нагрузки применительно к астатической регуляторной характеристике можно показать, что при качественном регулировании мощности имеем следующее соотношение:

$$\frac{N_m}{N_{i.\text{ХХ}}} = \frac{z_{\text{НОМ.ХХ}}}{z_{\text{НОМ}}} = 1 - \eta_m, \quad (3)$$

где:  $z_{\text{НОМ.ХХ}}$  – число рабочих циклов при полном сбросе нагрузки,  $\eta_m$  – механический КПД.

Поскольку число рабочих циклов на номинальном режиме определяется номинальной частотой вращения, то при рассмотрении астатической регуляторной характеристики число рабочих циклов при полном сбросе нагрузки будет определяться величиной механического КПД, то есть в этом случае будем иметь следующую закономерность:

$$z_{\text{НОМ.ХХ}} = z_{\text{НОМ}} \cdot (1 - \eta_m). \quad (4)$$

Рассмотрим в качестве примера одноцилиндровый дизель – генератор, имеющий номинальную частоту вращения  $n_{\text{НОМ}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ . Примем значение механического КПД

$\eta_m = 0,8$ . Тогда число рабочих циклов на номинальном режиме будет равно 1500, а число рабочих циклов при полном сбросе нагрузки – 1200. При таком подходе остаётся неясным, как вычислять число рабочих циклов при частичном сбросе нагрузки. В качестве допущения здесь может быть принят некоторый закон изменения механического КПД в зависимости от величины сброса нагрузки, который будет заложен в память микропроцессора.

Для случая задания статических регуляторных характеристик в формулу (3) нужно будет ввести выражение для степени неравномерности регулятора, известное из теории автоматического регулирования ДВС:

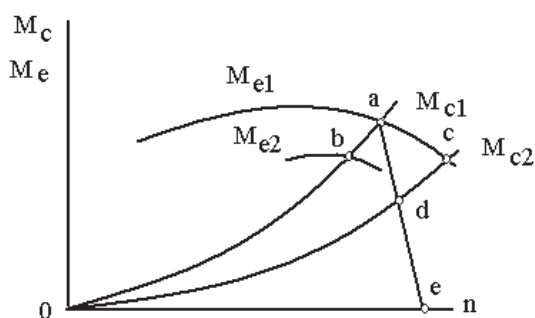
$$\delta = \frac{n_{xx} - n}{0,5 \cdot (n_{xx} - n)}. \quad (5)$$

Тогда для рассматриваемой системы получаем:

$$\frac{z_{xx}}{z_{ном}} = \frac{n_{ном.xx}}{n_{ном}} \cdot (1 - \eta_m). \quad (6)$$

Введение в (3) отношения  $n_{ном.xx} / n_{ном}$  предполагает, что при данной степени неравномерности число рабочих циклов на режиме холостого хода должно быть больше, чем при  $\delta = 0$ , чтобы допустить увеличение частоты вращения холостого хода и обеспечить требуемый наклон регуляторной характеристики. Поскольку величина степени неравномерности определяет наклон регуляторной характеристики, задача определения числа рабочих циклов при частичном сбросе нагрузки приобретает определённую конкретность. Задаваясь отношением индикаторной мощности к мощности сопротивления (мощность потребителя плюс мощность механических потерь), можем определить требуемое число рабочих циклов на любом режиме данной регуляторной характеристики.

На рисунке 1 показаны статические характеристики двигателя, связанные с пропуском рабочих циклов.



**Рисунок 1. Изменение частоты вращения двигателя при отключении рабочих циклов:  $M_{e1}, M_{e2}$  – внешняя и частичная характеристики крутящего момента двигателя;  $M_{c1}, M_{c2}$  – моменты сопротивления (настройки потребителя);  $n$  – частота вращения вала двигателя**

При неизменной нагрузке это фактически переход по характеристике момента сопротивления из точки **a** в точку **b**. Система автоматического регулирования должна быть, однако, настроена таким образом, чтобы изменение частоты вращения происходило при уменьшении нагрузки, то есть частичном или полном её сбросе, что обеспечивает формирование регуляторной характеристики.

При уменьшении нагрузки частота вращения двигателя увеличивается, и при отсутствии регулятора её изменение проходит по внешней скоростной характеристике (точка **c**). При полном сбросе нагрузки возникает так называемый "разнос" двигателя, что особенно опасно для дизеля. Включение программы регулирования приводит к реализации пропусков рабочих циклов, что снижает частоту вращения, а двигатель при этом переходит по регуляторной характеристике из точки **a** в точку **d**.

Приведённое выше описание не учитывает циклического характера процесса отключения циклов и переходных процессов в топливной аппаратуре. Такие исследования проводи-

лись с помощью компьютерной программы Mathcad и частично представлены в работе [3].

#### Литература

1. Козлов В.И., Патрахальцев Н.Н., Эммиль М.В. Повышение топливной экономичности дизелей с помощью отключения цилиндров и циклов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - № 2. - 2008. - с.18 – 19.
2. Эммиль М.В. Формирование регуляторных характеристик дизель – генератора при регулировании отключением рабочих циклов // Вестник РУДН. – 2003. - № 1. – с. 56 – 58.
3. Гришин Д.К., Эммиль М.В. Исследование переходных процессов дизель – генератора, оснащённого системой отключения циклов // Вестник РУДН. Серия "Инженерные исследования". – 2004. - № 1(8). - с. 34 – 37.

#### **Охлаждение каркаса роторного теплообменника**

Дементьев А.А., к.т.н. доц. Костюков А.В.

Университет Машиностроения

(495) 223-05-23 доб. 1054, [w1941w@yandex.ru](mailto:w1941w@yandex.ru), [kostukov123@yandex.ru](mailto:kostukov123@yandex.ru)

*Аннотация.* Приводятся результаты расчетного исследования системы охлаждения каркаса роторного теплообменника. Выполнен анализ существующих систем охлаждения каркаса теплообменника.

*Ключевые слова:* компактные теплообменники, деформации каркаса теплообменников, тепловое состояние.

Одним из путей повышения эффективности применяемых в настоящее время микротурбин является повышение степени регенерации их теплообменников с 86-90% до 95-97%. Такое повышение приводит к снижению оптимальной степени повышения давления в компрессоре с 4-5 бар до 2.5-3 бар и, следовательно, к увеличению размеров и соответственно КПД лопаточных машин, малые значения которых являются одной из основных проблем газотурбинного двигателя малой мощности. Получение столь высокой степени регенерации является проблемой, так как приводит к значительному увеличению (в разы) размеров теплообменника, которые и в применяемых сегодня микротурбинах сравнимы с размерами всего двигателя. В связи с этим представляется весьма перспективным рассмотреть применение в микротурбинах со сверхвысокой степенью регенерации роторных теплообменников, имеющих по сравнению с неподвижными теплообменниками (рекуператорами) существенно меньшие размеры.

Недостатком роторного теплообменника является наличие утечек сжатого воздуха через его систему уплотнений. Очевидно, что при увеличении степени регенерации и, значит, при увеличении размеров теплообменника проблема утечек усилится.

Рассмотрим роторный теплообменник транспортных микротурбин, имеющий рекордно малые утечки воздуха (1-1.5%) (рисунок 1) [1].

Столь низкая величина утечек обусловлена тем, что в этом теплообменнике уплотнения скользят не по пористой теплопередающей матрице, а по плоским перемычкам дисков-щек каркаса теплообменника. Значительное влияние на снижение утечек оказывают малые тепловые деформации каркаса, получаемые за счет охлаждения каркаса. В теплообменнике транспортной микротурбины [1] охлаждение осуществляется посредством обдува внутренних стенок каркаса воздухом (не прошедшим через теплопередающую матрицу) и охлажденным газом (прошедшим через матрицу теплообменника), происходящим при установке в каркас теплопередающих элементов конической формы (рисунок 1). Аналогичный принцип охлаждения может быть применен и в случае с цилиндрическими теплопередающими элементами [2]. Такие системы обеспечивают снижение максимальной температуры каркаса более чем на 150°C, но занимают часть полезного объема теплообменника (который мог бы быть заполнен теплопередающей матрицей) и соответственно снижают его компактность.

Охлаждение, предложенное в [3], не приводит к сколько-нибудь существенному увеличению объема теплообменника. Оно осуществляется за счет продувок воздуха через специ-