

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

# ИЗВЕСТИЯ

ВОЛГОГРАДСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
ТЕХНИЧЕСКОГО  
УНИВЕРСИТЕТА

Серия

ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ  
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Выпуск 2

---

---

№ 7 (55)

Межвузовский сборник научных статей  
Издается с января 2004 г.

2009

---

---



Волгоград  
2009

УДК 621.1 + 621.3

Учредитель: ГОУ высшего профессионального образования  
"Волгоградский государственный технический университет"

Сборник зарегистрирован в Управлении регистрации и лицензионной работы в сфере массовых коммуникаций федеральной службы по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия ПИ № ФС77-25660 от 13 сентября 2006 г.

Главный редактор сборника "Известия ВолгГТУ"

д-р хим. наук, проф. член-корр. РАН *И. А. Новаков*

Редакционная  
коллегия серии:

д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Е. А. Федянов* (научный редактор)  
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. Н. Шилин* (зам. научного редактора)  
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. В. Васильев* (зам. научного редактора)  
д-р техн. наук, проф. Волжского филиала МЭИ *В. С. Кузеванов*  
д-р техн. наук, проф. Пензенской гос. технолог. академии *Н. А. Прошин*  
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Г. Н. Злотин*  
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Е. А. Дьячков*  
канд. техн. наук, доцент регионального центра сбережения *А. М. Ларцев*  
канд. техн. наук, ст. преп. ВолгГТУ *К. О. Долгов* (ответственный секретарь)

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Волгоградского государственного технического университета

**Известия** Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст. № 7(55) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2009. – 88 с. – (Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки. Вып. 2).

ISSN 1990-5297

В сборнике помещены статьи, содержащие результаты теоретических и экспериментальных исследований в области тепло- и электроэнергетики. Значительная часть статей отражает работы, направленные на совершенствование процессов в тепловых двигателях внутреннего сгорания. Публикации по электроэнергетике касаются, в первую очередь, моделирования работы и методов диагностики электроустановок.

Ил. 63. Табл. 15. Библиогр.: 105 назв.

ISSN 1990-5297

© Волгоградский государственный  
технический университет, 2009

## СОДЕРЖАНИЕ

---

<i>Буров А. А., Ожогин В. А.</i> Различные виды эксергии теплоты, подводимой в циклах тепловых двигателей.....	5
<i>Буров А. А., Ожогин В. А.</i> Различные формы интегральных выражений второго закона термодинамики и термодинамического КПД цикла теплового двигателя.....	7
<i>Васильев А. В., Сидоров Д. В.</i> Математическое моделирование динамики механизма газораспределения ДВС с переменной жесткостью клапанного привода.....	8
<i>Васильев А. В., Сидоров Д. В.</i> Методика и результаты экспериментального исследования динамики рычажного клапанного привода автомобильного двигателя.....	13
<i>Галуцак В. С., Сошинов А. Г., Угаров Г. Г.</i> Системы наружного электрического освещения от возобновляемых источников энергии.....	15
<i>Гребенников С. А., Иванов Р. В., Гребенников А. С.</i> Дигностирование и адаптивное управление режимом холостого хода двигателя внутреннего сгорания по значению мощности механических потерь.....	18
<i>Грига А. Д., Худяков К. В.</i> Испытания вихревой трубы с наклонными соплами.....	23
<i>Злотин Г. Н., Иванов Ю. В., Федянов Е. А.</i> Определение состава продуктов неполного сгорания различных углеводородных топлив.....	25
<i>Злотин Г. Н., Лютин К. И., Федянов Е. А.</i> Построение и обучение нейронно-сетевой модели для виброакустического диагностирования кулачкового газораспределительного механизма ДВС.....	28
<i>Злотин Г. Н.</i> Глобальное потепление и антропогенные выбросы CO <sub>2</sub> .....	31
<i>Злотин Г. Н., Грига А. Д., Куланов В. А., Грига С. А.</i> Совместное влияние выбросов оксидов азота и бензапирена при работе энергетических котлов ТЭЦ.....	34
<i>Карпенко О. И., Шилин А. Н.</i> Анализ надежности электрической сети.....	36
<i>Коптелова И. А., Арванитаки Н. В.</i> Морфологический анализ технологического нагрева абразивного производства.....	40
<i>Кучеров В. Г., Шалыгина Е. В.</i> Способ автоматической регулировки перемещения подвижных элементов гидравлических устройств.....	44
<i>Ларцев А. М., Курапин А. В.</i> Результаты энергетического обследования Волгоградской кондитерской фабрики.....	47

---

---

<i>Марков В. А., Девянин С. Н., Шустер А. Ю.</i> Работа транспортного дизеля на смесях дизельного топлива и подсолнечного масла.....	50
<i>Марков В. А., Поздняков Е. Ф.</i> Оптимизация параметров регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями для дизеля.....	54
<i>Николаева С. И.</i> Математическое описание переходных процессов в синхронных генераторах.....	58
<i>Николаева С. И., Хоперскова Л. В.</i> Эквивалентные математические модели элементов системы автоматического регулирования электроэнергетических систем.....	61
<i>Славуцкий В. М., Белозубов Ю. В., Каныгин З. В.</i> Исследование системы топливоподачи дизеля с улучшенными адаптивными и энергетическими свойствами.....	64
<i>Славуцкий В. М., Липилин В. И., Салыкин Е. А., Славуцкий В. В.</i> Формирование скоростной характеристики дизеля при интенсификации процесса подачи топлива.....	69
<i>Федянов Е. А., Иткис Е. М., Кузьмин В. Н.</i> Особенности теплоотдачи в стенке цилиндра двигателя с самовоспламенением гомогенной топливовоздушной смеси.....	72
<i>Хоперскова Л. В.</i> Динамика низкочастотных тепловых возмущений на границе «плазма-катод».....	74
<i>Шевченко Н. Ю., Лебедева Ю. В., Сошинов А. Г.</i> Методика выбора технических мероприятий по повышению надежности ВЛЭП в экстремальных метеоусловиях.....	77
<i>Шилин А. Н., Зенина Е. Г., Арванитаки Н. В.</i> Анализ энергетических частотных характеристик асинхронного двигателя.....	80
<i>Шумский С. Н., Приходьков К. В., Костычев В. Н.</i> Моделирование стохастичности рабочего процесса ДВС с искровым зажиганием на режиме холостого хода.....	84

*А. А. Буров – канд. техн. наук, В. А. Ожогин – канд. техн. наук*

**РАЗЛИЧНЫЕ ВИДЫ ЭКСЕРГИИ ТЕПЛОТЫ,  
ПОДВОДИМОЙ В ЦИКЛАХ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

**Волгоградский государственный технический университет**

(e - mail: tig@vstu.ru)

Получены новые формулы для определения эксергии теплоты, которые позволяют дифференцированно подходить к анализу эффективности использования теплоты в циклах различных типов тепловых двигателей с учетом существующих на практике для каждого из них ограничений: или по диапазону изменения объема рабочего тела в цикле (поршневые ДВС), или – давления (газотурбинные, турбореактивные и другие двигатели).

*Ключевые слова:* эксергия теплоты, поршневые ДВС, газотурбинные двигатели, турбореактивные двигатели.

The article expressions new formulas for exergue of heats, they are received is differentiated to approach to the analysis of efficiency of use of heat in cycles of various types of thermal engines in view of existing on practice for each of them of restrictions: or on a range of change of volume of a working body in a cycle (internal combustor engines), or on a range of change of pressure (gas jet, turbojet and other engines).

*Keyword:* exergue of heat, piston internal-combustion engines, gas-turbine engines.

При анализе процессов преобразования энергии в тепловых двигателях в последнее время все более широко используют эксергетический метод термодинамического анализа. Одним из достоинств его является возможность количественно оценить ожидаемый эффект от намечаемых тех или иных мероприятий по совершенствованию характера подвода (отвода) теплоты в цикле путем вычисления эксергии теплоты.

В соответствии с эксергетическим методом, эксергия теплоты определяет максимальную работу, которая может быть получена за счет преобразования в нее теплоты путем осуществления обратимого цикла Карно. При этом в случае постоянства температур источника теплоты и теплоприемника, значение эксергии теплоты находится по формуле:

$$E_Q = Q\eta_i^{\text{Карно}} = Q\left(1 - \frac{T_0}{T}\right),$$

где  $T_0$  – температура окружающей среды.

При переменной температуре источника теплоты эксергия последней

$$E_Q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dQ.$$

Однако в реальных газовых циклах «... изотермный подвод и отвод теплоты оказываются практически не осуществимы, а температура  $T_{\text{max}}$  ограничивается качеством металла и конструкцией установки... Осуществить изотермный процесс перегретого пара также невозможно» [1]. Цикл Карно оказывается технически достижимым лишь в области насыщенного пара, т. е. позволяет наиболее эффективно преобразовывать в работу низкопотенциальную теплоту.

Следует также иметь в виду, что цикл Карно имеет наибольший КПД лишь по сравнению с циклами, протекающими в тех же температурных пределах, при «... заданных же предельных значениях давления или объема цикл Карно не является наиболее выгодным» [2].

В случае заданного диапазона изменения объема рабочего тела, что характерно для широко распространенных поршневых ДВС, более экономичным по сравнению с циклом Карно

является идеальный цикл Отто, состоящий из двух изохор и двух адиабат ( $\eta_t^{\text{Отто}} > \eta_t^{\text{Карно}}$ ) [6].

Поэтому максимальную работоспособность теплоты, подводимой (отводимой) в цикле поршневого ДВС, целесообразно оценивать по формулам:

$$E_Q^V = Q\eta_t^{\text{Отто}} = Q \left[ 1 - \left( \frac{V_{\min}}{V_0} \right)^{k-1} \right], \quad (1)$$

если в процессе подвода теплоты  $V = V_{\min} = \text{const}$  (в поршневом ДВС  $V_{\min} = V_{\text{ВМТ}}$ );

$$E_Q^V = \int \left[ 1 - \left( \frac{V}{V_0} \right)^{k-1} \right] dQ, \quad (2)$$

если в процессе подвода теплоты  $V = \text{var}$ ; здесь  $V_0$  – объем рабочего тела при параметрах состояния окружающей среды ( $p_0, T_0$ ).

Необходимо отметить, что при указанных граничных условиях ( $V_0 \dots V_{\min}$ ) может быть осуществлен также цикл Стирлинга, КПД которого равен КПД цикла Карно. Однако, если учесть, что реальный диапазон изменения температуры рабочего тела в цикле Стирлинга составляет 330 – 900 К [3], то его КПД оказывается практически равным КПД цикла Отто при степени сжатия  $\varepsilon = 12$ . При этом циклу Отто следует отдать предпочтение, так как осуществить его конструктивно проще. Двигатель Стирлинга кроме источника теплоты и теплоприемника должен иметь регенератор.

При ограничении пределов изменения давлений в цикле (характерно для газотурбинных, турбореактивных и других двигателей), когда наиболее экономичным является цикл Брайтона, состоящий из двух изобар и двух адиабат, рациональным представляется использование следующих формул для эксергии теплоты:

$$E_Q^p = Q\eta_e^{\text{Брайтона}} = Q \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_{\max}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (3)$$

если подвод теплоты происходит при  $p = p_{\max} = \text{const}$  ( $p_{\max}$  – максимальное давление в цикле);

$$E_Q^p = \int \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] dQ, \quad (4)$$

если при подводе теплоты  $p = \text{var}$ .

За введение «... новых понятий, обладающих многими свойствами эксергии, но более удобных», высказываются авторы исследования [4].

В частности, работоспособность теплоты «... в условиях циклов с отводом теплоты при  $p = \text{const}$ » предлагается оценивать с помощью «барэргии», соответствующей работе идеального цикла Брайтона [4]. Последнее, однако, как видно из (3) и (4), означает, что речь идет о  $E_Q^p$ .

Предлагаемые понятия  $E_Q^p$ ,  $E_Q^V$  наряду с общепринятым  $E_Q$  [5] позволяют внести единообразие в терминологию и символику для характеристик работоспособности (эксергий) теплоты применительно к разного рода граничным условиям протекания цикла, а также более достоверно оценивать возможности и пути совершенствования процесса преобразования теплоты в работу в цикле теплового двигателя.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Андрющенко, А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок / А. И. Андрющенко. – М.: Высш.шк., 1985. – 319 с.
2. Базров, И. П. Термодинамика / И. П. Базров. – М.: Физматгиз, 1961. – 292 с.
3. Уокер, Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга / Г. Уокер; пер. с англ. – М.: Энергия, 1978. – 152 с.
4. Никитин, Д. Г. Методы термодинамического исследования реальных циклов теплосиловых установок / Д. Г. Никитин, В. К. Осадчий, Г. М. Щеголев // Промышленная теплотехника, 1984. – Т. 6, № 10. – С. 64–68.
5. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 279 с.
6. Легошин, Г. М. Перспективы повышения КПД ДВС в XXI веке / Г. М. Легошин, В. В. Михайлов, Г. А. Головащенко // Прогресс транспортных средств и систем: матер. Междунар. науч.-практ. конф. – Ч. 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 1999. – С. 49–50.

УДК 621.43

А. А. Буров – канд. техн. наук, В. А. Ожогин – канд. техн. наук

**РАЗЛИЧНЫЕ ФОРМЫ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ВЫРАЖЕНИЙ ВТОРОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ И ТЕРМИЧЕСКОГО КПД ЦИКЛА ТЕПЛООВОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Волгоградский государственный технический университет

(e - mail: tig@vstu.ru)

Предлагаются новые интегральные математические выражения второго закона термодинамики и термического КПД цикла теплового двигателя, полученные путем использования новых интегрирующих множителей теплоты.

*Ключевые слова:* второй закон термодинамики, термический КПД, тепловые двигатели.

The article expressions new integrated of the second law of thermodynamics and thermal efficiency of a cycle of the thermal engine; they are received by use of new integrating multipliers for heat.

*Keyword:* the second law of thermodynamics, thermal efficiency, thermal engines.

Все более жесткие требования к экономии энергоресурсов требуют совершенствования методов термодинамического анализа процессов в энергетических установках. Основой термодинамического анализа эффективности процессов преобразования энергии в тепловых двигателях являются первый и второй законы термодинамики.

Классическим математическим выражением второго закона термодинамики для обратимого цикла при неизменных количестве и свойствах рабочего тела, рассматриваемого как идеальный газ, является интеграл Клаузиуса:

$$\oint \frac{\delta q}{T} = 0, \tag{1}$$

на основе которого сформулирован принцип существования энтропии.

Вместе с тем, при анализе циклов тепловых двигателей в некоторых случаях целесообразна иная форма [1] математической записи второго закона термодинамики:

$$\oint v^{k-1} \delta q = 0. \tag{2}$$

Предлагается еще одна форма записи второго закона термодинамики, которая, как и интеграл (2), может быть полезной для анализа частных случаев циклов тепловых двигателей. Для того чтобы получить такую форму, предварительно преобразуем уравнение первого закона термодинамики:  $\delta q = du + \delta l$ . Так как для идеального газа  $du = c_v dT$ ,  $c_v = R/(k - 1)$ ,  $T = pv/R$ , то будем иметь:

$$\delta q = \frac{1}{k-1} (kpdv + vdp).$$

Разделим это уравнение на  $p^{\frac{k-1}{k}}$ , тогда

$$\frac{\delta q}{p^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{1}{k-1} d(v \cdot p^{\frac{1}{k}}).$$

В результате интегрирования (при  $k = \text{const}$ ) по замкнутому контуру получим:

$$\oint \frac{\delta q}{p^{\frac{k-1}{k}}} = 0. \tag{3}$$

Это выражение можно найти и другим путем, используя метод циклов, а именно, рассматривая произвольный обратимый цикл как совокупность бесчисленного множества элементарных обратимых циклов Брайтона, каждый из которых состоит из двух изобар и двух адиабат.

Величины  $1/T$ ,  $v^{k-1}$ ,  $1/p^{\frac{k-1}{k}}$  в уравнениях (1)–(3) являются интегрирующими множителями теплоты, а в целом подынтегральные выражения – полными дифференциалами соответствующих функций состояния. Поскольку  $\delta q/T = ds$ , т. е. дифференциал энтропии в классическом представлении, то аналогичный «статус» должны иметь

$$v^{k-1} \cdot \delta q = ds^v, \quad p^{\frac{k-1}{k}} \cdot \delta q = ds^p.$$

Согласно Б. С. Стечкину «... интегрирующий множитель  $v^{k-1}$  является менее универсальным, чем  $1/T$ , так как в отличие от последнего, он зависит от свойств тел (величины  $k$ ) даже в идеальном случае. Однако использование функций  $\int v^{k-1} \cdot \delta q$  весьма эффективно применительно к рабочему циклу поршневых двигателей, для которых объем рабочего тела – основной внешний параметр» [1].

Аналогичные соображения могут быть высказаны и в отношении интегрирующего множителя  $1/p^{\frac{k-1}{k}}$  и функции  $\int p^{\frac{k-1}{k}} \delta q$ . Последнюю целесообразно использовать при анализе циклов тех тепловых двигателей, эффективность которых определяется пределом изменения давления (газотурбинные, турбореактивные и др.).

Для необратимых циклов, аналогично интегралу Клаузиуса,

$$\oint (1/T) \delta q < 0,$$

можно записать:

$$\oint v^{k-1} \delta q < 0,$$

$$\oint (1/p^{\frac{k-1}{k}}) \delta q < 0.$$

Интегрируя выражение (2) по частям и переходя к относительным величинам для произвольного количества рабочего тела, Б. С. Стечкин получил [1] формулу для термического КПД прямого обратимого цикла:

$$\eta_t = \oint \frac{Q}{Q_1} d \left( \frac{V}{V_{\max}} \right)^{k-1} \quad (4)$$

где  $Q$ ,  $V$  – текущие значения, соответственно, подводимой теплоты и объема рабочего тела;  $Q_1$  – полное количество теплоты, подведенной в цикле;  $V_{\max}$  – максимальный объем рабочего тела в цикле (в конце расширения). В частном случае  $V_{\max} = V_0 = mRT_0/p_0$  ( $p_0$ ,  $T_0$  – параметры состояния окружающей среды).

Аналогичным образом в соответствии с выражением (1) и (3) можно установить, что:

$$\eta_t = \oint \frac{Q}{Q_1} d \left( \frac{T_{\min}}{T} \right), \quad (5)$$

$$\eta_t = \oint \frac{Q}{Q_1} d \left( \frac{p_{\min}}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (6)$$

где  $T_{\min}$ ,  $p_{\min}$  – минимальные значения температуры и давления рабочего тела в цикле, в частном случае  $T_{\min} = T_0$  и  $p_{\min} = p_0$ .

Выражения (4)–(6) в наиболее общей форме показывают зависимость эффективности цикла непосредственно от характера процесса подвода теплоты к рабочему телу. Это значит, что при известном законе подвода теплоты для определения КПД цикла нет необходимости в предварительном нахождении работы цикла. В частности на основе выражения (4) при определенных допущениях получена формула для вычисления индикаторного КПД цикла поршневого ДВС [2] в случае закона сгорания, описываемого функцией Вибе [3].

Следует также отметить, что выражения (4)–(6) делают целесообразным изображение и анализ циклов тепловых двигателей в диаграммах «теплота – интегрирующий множитель теплоты» (в относительных величинах), в которых КПД цикла наглядно представляется в виде соответствующей площади.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Стечкин, Б. С. Избранные труды. Теория тепловых двигателей / Б. С. Стечкин. – М.: Наука, 1977. – 410 с.
2. Буров, А. А. Приближенное аналитическое определение индикаторного КПД цикла ДВС / А. А. Буров, В. А. Ожогин // Наземные транспортные системы: межвуз. сб. науч. тр. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – С. 9–10.
3. Вибе, И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. – М.: Матгиз, 1962. – 271 с.

УДК 621.436

*А. В. Васильев, д-р техн. наук, Д. В. Сидоров, соискатель*

#### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВС С ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ КЛАПАННОГО ПРИВОДА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: atd@vstu.ru)

Представлен метод моделирования динамики рычажного механизма газораспределения автомобильного двигателя, показано, что учет переменности жесткости клапанного привода повышает достоверность результатов расчета.

*Ключевые слова:* моделирования динамики механизма газораспределения, переменности жесткости клапанного привода, рычажный клапанный привод, смещение точки контакта по рычагу.

The method of the automobile engine valve gear dynamics simulation is submitted. It is shown, that the account of the valve gear rigidity changeability raises reliability of the calculation results.

*Keywords:* valve gear dynamics simulation, valve gear rigidity changeability, rocker valve gear, displacement of a contact point on a rocker.

В статье рассмотрен метод моделирования динамики клапанного привода с учетом смещения по рычажному толкателю точки его контакта с кулачком. При этом исследовано влия-

ние переменности жесткости клапанного привода на динамические качества МГР на примере двигателя ВАЗ. В основе данного метода моделирования динамики МГР лежит обобщен-



ная математическая модель, разработанная на кафедре «Автотракторные двигатели» ВолгГТУ. Дифференциальные уравнения движения системы, состоящей из  $N$  сосредоточенных масс, моделирующих колебания деталей МГР, имеют вид:

$$m_i \ddot{x}_i = P_i - F_i + \sum_{n=1}^{n_i} (P_{in} - F_{in}) \quad (i=1, \dots, N), \quad (1)$$

где  $m_i$  – величина  $i$ -й массы;  $\ddot{x}_i$  – ее ускорение;  $P_i$  – внешняя сила, действующая на  $i$ -ю массу;  $F_i$  – сила внешнего трения;  $n_i \leq N$  – количество связей  $i$ -й массы с другими или с неподвижной заделкой;  $P_{in}$  и  $F_{in}$  – силы соответственно от упругой деформации и внутреннего трения в  $n$ -й связи, действующие на  $i$ -ю массу.

При этом в предлагаемом методе, в отличие от существующего, учтено смещение точки контакта по рычагу, которое приводит к переменности жесткости привода клапана. Ее значение в зависимости от смещения точки контакта определяется экспериментально или расчетно и задается в исходных данных в табличном виде. Затем производится пересчет жесткости клапанного привода по углу поворота кулачка для последующей ее интерполяция в процессе решения дифференциальных уравнений динамики клапанного привода численным методом Рунге-Кутты.

В качестве примера данный метод был использован для построения математической модели МГР с верхним расположением распределительного вала двигателя ВАЗ (рис. 1). По результатам проведенных ранее расчетных исследований получена зависимость изменения жесткости рычажного толкателя от смещения точки контакта по рычагу (рис. 2).

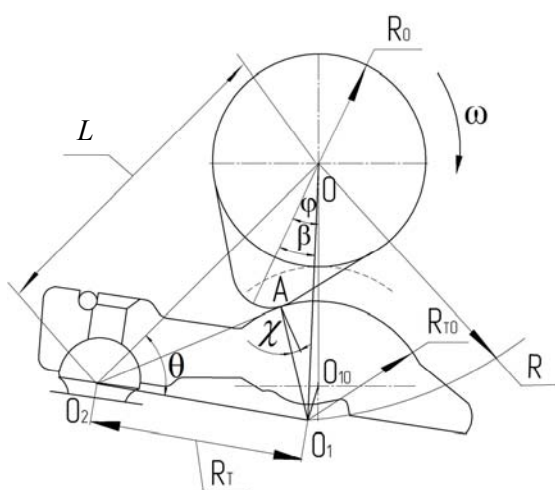


Рис. 1. Схема рычажного привода клапана

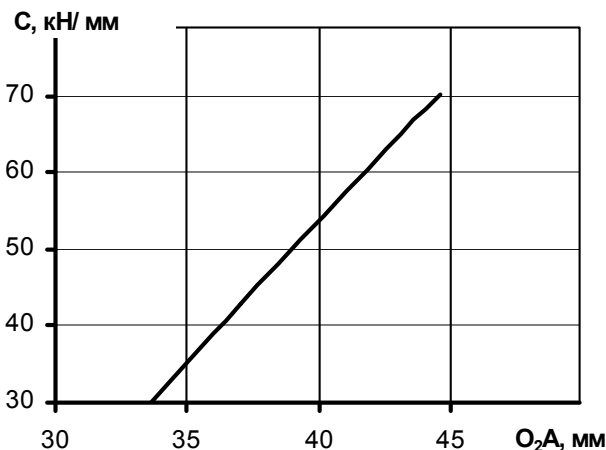


Рис. 2. Изменение жесткости рычага от смещения точки контакта

Установлено, что жесткость ( $C$ ) изменяется практически линейно в зависимости от смещения точки контакта по рычагу, которое характеризуется вектором  $O_2A$ . Однако закон изменения жесткости по углу поворота кулачка, необходимый для решения системы (1) численным методом, зависит от конкретного профиля кулачка. Для получения искомой зависимости на первом этапе устанавливается связь между длиной отрезка  $O_2A$  и углом давления  $\chi$  (рис. 1):

$$O_2A = R_{T0} \cdot \sin \chi + \sqrt{R_T^2 - R_{T0}^2 \cdot \cos^2 \chi}, \quad (2)$$

где  $R_T$  – радиус качания толкателя;  $R_{T0}$  – радиус контактной поверхности толкателя. На основе этой формулы исходная зависимость жесткости от расстояния  $O_2A$  преобразуется в зависимость жесткости от угла давления  $\chi$ . Затем по известным соотношениям определяется зависимость изменения угла давления  $\chi$  по углу поворота кулачка  $\varphi$  для данного профиля:

$$\chi = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \chi_{\text{ц}} \pm \frac{R_{T0}}{R_T \cos \chi_{\text{ц}}}}{1}\right); \quad (3)$$

$$\chi_{\text{ц}} = \arctg \frac{\frac{1}{R} \frac{dR}{d\beta} \frac{L \cos \theta - R_T}{L \sin \theta}}{1 + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\beta} \frac{L \cos \theta - R_T}{L \sin \theta}}, \quad (4)$$

$$\text{где } \theta = \pm \arccos \frac{L^2 + R_T^2 - R^2}{2LR_T};$$

$$\frac{dR}{d\beta} = \frac{dR}{d\varphi} \frac{d\varphi}{d\beta}, \quad (5)$$

где  $dR/d\varphi$  – скорость толкателя.

$$\frac{d\varphi}{d\beta} = \frac{1}{1 \pm \frac{dB/d\varphi}{\sqrt{1-B^2}}}; \quad (6)$$

$$\frac{dB}{d\varphi} = \frac{dR}{d\varphi} \left( \frac{1}{L} - \frac{B}{R} \right); \quad (7)$$

$$B = \frac{L^2 - R_T^2 + R^2}{2LR}, \quad (8)$$

где  $\chi_{ц}$  – угол давления для центрального профиля кулачка;  $\beta$  – угол между связанным с кулачком фиксированным радиус-вектором и линией, соединяющей точки  $O$  и  $O_1$ , через которые проходят соответственно ось вращения кулачка и ось цилиндрической контактной поверхности рычажного толкателя.

С использованием (2)–(8) определяется искомый закон изменения жесткости толкателя ( $C$ ) по углу поворота кулачка (рис. 3).

Расчетная схема механизма газораспределения представлена в виде 12 дискретных масс,

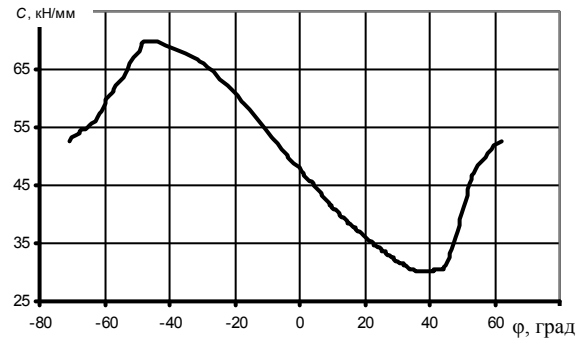


Рис. 3. Изменение жесткости рычага по углу поворота кулачка



Рис. 4. Расчетная схема механизма газораспределения ВАЗ представленная в виде 12 дискретных масс

соединенных между собой упругими элементами. Следует отметить, что в ходе численного эксперимента рассматривались и другие расчетные схемы (из 6, 8, 10 дискретных масс), отличающиеся представлением клапанных пружин. Сравнительный анализ результатов расчета и эксперимента показал, что 12-массовая модель обеспечивает наилучшую сходимость в диапазоне частоты вращения распределительного вала 150–2100 мин<sup>-1</sup>. Так, расчетная максимальная сила для нулевого зазора в механиз-

ме при 2068 мин<sup>-1</sup> составила 785 Н (рис. 5, кривая 1), тогда как по результатам эксперимента эта величина соответственно равна 808 Н (рис. 5, кривая 2). Для оценки влияния смещения точки контакта по рычагу на нагруженность МГР были выполнены расчеты в диапазоне изменения частоты вращения распределительного вала 150–2100 мин<sup>-1</sup> для двух случаев: с учетом влияния смещения точки контакта по рычагу и без учета. При этом определялась сила, действующая на клапан со стороны рычага.

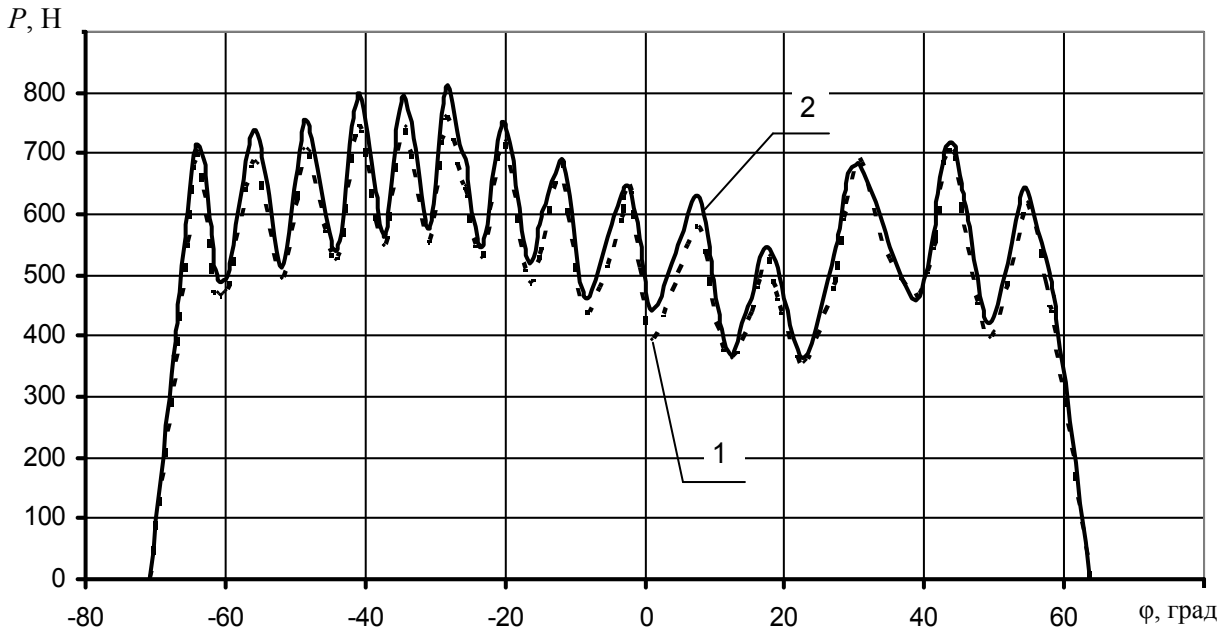


Рис. 5. Сила, действующая на клапан со стороны рычага при 2068 мин<sup>-1</sup>:  
1 – расчет; 2 – эксперимент

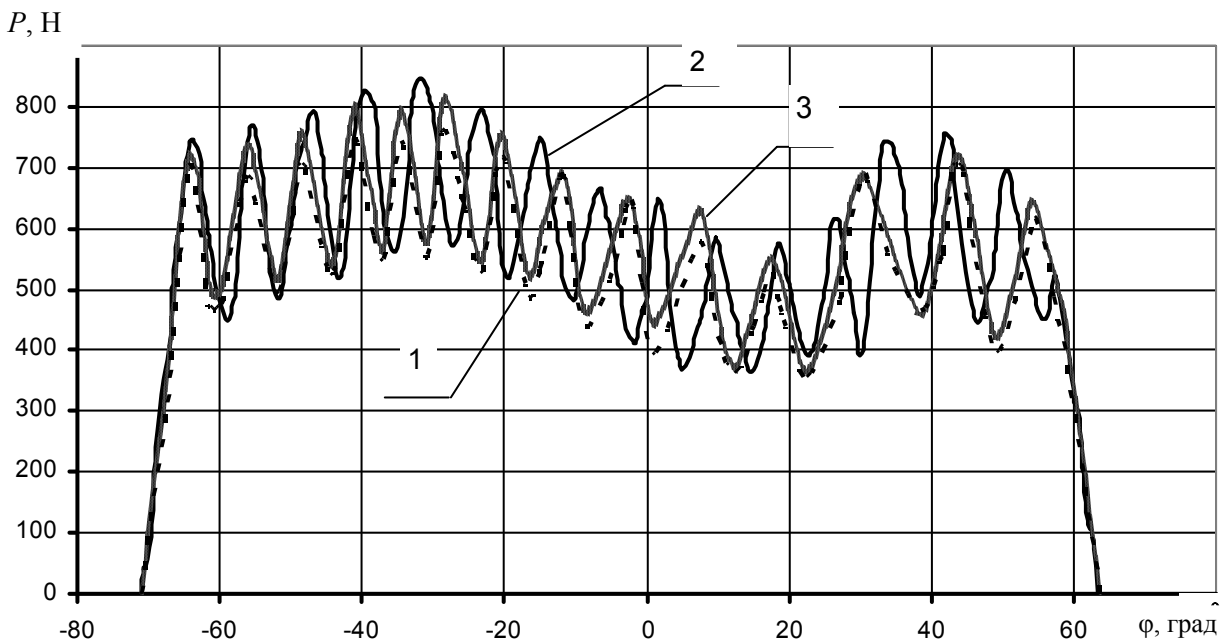


Рис. 6. Сила, действующая на клапан со стороны рычага при 2068 мин<sup>-1</sup>:  
1 – расчет с учетом смещения точки контакта по рычагу; 2 – расчет без учета смещения точки контакта по рычагу; 3 – эксперимент

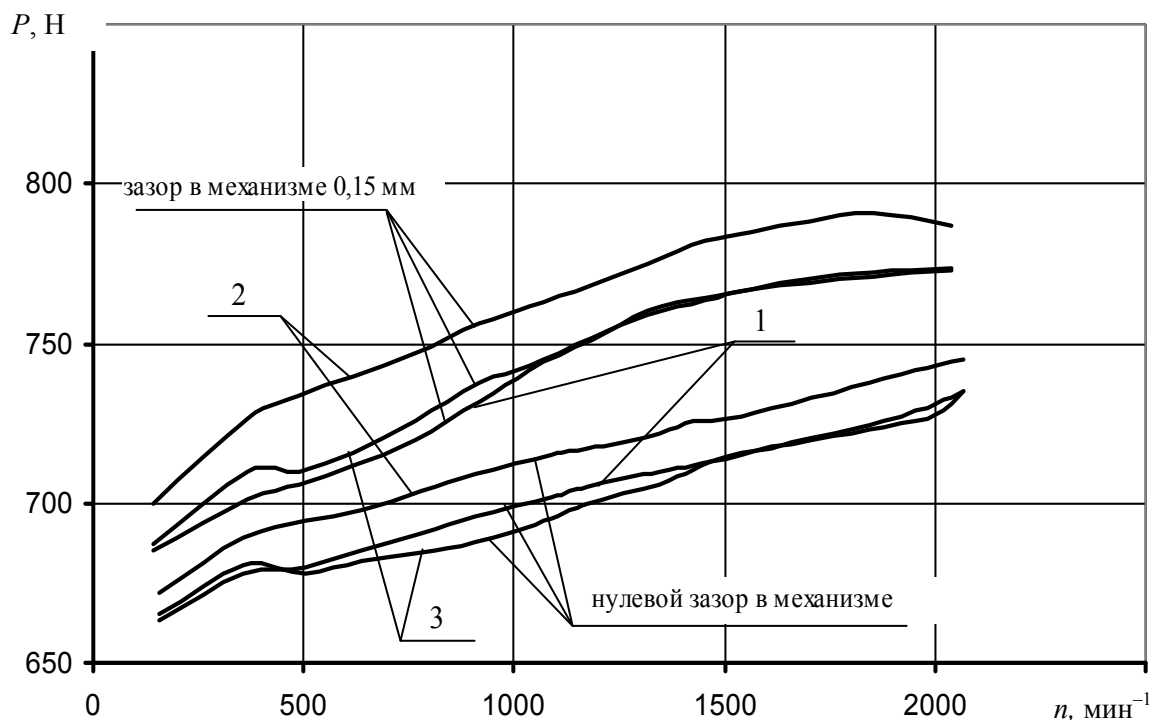


Рис. 7. Средние пиковые значения силы в клапанном приводе:

1 – расчет с учетом смещения точки контакта по рычагу; 2 – расчет без учета смещения точки контакта по рычагу; 3 – эксперимент

Анализ полученных зависимостей (рис. 6, кривая 1, 3) позволяет сделать вывод о хорошей сходимости расчетных и экспериментальных данных. Расчетная максимальная сила при  $2068 \text{ мин}^{-1}$  составила  $785 \text{ Н}$  (рис. 6, кривая 1), тогда как по результатам эксперимента ее значение равно  $808 \text{ Н}$  (рис. 6, кривая 3). В свою очередь, расчетные данные, полученные без учета смещения точки контакта по рычагу дают большую погрешность, что подтверждается полученными результатами: при  $2068 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 6, кривая 2) максимальное значение силы равно  $848 \text{ Н}$ .

Кроме того, в ходе эксперимента установлено увеличение частоты колебаний в приводе на стороне открытия клапана и уменьшение ее при закрытии клапана вследствие изменения жесткости привода (рис. 6, кривая 3). Учет смещения точки контакта по рычагу при моделировании динамики МГР позволил воспроизвести данную закономерность расчетным путем

(рис. 6, кривая 1), что обеспечило соответствие расчетных диаграмм экспериментальным. Приведенные на рис. 7 результаты свидетельствуют о том, что динамическая модель МГР, учитывающая смещение точки контакта по рычагу, позволяет существенно уточнить величину нагруженности клапанного привода ДВС.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кареев, А. Н. Экспериментальное исследование динамики клапана механизма газораспределения верхнеклапанного двигателя / А. Н. Кареев, В. В. Карпенко // Автомобилестроение: науч.-техн. сб. / НИИНавтопром. – 1971. – № 4. – С. 95–101.
2. Корчемный, Л. В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: кинематика и динамика / Л. В. Корчемный. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.
3. Ливанов, Б. М. Совершенствование методов расчёта и выбора параметров конструкции механизма газораспределения автомобильных двигателей: дис. ... канд. техн. наук. – М., 1985. – 220 с.

УДК 621.436

*А. В. Васильев, д-р техн. наук, Д. В. Сидоров, соискатель*

**МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ РЫЧАЖНОГО КЛАПАННОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: atd@vstu.ru)

Представлены разработанная методика и результаты экспериментального исследования динамики механизма газораспределения автомобильного двигателя, показано, что для рычажного клапанного привода при обработке полученных диаграмм сил важно учитывать смещение точки контакта по рычагу.

*Ключевые слова:* экспериментальное исследование, рычажный клапанный привод, динамика механизма газораспределения, смещение точки контакта по рычагу.

The developed technique and results of an experimental research of the automobile engine valve gear dynamics are submitted. It is shown, that for the rocker valve gear at processing the received stress diagrams it is important to take into account displacement of a contact point on the rocker.

*Keywords:* experimental research, rocker valve gear, valve gear mechanism dynamics, displacement of a contact point on a rocker.

Экспериментальное исследование проводилось с целью определения влияния на динамику механизма газораспределения (МГР) с верхним распределительным валом скоростного режима работы двигателя и величины зазора в механизме с учетом смещения точки контакта по рычагу, а также идентификации математической модели и проверки ее адекватности.

Сила в клапанном механизме двигателя ВАЗ определяется путем тензометрирования рычага. Тензорезисторы  $R_1$  и  $R_2$  типа ПКБ-10-100 наклеиваются на рычаг (рис. 1) и соединяются по полумостовой схеме. Сигнал с тензоста подаётся на крейт LTR212 (АЦП для тензоизмерений), входящий в состав крейтовой системы LTR - U-8-1. В качестве регистрирующего прибора используется ЭВМ. Экспери-

мент проводился для зазора в механизме 0 и 0,15 мм в диапазоне частоты вращения распределительного вала 150–2100 мин<sup>-1</sup>. В связи с проскальзыванием ремня привода установки отклонение действительных значений частот вращения распределительного вала от расчетных составляет 5–10 %. Пример полученного сигнала приведен на рис. 2.

Для оценки адекватности полученного сигнала сравнивалась частота колебаний сигнала и возможности аналогово-цифрового преобразователя для тензоизмерений (крейт LTR-212) крейтовой системы LTR-U-8-1. Частота колебаний сигнала составила около 1,1 кГц, в то время как частота пропускания крейта LTR-212 в соответствии с технической документации составляет 2 кГц, что подтверждает корректность полученных результатов.

Тарировка тензорычага производилась непосредственно на экспериментальной установке путем приложения к клапану силы, измеряе-

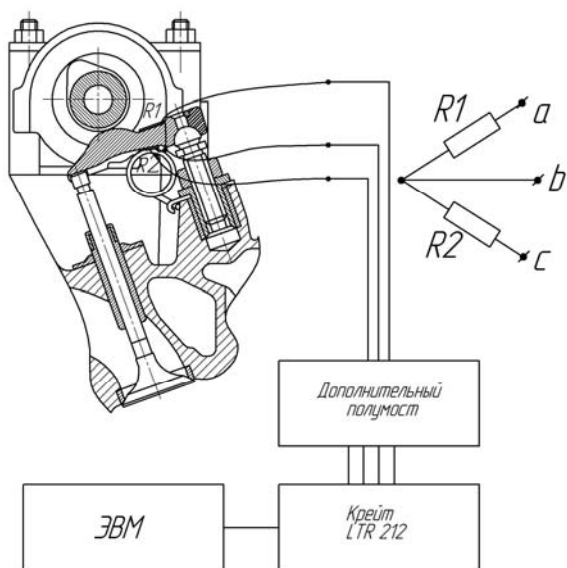


Рис. 1. Схема измерения силы, действующей в клапанном приводе

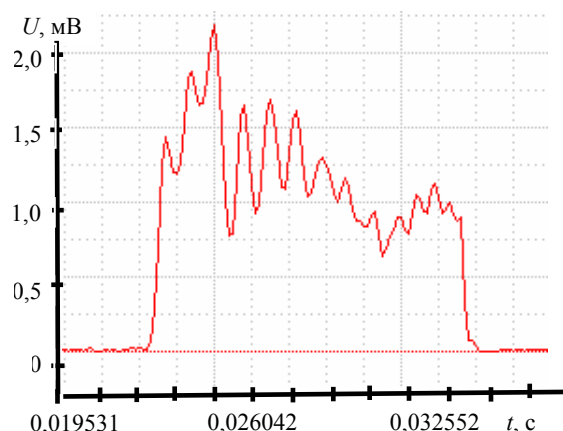


Рис. 2. Сигнал, полученный при частоте вращения распределительного вала 2068 мин<sup>-1</sup> при нулевом зазоре в механизме

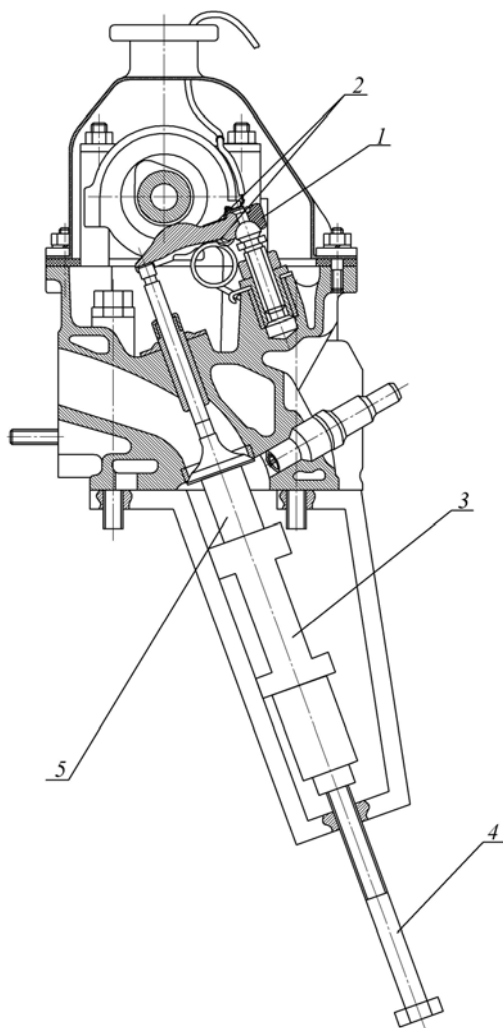


Рис. 3. Схема установки при проведении тарировки:  
1 – рычаг, 2 – тензодатчики, 3 – динамометр, 4 – винт, 5 – цилиндрическая проставка

мой динамометром ДОСМ-3-0,3. Схема экспериментальной установки при проведении тарировки показана на рис. 3. Нагружение осуществлялось путем воздействия на динамометр с помощью винта.

В связи с такой особенностью кинематики привода клапана механизма газораспределения двигателя ВАЗ, как смещение точки контакта по рычагу, возникла необходимость проведения тарировки тензорычага при различных значениях угла поворота распределительного вала. Таким образом, тарировка производилась по всей протяженности профиля кулачка с шагом 2 и приложением в каждой точке четырех значений усилия (рис. 4, а). По результатам тарировки установлено практически линейное изменение силы в клапанном приводе для определенного угла поворота распределительного вала (рис. 4, б).

Максимальная ошибка при измерении силы в механизме определяется погрешностью используемого при тарировке динамометра и точностью обработки осциллограммы. Как показывает расчет, она составляет менее одного процента от среднего значения силы.

При обработке экспериментальных данных для каждого текущего значения угла поворота кулачка, с учетом тарировки, по экспериментальным данным определялось действительное значение силы, действующей на клапан со стороны рычага. Расчет начинался от вершины кулачка. Обработанные результаты эксперимента приведены на рис. 5.

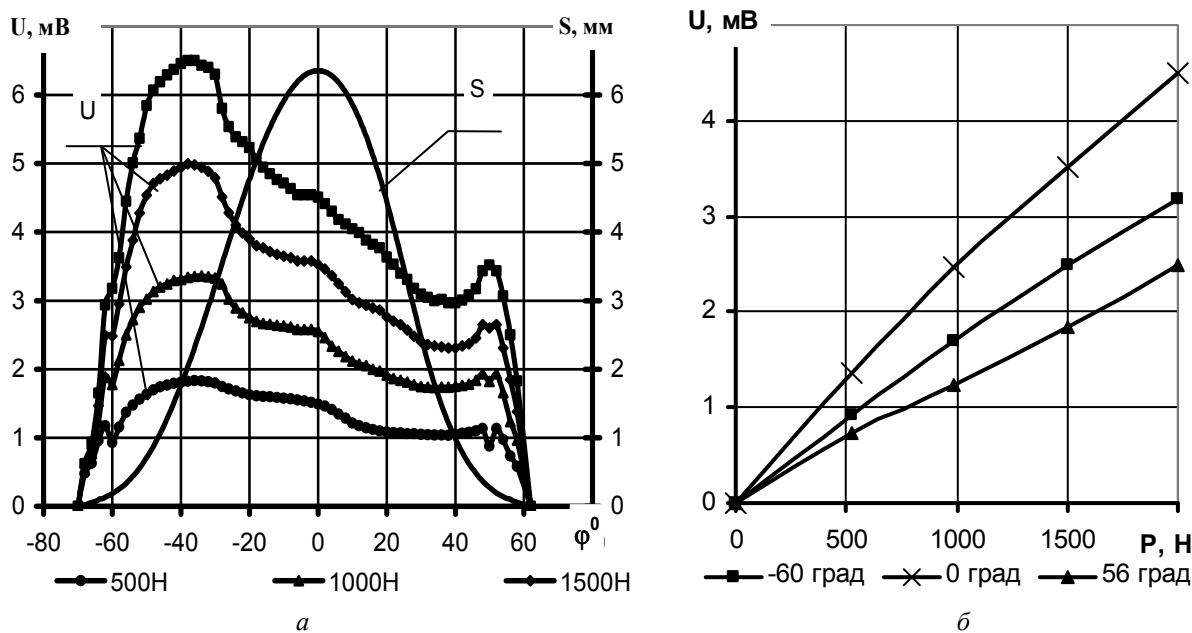


Рис. 4. Экспериментальные кривые тарировки и перемещение рычажного толкателя

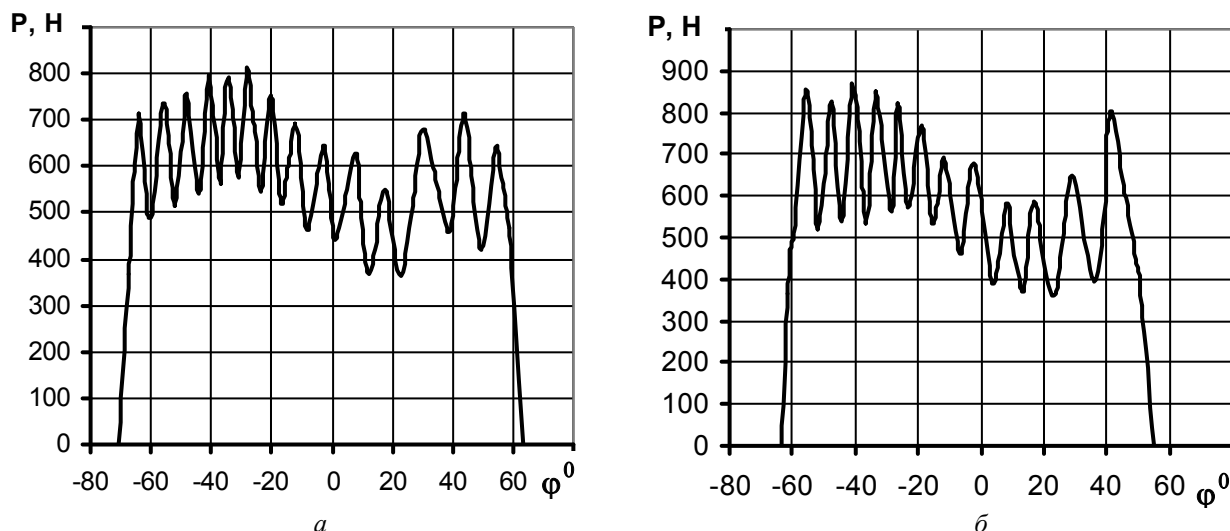


Рис. 5. Экспериментальные диаграммы силы в клапанном приводе:

*a* – нулевой зазор в механизме, при частоте вращения распределительного вала 2068 мин<sup>-1</sup>; *б* – зазор в механизме 0,15 мм, при частоте вращения распределительного вала 2081 мин<sup>-1</sup>

Полученные результаты могут быть использованы для оценки нагруженности МГР в поле эксплуатационных режимов работы двигателя, а также для идентификации и оценки адекватности математической модели динамики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карев, А. Н. Экспериментальное исследование динамики клапана механизма газораспределения верхнеклапанного двигателя / А. Н. Карев, В. В. Карпенко // Автомобилестроение: науч.-техн. сб. / НИИНавтопром. – 1971. – № 4. – С. 95–101.
2. Корчемный, Л. В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: кинематика и динамика. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.

УДК 628.92

*В. С. Галушак, соискатель, А. Г. Сошинов, канд. техн. наук,  
Г. Г. Узаров, д-р техн. наук*

**СИСТЕМЫ НАРУЖНОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ОСВЕЩЕНИЯ  
ОТ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ**

**Камышинский технологический институт (филиал)  
Волгоградского государственного технического университета**

(e-mail: galushyak@rambler.ru)

Приведен анализ различных видов светильников уличного освещения. Показана необходимость создания альтернативного уличного освещения. Приведена схема разработанного авторами светильника.

*Ключевые слова:* организация уличного освещения, ветро-солнечные уличные фонари, датчики движения, фотореле, возобновляемые источники энергии.

The article analyses outside illumination electric devices which use the sun-and-wind energy. The sun-and-wind lanterns provide the street and sidewalk illumination needed, they have good designer decisions. Movement sensor units and photoelectric relays are used in the lanterns/ It allows economizing accumulated energy usage of the outside illumination electric systems of renewable power sources.

*Keyword:* the organization of street illumination, wind-solar street lanterns, movement gauges, the protorelax, renwed energy sources.

Организация уличного освещения в местах проживания человека является одной из важных забот администраций городов и поселений. В современном обществе от хорошо организованного уличного освещения города напрямую зависят очень многие социальные факторы.

В то же время постоянный рост затрат по оплате электроэнергии уличного освещения, вынуждает муниципальные образования сокращать уличное освещение вплоть до полного отказа от него [1]. Выход из сложившейся ситуации нам видится в отказе от использования про-

мышленной сетевой электроэнергии в системах уличного освещения и переходе на уличные фонари с питанием от возобновляемых источников энергии.

Примером практического воплощения в жизнь уличного освещения от возобновляемых источников энергии является уличный фонарь со светодиодной лампой, запитанной от солнечной батареи MHL-06 FX, выпускаемый известной транснациональной корпорацией DURALED (Lighting Technologies Corp.). Световой поток такой лампы составляет 65 люменов теплого белого цвета. Солнечная батарея мощностью 75 Вт при напряжении 12 В обеспечивает номинальный ток до 4,75 А.

В Арабских Эмиратах проводятся испытания экологически чистого проекта уличного освещения в районах, где затраты на подведение электрической энергии высоки. В Dubai Internet City установлены два пилотных уличных фонаря с питанием от солнечной энергии. Число солнечных дней в точке установки составляет 356 дней в году. Если результаты испытаний пилотных моделей окажутся позитивными, то повсеместное внедрение «солнечных» фонарей будет проводиться в рамках правительственной программы перехода на альтернативные источники энергии.



Рис. 1



Рис. 2

Одним из положительных примеров применения возобновляемых источников энергии для целей уличного освещения являются ветро-солнечные установки, представленные на рис. 1 [2]. Автономные фонари на солнечных батареях для паркового и уличного освещения предлагаются многими производителями.

Фонарь на солнечных батареях является абсолютно автономной, необслуживаемой системой освещения со сроком службы основного оборудования свыше 35 лет. Электроэнергия, произведенная солнечной батареей, в течение светового дня накапливается в аккумуляторах. С наступлением сумерек фонарь включается, а с наступлением рассвета автоматически выключается. Высокое качество солнечных батарей позволяет обеспечивать выработку электроэнергии даже в пасмурную погоду. Фонари имеют высоту подвеса светильника 2,5 м, освещенность на поверхности составляет 8–10 люкс. Имеются варианты для освещения автострад и проспектов фонарями с высотой подвеса 10–12 м с использованием светодиодных светильников или специальных энергоэкономичных газоразрядных ламп с освещенностью под фонарем 10–15 люкс (рис. 2) [3].

Известный европейский концерн Philips разработал адаптивные уличные фонари, кото-

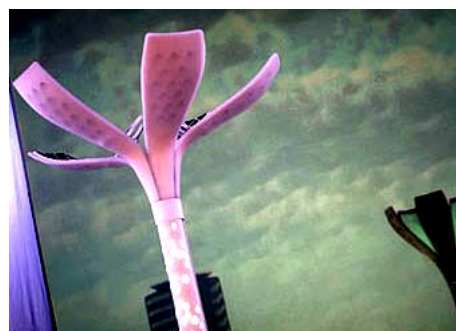


Рис. 3



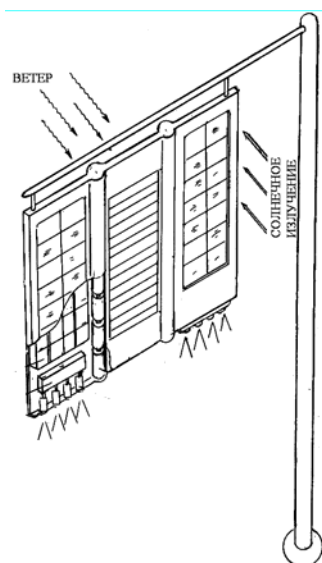


Рис. 4

рые представлены на рис. 3 [4]. Уличные фонари нового поколения могут работать автономно и менять интенсивность освещения. Они называются Light Blossom и внешне напоминают цветок. Источниками света в Light Blossom являются светодиоды, которые автоматически включаются, как только на улице темнеет. Если рядом с Light Blossom никого нет, то он работает в экономном режиме, излучая минимум света. При появлении человека интенсивность освещения увеличивается. Они оснащены солнечными батареями, которые используются для накопления энергии. Когда солнца нет, положе-

ние лепестков Light Blossom изменяется, и фонарь превращается в ветряной генератор. Положение лепестков Light Blossom меняется автоматически, в зависимости от погоды.

Авторами статьи разработан светильник уличного освещения, представленный на рис. 4. Питание светильника осуществляется от двух возобновляемых источников энергии. Для преобразования солнечной энергии используются фотоэлектрические солнечные батареи, а для преобразования энергии ветрового потока – ветротурбины. В качестве источника света применяются светодиодные матрицы [5]. В одном корпусе со светильником смонтированы миниатюрные солнечная и ветровая электростанции. Общая генерация электроэнергии составляет пять тысяч часов, из которых две тысячи часов приходится на солнечную и три тысячи часов на ветровую электростанции. Это полностью покрывает все время работы уличного фонаря за год (4000 часов), даже с учетом перекрестного наложения, оцениваемого в 250 часов.

Электрическая схема разработанного светильника показана на рис. 5.

Электрогенерирующая часть схемы состоит из двух солнечных батарей SUN1, SUN2 и двух миниатюрных ветротурбин WIN1, WIN2, приводящих в действие электрогенераторы переменного тока со встроенными выпрямителями. Выработанная солнечными батареями и ветротур-

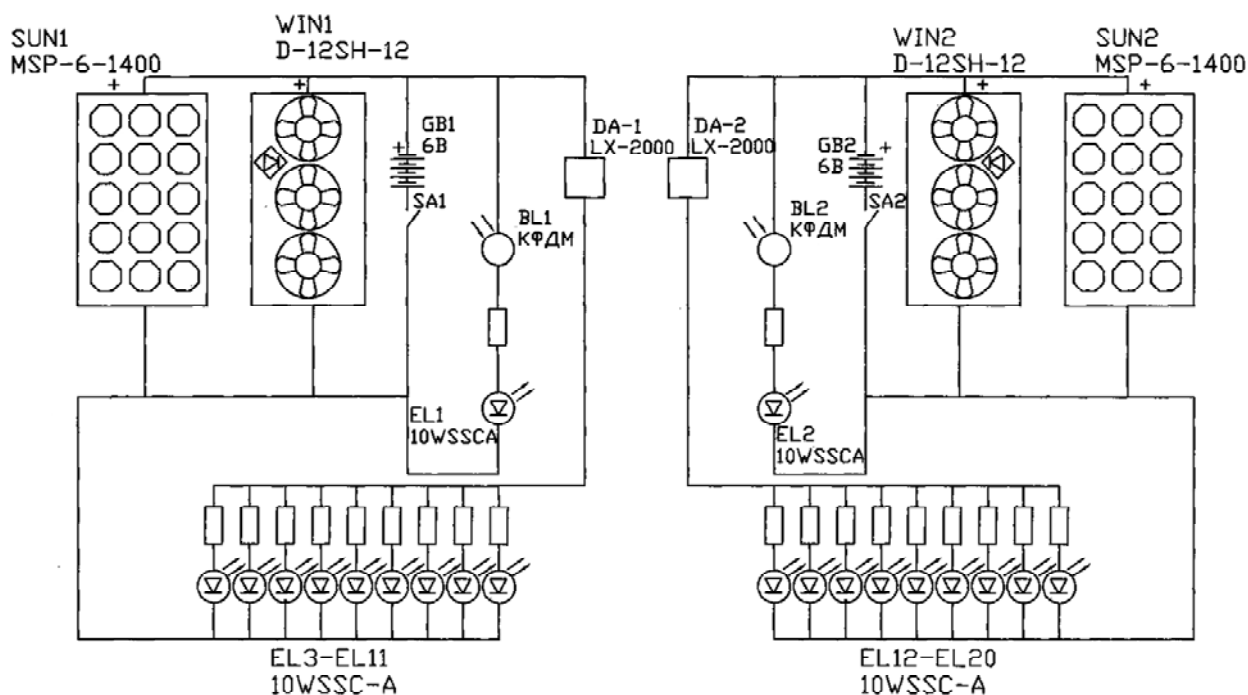


Рис. 5

бинами электрическая энергия накапливается в аккумуляторах GB1 и GB2 и через блоки управления DA1 и DA2 подается на рабочие матрицы сверхъярких светодиодов белого света EL3-EL11 и EL12-20. Блоки управления DA1 и DA2 имеют фотореле «день–ночь» и датчик движения с радиусом действия 30 м для фиксации движения пешеходов, а также акустический (реагирующий на шум) датчик с радиусом действия 150 м для фиксации движения автотранспорта. Днем все светодиодные матрицы отключены от питания блокирующими фотореле «день–ночь». В темное время суток и до рассвета уличный фонарь включен в ждущем режиме, т. е. работают только дежурные матрицы, управляемые фотореле «день–ночь» DL1 и DL2. Светодиодные матрицы EL1 и EL2 обеспечивают освещённость под фонарем 0,5 люкс. При приближении пешехода или автомобиля к освещаемой зоне, датчики движения блоков

управления DA1 и DA2 подают импульсы на включение питания рабочих матриц, и фонарь вспыхивает на полную мощность, обеспечивая освещённость на тротуаре или дороге 10 люкс. Это позволяет экономно расходовать энергию, запасенную в аккумуляторах, и обеспечивает работу уличного фонаря в течение 15 суток без его подзарядки, т. е. без солнца и ветра.

В схеме использованы комплектующие, свободно поставляемые на российский рынок.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Титова, Г. Р.* Применение нанотехнологий для энергосбережения в наружном освещении и ЖКХ Москвы / Г. Р. Титова // Энергосбережение, 2008. – № 5. – С. 68–69.
2. <http://www.radikal.ru/>
3. <http://www.ivolga.ru/>
4. <http://www.oboffsem.ru/>
5. *Галуца, В. С.* Уличный светильник с питанием от солнечной и ветровой энергии / В. С. Галуца // Пат. России № 2283985 МПК F21S 9/02 с приоритетом от 09.04.2004.

УДК 621.43.018.2

*С. А. Гребенников, канд. техн. наук, Р. В. Иванов, аспирант,  
А. С. Гребенников, д-р техн. наук*

### ДИГНОСТИРОВАНИЕ И АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ РЕЖИМОМ ХОЛОСТОГО ХОДА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПО ЗНАЧЕНИЮ МОЩНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

Саратовский государственный технический университет

(e-mail: [asg@sstu.ru](mailto:asg@sstu.ru))

Разработан способ определения мощности механических потерь двигателя внутреннего сгорания, работающего в тестовом режиме без нагрузки, путём непрерывного измерения угловой скорости вращения коленчатого вала по углу его поворота в пределах рабочего цикла. Способ позволяет исследовать механические потери в конкретных цилиндрах двигателя, диагностировать и управлять техническим состоянием двигателя по показателю мощности механических потерь.

*Ключевые слова:* способ, двигатель внутреннего сгорания, механические потери, неравномерность угловой скорости коленчатого вала, безнагрузочный режим, точность.

A method is offered for definition of mechanical losses, based on measurement of crankshaft speed as a function of rotation angle within one engine cycle. A new method is offered of investigation of mechanical losses in engine cylinder-piston group parts. Analysis is given, compared with known methods for a similar purpose.

*Keywords:* method, internal combustion engine, mechanical losses, precision.

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) является самым массовым мобильным источником энергии. Им оснащены автомобили, колесные и гусеничные машины сельскохозяйственного, дорожного и специального назначения, силовые установки тепловозов, морских и речных судов, стационарные и передвижные энергетические установки.

Широкое применение ДВС имеет и негативные последствия. Они считаются основными потребителями топлив нефтяного происхождения, запасы которого ограничены, источни-

ками загрязнения окружающей среды; в процессе эксплуатации требуют значительных материальных и трудовых затрат на техническое обслуживание и текущий ремонт.

Значительная разница в интенсивности изменения технического состояния ДВС одной модели (коэффициент вариации  $v = 0,4 \dots 0,7$  и более) и низкая эффективность имеющегося диагностического оборудования приводит к тому, что работоспособность большинства систем и механизмов ДВС поддерживается по стратегии ожидания отказа. Затраты на уст-

нение отказа при этом в 3...5 раз выше, чем при предупредительном ремонте на основе результатов диагностирования. Другим сдерживающим фактором при решении проблемы повышения эффективности эксплуатации ДВС является существующая методология проведения профилактических контрольно-регулирующих работ, предусматривающая приведение структурных и/или диагностических параметров к жестко регламентированным среднестатистическим нормативам. Такая методология не учитывает индивидуальную флуктуацию состояний элементов конкретного ДВС, следовательно, не полностью реализует его потенциальные технико-экономические возможности.

Повышению эффективности использования ДВС в значительной мере способствует разработка вопросов методологии управления работой систем и механизмов ДВС по фактическому его техническому состоянию. Одно из таких направлений предусматривает внедрение в технологические процессы ТО и ремонта, а также в бортовые системы управления работой ДВС более эффективных методов, средств и технологий диагностирования, по результатам которых можно осуществлять адаптированное управление работой ДВС, предусматривающее коррекцию и даже выход за пределы установленных значений нормативов регулируемых параметров систем и механизмов ДВС с целью поддержания оптимальных режимов его работы на конкретном периоде эксплуатации.

В настоящей статье рассмотрены новый способ определения мощности механических потерь ДВС и методология адаптивного управления работой системы питания ДВС на режиме холостого хода по значению мощности механических потерь.

Как показывает опыт эксплуатации ДВС в составе транспортных средств различного назначения, одним из самых неэкономичных и экологически вредных режимом его работы является режим холостого хода. Режим холостого хода характеризуется непроизводительными затратами топлива, которое затрачивается на преодоление механических потерь ДВС, и повышенным содержанием в отработавших газах оксидов углерода, а так же канцерогенов.

Несмотря на достигнутое за последнее десятилетие прогресс в области двигателестроения, механические потери от сил трения и других видов сопротивления в механизмах и системах ДВС по-прежнему составляют значитель-

ную часть его теплового баланса. На номинальном режиме работы ДВС на преодоление механических потерь затрачивается около 25 % индикаторной мощности, а на режимах частичных нагрузок и холостого хода, наиболее характерных для условий эксплуатации автотракторных средств, – от 50 до 100 %. При этом доля режима холостого хода ДВС составляет 15...25 % от времени работы транспортной техники. Неслучайно, новый модернизированный европейский ездовой испытательный цикл ЕЭК/ЕС, адаптированный для условий городского и частично загородного движения автотранспортных средств, предусматривает использование частичных нагрузок свыше 60 % времени испытаний. Аналогичный баланс времени в ездовых циклах испытаний автомобилей в США и Японии [1].

Считают, что на современном этапе развития за счет разработок и внедрения мероприятий по конструктивно-технологическому совершенствованию ДВС и антифрикционных присадок к моторным маслам, можно уменьшить механические потери на трение на 15...25 % [2, 4]. Это эквивалентно снижению расхода топлива ДВС на 3 % в режиме номинальной мощности, 5...10 % при работе в режиме частичных нагрузок и более 15 % – в режиме холостого хода. Одновременно значительно улучшаются экологические показатели ДВС.

Однако, при разработках перспективных антифрикционных материалов, покрытий, высококачественных синтетических моторных масел и модификаторов трения дополнительно возникает проблема точности определения мощности механических потерь ( $N_m$ ) ДВС в сравнительных испытаниях (до и после внедрения). При этом сравнению подлежат две близкие по значению величины, так как мощность механических потерь ДВС при известных путях ее снижения в каждом конкретном случае не может измениться более, чем на 3...10 %. Например, при исследовании эффективности мероприятия по замене серийных гильз двигателя КамАЗ-740 латунированными гильзами, максимальные изменения значений  $N_m$  в партиях одних и тех же двигателей отличались не более 4 % [5].

Разработка способа определения  $N_m$ , имеющего высокую точность, значительно повышает информативность диагностических операций по этому показателю, так как по значению  $N_m$  корректируют продолжительность процесса

приработки ДВС при изготовлении и ремонте, определяют техническое состояние сопряжений КШМ и компрессионные свойства цилиндров двигателя в процессе эксплуатации.

Известные методы определения суммарной мощности механических потерь ДВС путем выключения цилиндров, проворачивания коленчатого вала электробалансирной установкой (ГОСТ 14846–81), одиночного или двойного выбега и их разновидности (авторские свидетельства СССР № 993060 и № 1573355) имеют значительную относительную погрешность  $\delta N_m = 17...147\%$  (см. табл. 1 [3]).

Таблица 1

Сравнительная оценка значений погрешностей методов определения механических потерь ДВС

Метод	Относительная погрешность, %
Сопоставление значений индикаторной и эффективной мощностей	11...18
Выключение цилиндров	27...147
Проворачивание коленчатого вала от постороннего источника энергии	17...24
Одиночный выбег	17...24

Низкая точность этих способов обусловлена тем, что механические потери в двигателе определяются при отсутствии рабочих процессов сгорания топливовоздушной смеси в одном или всех цилиндрах. При этом существенно изменяются условия трения в кривошипно-шатунном механизме из-за отсутствия «газовой» составляющей давления кольца на стенку цилиндра, пониженной температуры рабочего тела и сопряжений, увеличенных зазоров между поршнем и цилиндром, значений вязкости и толщины масляного слоя и, наконец, увеличенной на 15...20 % мощности насосных потерь. По этим причинам к полученному значению  $N_m$  при испытаниях этими способами, относятся как к чисто условному. Его можно применять, с известными оговорками, для сравнения технического состояния двигателей одной модели с одинаковыми пробегам.

Метод индицирования, как эталонный, позволяет определить мощность механических потерь двигателя с относительной погрешностью 11...18%, но он трудно реализуемый на практике из-за ограниченных технических возможностей размещения датчиков давления в камерах сгорания многоцилиндровых ДВС. Для режимов частичных нагрузок и холостого хода

ДВС данный способ, основанный на сопоставлении значений индикаторной и эффективной мощностей, вообще не применим.

Разработанный в Саратовском государственном техническом университете способ определения мощности механических потерь [6] по показателям изменения угловой скорости коленчатого вала за один цикл работы ДВС исключает недостатки известных методов и уменьшает относительную погрешность в 1,5...3 раза (в зависимости от числа цилиндров и скоростного режима). Повышение точности определения мощности механических потерь ДВС достигнуто за счет создания условий, при которых рабочие процессы в цилиндрах двигателя существенно не отличаются от реальных, соответствующих нормальному функционированию ДВС при всех работающих цилиндрах.

Суть способа и последовательность операций определения  $N_m$  заключается в следующем.

При любом установившемся скоростном режиме холостого хода работы двигателя непрерывно измеряют значения угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота с синхронизацией начала измерения значений угловой скорости с положением коленчатого вала, соответствующего верхней мертвой точки (ВМТ) поршня конкретного цилиндра, в котором осуществляется рабочий ход (такт расширения). При стабилизации скоростного и теплового режима работы ДВС отключают подачу топлива (зажигания) в один из цилиндров на один рабочий такт (рис. 1).

По полученной диаграмме изменения угловой скорости коленчатого вала определяют значения средней угловой скорости  $\omega$  и ускорения  $\varepsilon$  коленчатого вала на участке нарастания угловой скорости, соответствующего периоду

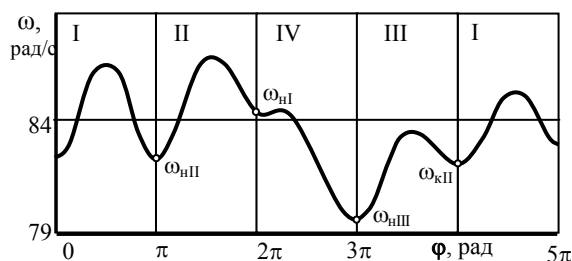
Момент начала измерения  $\omega$   
(ВМТ поршня II цилиндра в такте расширения)

Рис. 1. Изменение угловой скорости  $\omega$  по углу поворота  $\varphi$  коленчатого вала карбюраторного четырехцилиндрового ДВС 4Ч 9,2/9,2 при отключении IV цилиндра ( $\omega = 84,30$  рад/с): I, II, III и IV – периоды, соответствующие рабочему ходу поршня в первом, втором, третьем и четвертом цилиндрах

осуществления такта расширения в следующем за отключенным цилиндре (по порядку работы), по которым вычисляют  $N_m$

$$N_m = J \cdot \varepsilon \cdot \omega, \quad (1)$$

где  $J$  – значение приведенного к оси коленчатого вала момента инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс ДВС.

Предлагаемый способ, осуществляя тестовое воздействие на двигатель, заключающееся в кратковременном отключении цилиндра из работы, в отличие от известного «метода выбега» не использует показатели изменения угловой скорости коленчатого вала на участке монотонного ее убывания. Это объясняется тем, что предлагаемый режим испытания ДВС не соответствует традиционной трактовке рабочих процессов, происходящих в цилиндрах двигателя в режиме выбега при всех отключенных из работы цилиндрах. Отличия заключаются в следующем.

В отсутствие сгорания топливоздушной рабочей смеси в IV цилиндре (см. рис. 1) коленчатый вал на угловом интервале, соответствующем такту расширения в этом цилиндре, осуществляет выбег и прокручивается за счет запаса кинетической энергии движущихся частей двигателя, которая расходуется на преодоление его механических потерь. Однако  $N_m$ , если ее определять по параметрам изменения угловой скорости на этом участке будет значительно выше по двум причинам. Во-первых, из-за отсутствия воспламенения рабочей смеси в IV цилиндре в такте сжатия на заключительном угловом интервале поворота коленчатого вала, равном углу опережения впрыска (зажигания), газовые силы сопротивления движению поршня этого (IV) цилиндра к ВМТ формируются только от компрессионной составляющей, которая существенно ниже сил давления газов при сгорании рабочей смеси. Следовательно, момент сопротивления проворачиванию коленчатого вала в этот период будет меньше, а значение угловой скорости коленчатого вала в конце рабочего хода поршня II цилиндра и/или в начале рабочего хода (ВМТ) поршня IV цилиндра будет выше (сравните на рис. 1 значение  $\omega_{нIV}$  с начальным значением угловой скорости коленчатого вала  $\omega_{нII}$  II цилиндра или I цилиндра до начала измерений). Во-вторых, из-за отсутствия давления газовых сил от сгорания рабочей смеси на поршень отключенного IV цилиндра расход кинетической энергии движущихся масс двигателя на проворачивание

коленчатого вала увеличивается, так как в следующем по порядку работы III цилиндре в этот период произошло воспламенение рабочей смеси и противодействие газовых сил на угловом интервале, равном значению угла опережения впрыска (зажигания), вызывает дополнительное снижение угловой скорости коленчатого вала.

Таким образом, анализируемый участок выбега коленчатого вала, соответствующий периоду кратковременного отключения одного цилиндра из работы, имеет завышенное начальное и заниженное конечное значения угловой скорости, то есть более интенсивное изменение угловой скорости по углу поворота коленчатого вала, чем при обычном выбеге при всех отключенных из работы цилиндрах. В связи с этим, использовать эти значения угловой скорости на участке выбега для определения мощности механических потерь двигателя нельзя.

По этим причинам определение значения  $N_m$  по изменению угловой скорости коленчатого вала осуществляется на следующем за участком выбега участке разгона, соответствующего такту расширения в III цилиндре (рис. 1). Действительно, потерянная кинетическая энергия вращающихся масс двигателя на участке выбега из-за отключенного одного цилиндра, возвращается вновь при осуществлении такта расширения после сгорания рабочей смеси в следующем по порядку работы III цилиндре, так как качественный и количественный состав рабочей смеси был сформирован на такте впуска в период до осуществления такта расширения в отключенном цилиндре – при работе двигателя на установившемся режиме на всех цилиндрах с более высокой частотой вращения. При этом эффективная мощность, развиваемая двигателем на участке разгона, соответствующего такту расширения в III цилиндре, по абсолютной величине соответствует мощности механических потерь двигателя на данном скоростном режиме его работы. В соответствии с известным способом определения эффективной мощности двигателя [7] она определяется той же зависимостью, что и мощность механических потерь

$$N_{\text{мех}} = J \cdot \omega_{III} \cdot \frac{\omega_{кIII} - \omega_{нIII}}{\tau_{III}} = J \cdot \omega_{III} \cdot \varepsilon_{III}, \quad (2)$$

где  $\omega_{III}$ ,  $\omega_{нIII}$ ,  $\omega_{кIII}$  – соответственно значения средней, начальной и конечной угловой скорости коленчатого вала участка разгона, соответ-

ствующего такту расширения в III цилиндре;  $\varepsilon_{III}$  – значение углового ускорения коленчатого вала на участке изменения угловой скорости от  $\omega_{нIII}$  до  $\omega_{кIII}$ .

В приведенном примере экспериментальной проверке подвергался четырехтактный четырехцилиндровый двигатель, период изменения крутящего момента которого, совпадает с периодом изменения приведенного момента инерции двигателя и соответствует углу поворота коленчатого вала  $\Phi_4 = \pi$ , в течение которого осуществляется рабочий ход в цилиндра (рис. 1). Поэтому значения угловых скоростей коленчатого вала  $\omega_n$  и  $\omega_k$  определяются соответственно в моменты достижения поршнем ВМТ и НМТ. У шести- и восьмицилиндровых ДВС эти интервалы сужаются соответственно до  $\Phi_6 = 3\pi/2$  и  $\Phi_8 = \pi/2$ , но начальное значение угловой скорости коленчатого вала  $\omega_{ni}$  в любом случае определяется в угловом интервале поворота коленчатого вала, соответствующего ВМТ поршня  $i$ -го цилиндра, так как основная работа газовых сил совершается в первой половине такта расширения.

Для повышения точности определения мощности механических потерь после восстановления прежнего режима работы двигателя со всеми работающими цилиндрами операции определения мощности механических потерь ДВС повторяют с отключенным из работы на один цикл другим цилиндром, а затем поочередно с остальными.

Тогда мощность механических потерь z-цилиндрового ДВС

$$N_{мДВС} = \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z N_{mi}, \quad (3)$$

в наибольшей степени соответствует действительной.

В качестве измерителя значений угловой скорости коленчатого вала по Устройство, реализующее данный способ определения мощности механических потерь, представляет собой электронное цифровое устройство с датчиком угловых перемещений ВЕ-178А, разработанное в СГТУ [5].

Метрологическая проработка всех звеньев цепи измерительного процесса, определяющих точность и достоверность способа определения мощности механических потерь, показала, что относительная погрешность способа (в зависимости от числа цилиндров и скоростного режима ДВС) не превышает 7 %.

По результатам экспериментальных исследований дизельных и бензиновых ДВС установлено, что мощность механических потерь,

определенная на минимальной частоте вращения коленчатого вала в режиме холостого хода, в процессе эксплуатации непрерывно уменьшается по экспоненциальной зависимости

$$N_{мех} = N_{мех0} - \Delta N_{мех0} * e^{bl}, \quad (4)$$

где  $N_{мех0}$  – значение мощности механических потерь в конце приработки;  $\Delta N_{мех0}$  – снижение  $N_{мех}$  на этапе приработки, приведенное к началу эксплуатации;  $b$  – коэффициент интенсификации изменения  $N_{мех}$  по пробегу  $l$ .

На рис. 2 приведена зависимость мощности механических потерь двигателя 4Ч 9,2/9,2 от пробега  $l$ , полученная по результатам экспериментальных исследований 32 двигателей Заволжского моторного завода.

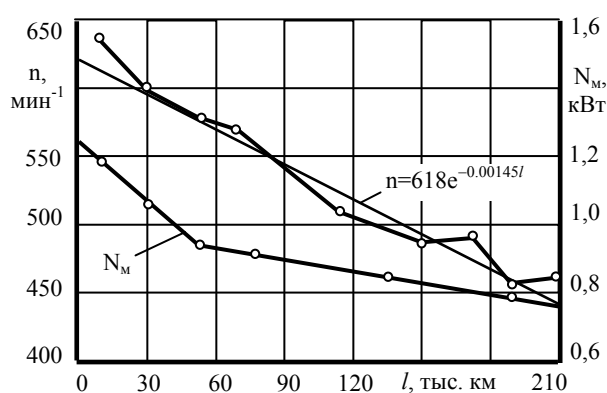


Рис. 2. Изменение минимальной частоты вращения  $n$  и мощности механических потерь  $N_m$  в зависимости от пробега  $l$

При этом установлено, что устойчивая равномерная работа цилиндров двигателя в режиме холостого хода со снижением мощности механических потерь возможна на более низкой частоте вращения коленчатого вала (рис. 2), чем рекомендуемые заводом изготовителем  $n_{xx} = 575 \dots 625 \text{ мин}^{-1}$ . На основании результатов опытно-экспериментальных проверок различных регулировок системы питания в режиме холостого хода на минимально возможную частоту вращения коленчатого вала  $n_{xx}$  с обеспечением требований хорошего запуска двигателя стартером и устойчивой его работы на всех режимах получена зависимость минимальной частоты  $n_{xx}$  двигателя 4Ч 9,2/9,2 от пробега  $l$  (коэффициент корреляции  $r = 0,96$ )

$$n_{xx} = 618 \cdot e^{-0.00145l}. \quad (5)$$

Ориентировочные значения минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя 4Ч 9,2/9,2 в зависимости от пробега  $l$  составляют: на пробеге до 50 тыс. км  $n_{xx} = 625 \dots 575 \text{ мин}^{-1}$ , при 50–100 тыс. км  $n_{xx} = 575 \dots 500 \text{ мин}^{-1}$ , свыше 100 тыс. км  $n_{xx} = 500 \dots 450 \text{ мин}^{-1}$ .

Учитывая, что при работе в режиме холостого хода снижение минимальной частоты вращения  $n_{\text{хх}}$  этих двигателей на каждые 100 мин<sup>-1</sup> уменьшает расход топлива на 140...180 г/ч, то ее корректирование в процессе эксплуатации дает значительный эффект не только в экономии топлива, но и снижении негативного воздействия на окружающую среду.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильный справочник / пер. с англ. 1-е изд. – М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896 с.
2. Пути уменьшения механических потерь в ДВС // Автомобильная промышленность США. – 1984. – № 12. – С. 19–23.
3. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б. С. Стефановский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1972. – 368 с.

4. Губа, В. И. Новое семейство бензиновых двигателей ВАЗ / В. И. Губа // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 4. – С. 7–9.

5. Гребенников, А. С. Результаты экспериментального исследования эффективности покрытий гильз цилиндров ДВС по значению мощности механических потерь / А. С. Гребенников, С. А. Гребенников, Р. В. Иванов // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: сб. науч. тр.; ФГОУ ВПО СГТУ. – Саратов. 2007. – С. 19–23.

6. Пат. РФ, МКИ G 01 m 15/00. Способ определения мощности механических потерь ДВС / А. С. Гребенников, С. А. Гребенников, Р. В. Иванов, А. В. Косарева. – Б. И. 2008, № 19.

7. А.с. №243999 СССР, МКИ G 01 L 3/00. Способ определения эффективной мощности двигателя внутреннего сгорания / В. А. Змановский, В. М. Лившиц, Вл. А. Змановский. – Б. И. – 1969. – № 4.

УДК 532.527

### А. Д. Грига, д-р техн. наук, К. В. Худяков, канд. техн. наук ИСПЫТАНИЯ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ С НАКЛОННЫМИ СОПЛАМИ

Волгоградский государственный технический университет,  
Московский энергетический институт (филиал), г. Волжский

(e-mail: Constan@volgodom.ru)

Рассматриваются характеристики вихревых труб с наклонными соплами. Приведены результаты экспериментальных исследований и регрессионное соотношение для основных параметров вихревой трубы.

*Ключевые слова:* вихревая труба, наклонные сопла, характеристики.

The characteristics of wortex tubes with tilted nozzles are considered in the article. The results of experimental researches and regressive equation for the basic parameters of the wortex tube are given.

*Keywords:* Vortical pipe, inclined nozzles, characteristics

Для создания комфортных условий работы в кабине водителя необходимо обеспечить соответствующие параметры микроклимата с помощью системы кондиционирования и вентиляции. Ведущими научно-исследовательскими организациями России, МВТУ, СГАУ и других разработаны современные системы кондиционирования для всех видов транспорта.

Однако остается не решенной задача создания недорогого, простого в конструкции, в обслуживании, ремонтпригодного и экологически безопасного автомобильного кондиционера для обеспечения комфортных условий работы водителя.

Вихревые трубы удовлетворяют всем перечисленным требованиям и для некоторых задач локального охлаждения они успешно используются в настоящее время, но их более широкое распространение сдерживает низкая термодинамическая эффективность.

В статье рассматриваются характеристики вихревых труб (ВТ) с наклонными соплами. Цель исследования - определить максимальную холодопроизводительность в зависимости от изменения угла наклона сопла к оси камеры энергоделения и доли холодного воздуха.

Устройство экспериментальной ВТ с наклонными соплами показано на рис. 1. Развиратели в конструкции ВТ не предусмотрены. Вихревая труба проектировалась как классическая вихревая труба, рассчитывалась по методике Меркулова и имеет геометрические параметры, которые в настоящее время считаются близкими к оптимальным (с такими параметрами изготавливают большинство вихревых труб).

Диаметр камеры разделения  $b D_0 = 6$  мм; относительная длина камеры разделения  $\bar{L} = 15$ ; относительный диаметр диафрагмы  $\bar{D}_x = 0,45$ ; диафрагма выполнена со скосом по внутренней стенке, угол скоса  $\gamma = 10^\circ$ ; отверстие в диафрагме выполнено в виде диффузора с углом раскрытия  $\alpha = 6^\circ$  и относительной длиной  $\bar{L}_x = 3$ . Сопловой аппарат 4 изготовлен в виде спирали Архимеда с соотношением высоты и ширины 1:2; относительная площадь сопла  $\bar{F}_c = 0,16$ . Сопловой аппарат выполнен так, что при вставке в трубу необходимых деталей можно добиться изменения угла наклона сопла  $\alpha$  к оси камеры разделения, ВТ испытывалась при значении угла  $\alpha = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ .



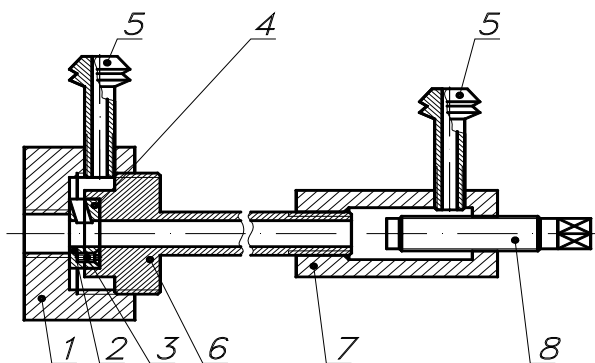


Рис. 1. Устройство ВТ для исследования влияния угла наклона сопел

Для испытаний экспериментальной ВТ с наклонными соплами использовался опытный стенд [Комплекс для проведения внутреннего эксперимента вихревого эффекта / А. Д. Грига, М. В. Дьяков, В. Е. Костин, К. В. Худяков // межрегион. науч.-практ. конф. «Взаимодействие научно-исследовательских подразделений промышленных предприятий и вузов по повышению эффективности производства»: тез. докл., 2004 г. – С. 101–107].

Перед планированием и проведением многофакторного эксперимента был проведен ряд опытов по методике однофакторного эксперимента. На рис. 2 и 3 приведены результаты предварительных испытаний.

Итоговые эксперименты для исследования характеристик ВТ были запланированы как двухфакторные (угол наклона сопла, доля холодного потока).

Обработка опытных данных производилась по методике ортогонального центрального композиционного планирования. Степень расширения (отношение полного давления на входе в сопло к полному давлению на "холодном конце") потока  $\pi = 4$ .

Величины принятых факторов в многофакторном эксперименте по испытанию вихревой трубы с изменяющимся углом наклона сопел сведены в таблицу.

Параметр оптимизации вихревой трубы (функция отклика) – ее холодопроизводительность  $Q$ , Вт. В условных обозначениях факторов он обозначен как  $Y$ . Эта величина рассчитывается по исходным данным: расходу сжатого воздуха  $G_c$ , относительной доле холодного потока  $\mu$ , температуре сжатого воздуха  $T_c$ , температуре охлажденного воздуха  $T_x$ , измеряемым в процессе эксперимента.

Цель испытаний заключалась в выяснение геометрических и режимных параметров работы ВТ, при которых достигается максимальная холодопроизводительность.

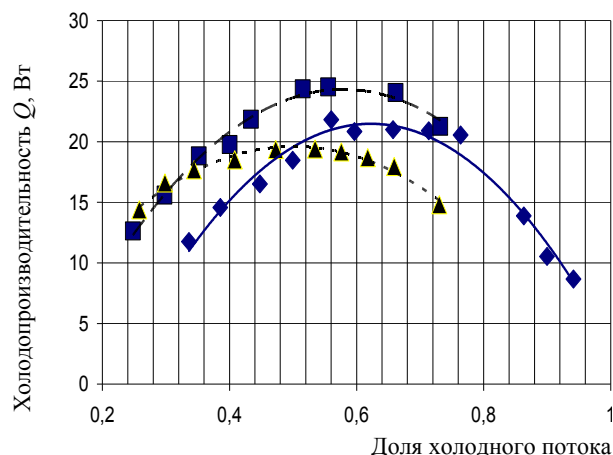


Рис. 2. Зависимость холодопроизводительности ВТ со сменными соплами от доли холодного потока при степени расширения  $\pi = 3$  и углах наклона сопла:

◆ –  $\alpha = 5^\circ$ , ■ –  $\alpha = 10^\circ$ , ▲ –  $\alpha = 15^\circ$

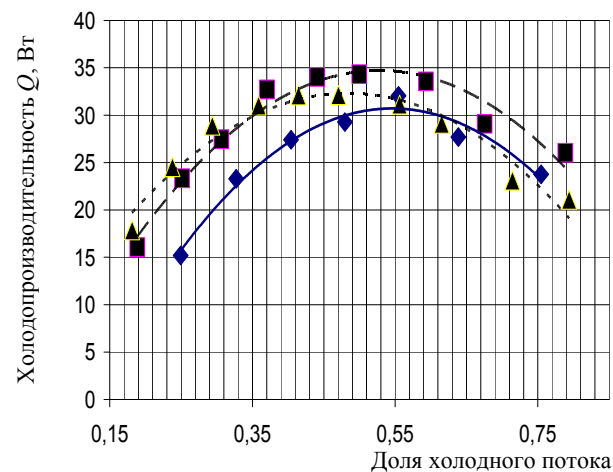


Рис. 3. Зависимость холодопроизводительности ВТ со сменными соплами от доли холодного потока при степени расширения  $\pi = 4$  и углах наклона сопла:

◆ –  $\alpha = 5^\circ$ , ■ –  $\alpha = 10^\circ$ , ▲ –  $\alpha = 15^\circ$

#### Уровни и интервалы варьирования факторов эксперимента

Фактор	Условное обозначение	Уровни			Интервал варьирования	Размерность
		-1	0	1		
Угол наклона сопла к плоскости, перпендикулярной оси камеры энергоразделения	$X_1$	5	10	15	5	Град.
Доля холодного потока	$X_2$	0,2	0,5	0,8	0,3	



Задача испытаний: построение математической модели зависимости холодопроизводительности ВТ от угла наклона сопел к оси ее камеры энергоразделения и доли холодного потока.

Количество параллельных опытов для получения среднего значения функции отклика с требуемой точностью при характерной для инженерной практики мере изменчивости  $V = 5\%$  и доверительной вероятности  $\varepsilon = 0,95$  принимается равным семи.

Для уменьшения влияния систематических ошибок от действия внешних факторов опыты производились в рандомизированном порядке.

Уравнение регрессии получено в виде:

$$Y = 30,874 + 2,997X_1 + 0,715X_2 - 5,469X_1^2 - 12,354X_2^2. \quad (1)$$

Проверка адекватности полученного уравнения регрессии проводилась по критерию Фишера.

Для перехода к описанию модели в физических переменных в уравнение (1) подставлялись формулы кодирования неизвестных и производился перерасчет. Получено следующее уравнение регрессии:

$$Q = -2,528 + 4,979\alpha + 140,05\mu - 0,219\alpha^2 - 137,267\mu^2, \quad (2)$$

где  $Q$  – холодопроизводительность вихревой трубы, Вт;  $\alpha$  – угол наклона сопла к плоскости, перпендикулярной оси камеры энергоразделения ВТ;  $\mu$  – доля холодного потока.

Таким образом, при оптимальном угле наклона сопла  $5...10^\circ$  холодопроизводительность вихревой трубы может быть увеличена на  $12...15\%$ . Дальнейшие исследования, направленные на оптимизацию геометрических и режимных параметров ВТ, могут открыть новые перспективы для их использования как локальных источников холода.

УДК 621.43.068

*Г. Н. Злотин, д-р техн. наук, Ю. В. Иванов, канд. техн. наук, Е. А. Федянов, д-р техн. наук*

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА ПРОДУКТОВ НЕПОЛНОГО СГОРАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ТОПЛИВ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

Рассмотрено влияние содержания водорода и углерода в углеводородном топливе на соотношение водорода и оксида углерода в продуктах неполного сгорания. Дано обобщение результатов расчетов равновесных составов продуктов сгорания углеводородных топлив при различных значениях коэффициента избытка воздуха.

*Ключевые слова:* углеводородные топлива, продукты сгорания, равновесный состав.

Influence of the content of hydrocarbon fuel on a hydrogen and carbon oxide ratio in incomplete combustion products is considered. Generalisation of results of calculations of equilibrium composition of combustion products of hydrocarbon fuels is given at various values of air-fuel ratio.

*Keywords:* hydrocarbon fuel, combustion products.

Спектр топлив, применяемых в поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС), может быть в недалеком будущем существенно расширен за счет искусственных жидких и газообразных топлив, получаемых переработкой органических отходов сельского хозяйства, промышленности, а также вырабатываемых из угля.

У некоторых из этих топлив отношение массовых долей водорода и углерода:  $\beta_T = H/C$ , заметно отличается от аналогичной характеристики бензина и дизельного топлива, у которых

$\beta_T = 0,176...0,18$ . Величина  $\beta_T$  влияет на состав отработавших газов ДВС, в том числе на режимах, на которых сгорание идет при недостатке кислорода, т. е. с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  меньше единицы.

При недостатке кислорода во время горения углеводородного топлива в продуктах сгорания появляются свободный водород ( $H_2$ ) и оксид углерода (СО). Последний компонент является токсичным и его выбросы в атмосферу жестко ограничены действующими нормативами. В свя-

зи со сказанным выше важно уметь прогнозировать содержание CO в продуктах сгорания различных углеводородных топлив.

Известные методы расчета состава продуктов сгорания при  $\alpha < 1$ , применяемые, в частности, при тепловых расчетах ДВС, предусматривают использование коэффициента, которым задаются в начале расчета и который представляет собой отношение числа молей  $M_{H_2}$  свободного водорода к числу молей  $M_{CO}$  оксида углерода в продуктах сгорания:  $K = M_{H_2} / M_{CO}$ . В широко известной литературе по ДВС [1, 2] рекомендуется для продуктов сгорания бензинов и дизельного топлива ( $\beta_T = 0,17...0,19$ ) принимать  $K = 0,45...0,5$ , а для продуктов сгорания топлив, у которых  $\beta_T = 0,13$ , брать  $K = 0,3$ . Для продуктов сгорания природного газа [2] рекомендуется  $K = 0,6...0,7$ . Отмечается, что значение  $K$  слабо зависит от коэффициента избытка воздуха.

В связи с возможным расширением спектра углеводородных топлив для ДВС и в связи с необходимостью прогнозировать экологические последствия применения этих топлив желательно выработать более строгие рекомендации по выбору значений  $K$  в зависимости от величины  $\beta_T$  используемого углеводородного топлива. В частности, представляет интерес определение характера функции  $K = f(\beta_T)$  и подбор для нее соответствующих аппроксимаций.

Поставленные задачи можно решить на основе результатов расчетов равновесных составов продуктов сгорания углеводородных топлив с различными значениями  $\beta_T$ . Нами были выполнены такие расчеты для продуктов сгорания топлив, у которых величина  $\beta_T$  лежит в пределах от 0,163 до 0,227. Расчет равновесного состава производился по 11 компонентам: CO<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub>, OH, O<sub>2</sub>, O, NO, N<sub>2</sub>, N. При этом использованы методика и алгоритм расчетов, изложенные в статье Г. Н. Злотина и др. [3].

Условиями для существования равновесного состава были приняты давление  $p = 5$  МПа и температура  $T = 2500$  К. Эти условия близки к тем, которые имеют место в камере сгорания ДВС в момент достижения максимальной температуры цикла. Выбор этих условий для расчета равновесного состава продиктован следующими соображениями. В двигателях с искровым зажиганием весь процесс сгорания

практически происходит в пределах 40...60 °С. Поворотом коленчатого вала вблизи ВМТ и догоранием топлива на линии расширения можно пренебречь. Расширение идет с понижением температуры и, соответственно, резким уменьшением скоростей как прямых, так и, особенно, обратных химических реакций горения. В результате можно считать, что состав продуктов сгорания, образовавшихся к моменту завершения основной части процесса горения, остается при расширении неизменным. Строго говоря, в камере сгорания ДВС равновесного состояния системы в ходе химических реакций горения не наступает. Химические реакции в фронте пламени происходят за время порядка  $10^{-4}$  с, причем они идут в условиях изменяющихся давления и температуры. Ближе всего к равновесию химически реагирующая система приближается при достижении максимальной температуры в камере сгорания, когда скорости как прямых, так и обратных реакций максимальны. При этом необходимо отметить, что давление существенно слабее, чем температура, влияет на скорость химических реакций, в связи с чем значение этого параметра может быть выбрано при расчете равновесного состава в достаточно широких пределах.

В результате расчетов равновесного состава углеводородных топлив с разными значениями  $\beta_T$  представленных на рис. 1 и 2, видно, что по расчетам коэффициент  $K$  зависит не только от величины  $\beta_T$ , но и от коэффициента избытка воздуха. Анализ приведенных зависимостей позволяет сделать два следующих важных, по нашему мнению, вывода. Во-первых, соотношение количеств свободного водорода и диоксида углерода в равновесном составе продуктов сгорания при характерных для мощностных регулировок значениях  $\alpha$  оказалось меньшим, чем указано в литературе [1, 2]. Во-вторых, даже в небольшом интервале изменения  $\alpha$  от 1,0 до 0,9 величина  $K$  меняется примерно на 20 %. Последнее плохо согласуется с имеющимися утверждениями о слабом влиянии коэффициента избытка воздуха на величину коэффициента  $K$ .

В связи с тем, что коэффициент избытка воздуха заметно влияет на соотношение свободного водорода и оксида углерода в продуктах неполного сгорания представляет интерес аппроксимация полученных зависимостей в виде  $K = f(\beta_T, \alpha)$ . Такая аппроксимация была определена нами для данных, представленных на рис. 1 и 2:

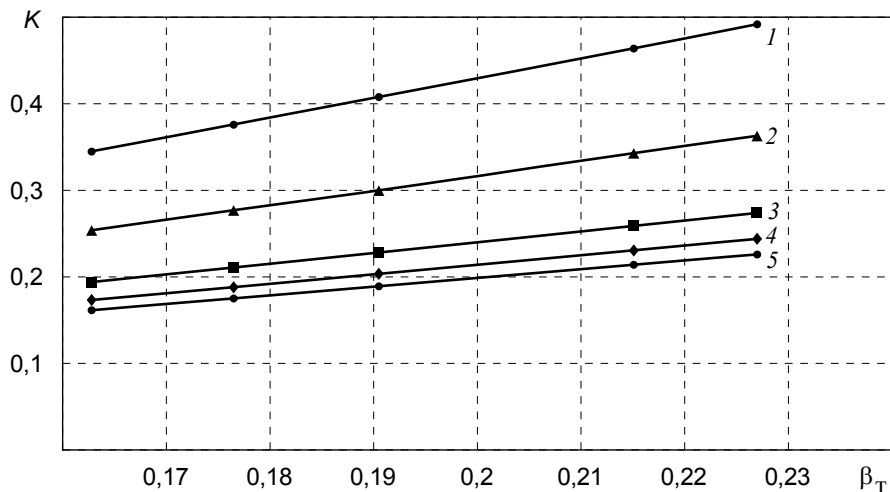


Рис. 1. Влияние соотношения водорода и углерода в углеводородном топливе на соотношение водорода и оксида углерода в продуктах сгорания при  $\alpha < 1$ :  
 1 –  $\alpha = 1$ ; 2 –  $\alpha = 1$ ; 3 –  $\alpha = 1$ ; 4 –  $\alpha = 1$ ; 5 –  $\alpha = 1$

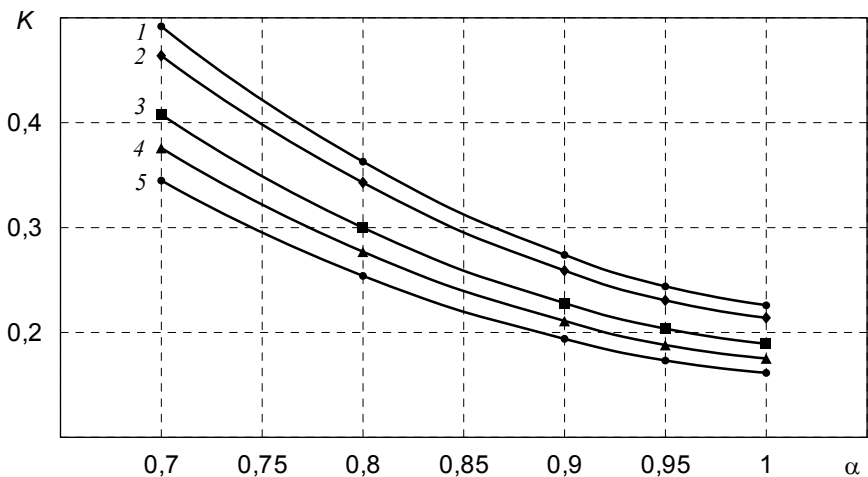


Рис. 2. Влияние коэффициента избытка воздуха на соотношение водорода и оксида углерода в продуктах сгорания при различных соотношениях водорода и углерода в углеводородном топливе:  
 1 –  $\beta_T = 1$ ; 2 –  $\beta_T = 1$ ; 3 –  $\beta_T = 1$ ; 4 –  $\beta_T = 1$ ; 5 –  $\beta_T = 1$

$$K = 0,0674\alpha^2 - 0,0256\alpha - 0,0532 + (8,34\alpha^2 - 19\alpha + 11,4) \cdot \beta_T.$$

Используя полученную формулу, можно прогнозировать образование оксида углерода при неполном сгорании углеводородных топлив с разными значениями  $\beta_T$ , оценивая тем самым экологические последствия их использования в ДВС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильные двигатели / Под ред. Ховаха М. С. – М. : Машиностроение, 1977. – 592 с.
2. Вырубов, Д. Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, Н. А. Ивашенко, В. И. Ивин [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.
3. Звонов, В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 160 с.

УДК 621.431

*Г. Н. Злотин, д-р техн. наук, К. И. Лютин, ассистент, Е. А. Федянов, д-р техн. наук***ПОСТРОЕНИЕ И ОБУЧЕНИЕ НЕЙРОННО-СЕТЕВОЙ МОДЕЛИ  
ДЛЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ  
КУЛАЧКОВОГО ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДВС****Волгоградский государственный технический университет**(e-mail: [tig@vstu.ru](mailto:tig@vstu.ru))

Рассмотрена возможность применения нейронных сетей для анализа амплитуд спектра колебаний блока ДВС с целью извлечения информации о состоянии газораспределительного механизма. Осуществлено обучение разработанной нейронной сети, которое показало эффективность данного подхода.

*Ключевые слова:* вибродиагностика, нейронная сеть, газораспределительный механизм.

The opportunity of application of neural networks for the analysis of amplitudes of a spectrum of fluctuations of engine block with the purpose of extraction of the information on a condition of the valve drive mechanism is considered. Training of the developed neural network which has shown efficiency of the given approach is made.

*Keywords:* vibrodiagnostics, neural network, valve drive mechanism.

Эффективность использования метода виброакустической диагностики двигателя внутреннего сгорания (ДВС) обусловлена высокой информативностью вибрационного сигнала, а также возможностью использования современной микропроцессорной техники для автоматизации процессов получения и обработки информации о виброактивности элементов конструкции ДВС. Проведенный нами теоретический анализ виброакустической картины ДВС [1] позволил установить, что мы имеем в этом случае дело с колебательной системой, характеризующейся дискретным спектром собственных частот. Поэтому, например, удары кулачка о толкатель в газораспределительном механизме (ГРМ) не могут приводить к появлению резонансных явлений достаточно большой амплитуды. Это обстоятельство, а также большое количество источников вибраций и путей их распространения, затрудняют выделение сигнала, несущего диагностическую информацию о состоянии конкретного элемента конструкции двигателя, и сдерживают практическое распространение виброакустической диагностики. Особые сложности возникают при использовании виброакустических методов в системах бортовой диагностики. Эти сложности обусловлены тем, что методы амплитудно-частотного анализа вибрационных сигналов, широко применяющиеся в настоящее время, требуют значительных вычислительных ресурсов или специальной аппаратуры. Указанные выше сложности можно, по нашему мнению, в значительной мере преодолеть, если использовать для обработки виброакустических сигналов нейронно-сетевые математические модели.

Как известно [2], нейронно-сетевые модели – это особый класс математических моделей, представляющих собой совокупность взаимосвязанных функциональных элементов, называемых нейронами, каждый из которых выполняет следующее преобразование поступающего на его вход вектора  $X$ :

$$Y = F(XW) = F\left(\sum x_i w_i\right), \quad (1)$$

где  $Y$  – преобразованный вектор на выходе нейрона;  $W$  – вектор так называемых весовых коэффициентов;  $x_i$  – компоненты входного вектора;  $w_i$  – компоненты вектора весовых коэффициентов. Функцию  $F$ , связывающую величины на входе и выходе нейрона, называют активационной функцией. Обычно для всех нейронов модели выбирают одинаковую активационную функцию, чаще всего сигмоидальную.

Нейронная сеть включает, в общем случае, несколько слоев нейронов, причем выходной сигнал каждого из нейронов одного слоя передается на входы всех нейронов следующего слоя. Опыт показывает, что для решения большинства практических задач достаточно иметь сеть с двумя – тремя слоями нейронов.

Важнейшим свойством нейронно-сетевых моделей является то, что путем соответствующего подбора значений весовых коэффициентов для каждого нейрона и выбора числа слоев этих элементов можно с требуемой точностью аппроксимировать практически неограниченное множество функциональных зависимостей, связывающих входные и выходные параметры реальных физических объектов. Процедуру подбора значений весовых коэффициентов называют обучением сети. Как правило, эта процедура выполняется внутри самой сети по спе-

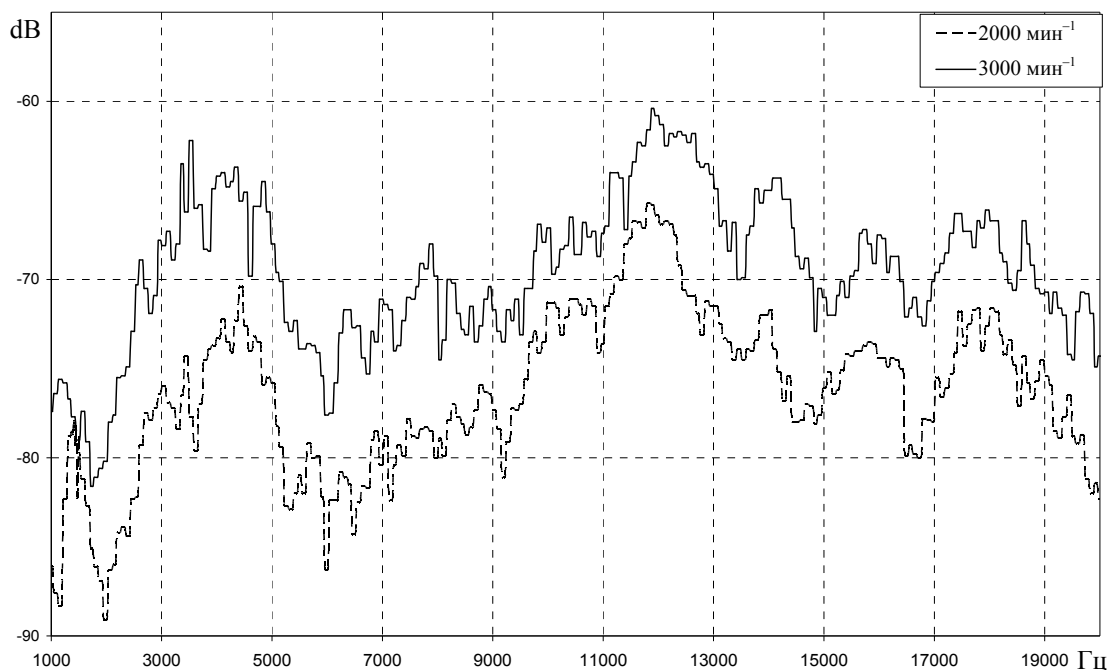


Рис. 1. Огибающие спектра вибрации блока цилиндров ДВС на повышенных оборотах холостого хода

циальным заложенным в программную реализацию сети алгоритмам.

Для определения архитектуры сети, т. е. для определения числа слоев и числа нейронов в каждом слое, а также для выбора алгоритма обучения сети необходимы данные о моделируемом реальном физическом объекте.

В данной работе исследовалась возможность применения нейронно-сетевой модели для диагностики технического состояния ГРМ с использованием спектра вибраций блока двигателя. Исследования были проведены на двигателе ВАЗ-2108. Вибросигнал поступал от штатного датчика системы ограничения детонации. Для выбора архитектуры нейронно-сетевой модели и ее последующего обучения были проведены эксперименты, в ходе которых снимались виброграммы при различных частотах вращения вала двигателя и различных величинах зазора в ГРМ. Пример такой виброграммы приведен на рис. 1.

На основе анализа этих виброграмм было определено требуемое число входных нейронов. В нашем случае в качестве входных параметров были выбраны амплитуды колебаний на пяти различных частотах: 10650, 11250, 11520, 12250, 13700 Гц, а также частота вращения вала двигателя. Соответственно, входной слой сети составлен из шести нейронов. Выбор указанных частот продиктован тем, что вблизи них на виброграммах визуально наблюдались

изменения при варьировании величиной зазора в ГРМ.

Выходом сети должна быть только одна переменная – результат диагностирования: есть неисправность или нет, т. е. в выходном слое должен быть всего один нейрон. Так как обрабатываемая функциональная связь носит сложный характер, была принята трехслойная сеть со структурой, показанной на рис. 2.

Количество нейронов в скрытом слое  $N_c$  было выбрано из условия:

$$N_c \leq \frac{(N_p - 1)N_{out}}{N_{in} + N_{out} + 1}, \quad (2)$$

где  $N_{in}$  и  $N_{out}$  – количества нейронов во входном и выходном слоях;  $N_p$  – количество обучающих примеров (объем выборки).

В нашем случае число обучающих примеров  $N_p = 40$ . Обучающая выборка включала данные, полученные в результате обработки виброграмм, снятых на различных скоростных режимах работы двигателя как с «нормальными» зазорами в ГРМ, так и с увеличенными.

Предварительная обработка экспериментально полученных виброграмм заключалась в определении значений амплитуд вибраций на указанных выше частотах и нормировке этих значений. В итоге нормировки все они находились в интервале от нуля до единицы.

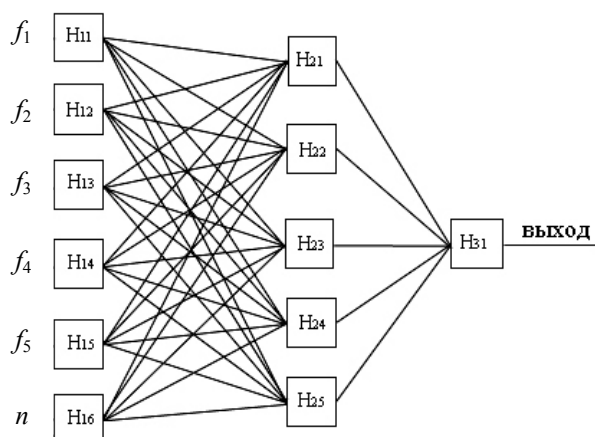


Рис. 2. Структура нейронной сети для диагностики ГРМ:  $f_1 \dots f_5$  – амплитуды колебаний блока ДВС на соответствующих частотах;  $n$  – частота вращения коленчатого вала ДВС;  $H_{11}, H_{21}, H_{31}, \dots$  – нейроны сети

Программа для ЭВМ, реализующая нейронную сеть показанную на рис. 2 архитектуры, разработана в ВолгГТУ на кафедре «Теплотехника и гидравлика» В. Е. Федяновым. Программа обеспечивает обучение сети и вычисление вероятности обнаружения неисправности. В программе содержатся механизмы формирования обучающей выборки, методы контроля ввода и вывода информации, методы контроля процесса обучения и сбора статистики, а также имеются возможности управления и оптимизации процесса обучения с заданием различных параметров. Предусмотрено сохранение обученных нейронных сетей и их загрузка для последующего использования.

Алгоритм процесса обучения нейронной сети схематично показан на рис. 3. Он осуществлялся путем последовательного предъявления входных векторов с одновременной подстройкой весовых коэффициентов в соответствии с приведенным алгоритмом.

Интерфейс программы и поле для ввода обучающей выборки показаны на рис. 4. Столбцы X1–X10 служат для ввода входных данных, полученных экспериментально. В данном примере в столбцах X1–X5 представлены нормированные значения амплитуд колебаний блока ДВС на указанных выше выбранных частотах. В столбце X6 содержатся нормированные значения частоты вращения коленчатого вала ДВС. Столбец Y заполняется эталонными значениями выходов нейросети, которые указывают на состояние зазора в ГРМ при данном значении амплитуд колебаний и на данном скоростном режиме. В нашем случае  $Y = 0$ , когда зазор в ГРМ находится в пределах нормы, и  $Y = 1$ , когда зазор увеличен.

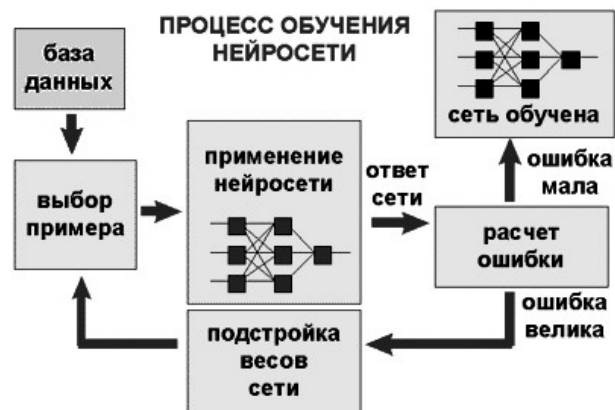


Рис. 3. Упрощенный алгоритм процесса обучения разработанной нейронной модели

В программе предусмотрены возможности изменения конфигурации сети и параметров обучения, количества нейронов входного и скрытого (промежуточного) слоев при использовании разного количества примеров обучающей выборки. На точность и продолжительность обучения можно влиять, задавая максимальную и среднюю допустимую погрешности, меняя скорость (шаг) сети и погрешность одного примера. Для контроля процесса обучения используются выводимые программой в режиме реального времени значения средней погрешности, времени счета, количества сделанных итераций, максимальной погрешности и номера выборки, используемой в данный момент для обучения. Также имеется возможность ограничивать продолжительность счета для обеспечения прекращения работы программы при отсутствии сходимости решения.

Результат обучения отображается в виде сравнительной таблицы заданных значений выхода и значений выхода, рассчитанных нейронной моделью. Кроме того, дается графическое представление заданной и построенной нейронной сетью функций.

Для оценки вычислительных затрат на обучение модели получены следующие данные: для обучения разработанной нейронной сети на персональном компьютере класса PENTIUM IV 2.0 ГГц при заданной средней ошибке в пределах 0,1 требуется не более 40 с. За это время, до окончания обучения, программа успевает осуществить порядка 150000 итераций.

Анализ результатов проведенного обучения показал хорошую сходимость решения, точную аппроксимацию передаточной функции и быстрое уменьшение средней погрешности вычислений.

X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9	X10	Y
0,7270270	0,8	0,8837837	0,8189189	0,7081081	0,44					0
0,7945945	0,8216216	0,8945945	0,8891891	0,7324324	0,44					1
0,8108108	0,8783783	0,9027027	0,9054054	0,7945945	0,44					1
0,8729729	0,9216216	0,9594594	0,9189189	0,8297297	0,44					1
0,72	0,83	0,88	0,82	0,66	0,29					0
0,8266666	0,8433333	0,9366666	0,93	0,7366666	0,29					1
0,8133333	0,8433333	0,8666666	0,8466666	0,69	0,29					1
0,8833333	0,9333333	0,9333333	0,8933333	0,79	0,29					1
0,8489208	0,8453237	0,9208633	0,8669064	0,6582733	0,29					0
0,8525179	0,9100719	0,9820143	0,9136690	0,6978417	0,29					1
0,8309859	0,8676056	0,9323943	0,8929577	0,7380281	0,44					0
0,8394366	0,8760563	0,9408450	0,9492957	0,8422535	0,44					1
0,7636363	0,8727272	0,9424242	0,8545454	0,7060606	0,29					0
0,8212121	0,9060606	1,0030303	0,9393939	0,7363636	0,29					1
0,8275	0,8675	0,935	0,8525	0,735	0,44					0
0,93	0,95	1,01	0,945	0,8275	0,44					1

Рис. 4. Поле для ввода обучающей выборки:

X1–X5 – нормированные амплитуды колебаний на выбранных частотах; X6 – нормированная частота вращения коленчатого вала ДВС; Y – эталонный выход нейросети, содержащий диагностическую информацию

Аналогичным образом, нейронно-сетевая модель может быть обучена для диагностирования отсутствия теплового зазора в ГРМ.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Злотин, Г. Н. Анализ вибрационных свойств двигателя применительно к системам вибродиагностики меха-

низма газораспределения / Г. Н. Злотин, К. И. Лютин // Известия ВолгГТУ. Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»: межвуз. сб. науч. ст. / науч. ред. Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – Вып. 1, № 6. – С. 8–11.

2. Нейрокомпьютерная техника: Теория и практика / Ф. Уоссермен: перевод на русский язык, Ю. А. Зуев, В. А. Точенов, 1992.

УДК 621.431.74

*Г. Н. Злотин, д-р техн. наук*

**ГЛОБАЛЬНОЕ ПОТЕПЛЕНИЕ И АНТРОПОГЕННЫЕ ВЫБРОСЫ CO<sub>2</sub>**

**Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: [tig@vstu.ru](mailto:tig@vstu.ru))

Приведен анализ возможных причин изменения климата Земли, в том числе «парникового» эффекта. Отмечена роль автомобильных двигателей в антропогенных выбросах в атмосферу Земли диоксида углерода. Рассмотрены возможности выполнения перспективных норм, ограничивающих выбросы диоксида углерода двигателями автомобилей.

*Ключевые слова:* глобальное потепление, «парниковый» эффект, выбросы диоксида углерода.

The analysis of the possible reasons of climate change of the Earth, including "hotbed" effect, is resulted. The role of automobile engines in anthropogenous emissions CO<sub>2</sub> in atmosphere of the Earth is noted. Possibilities of performance of the perspective norms limiting emissions CO<sub>2</sub> by engines of cars are considered.

*Keywords:* global warming, hotbed effect, emission of carbon dioxide.

К числу наиболее актуальных глобальных экологических проблем относится потепление климата Земли. Изменение климата связывают с различием между теплотой  $Q_{in}$ , поступающей на поверхность Земли, и теплотой  $Q_{out}$ , отдаваемой в пространство вселенной. Если

$Q_{in}$  больше, то средняя температура Земли должна постепенно повышаться. Если указанные потоки теплоты равны, то должно иметь место стабильное тепловое состояние Земли – среднее многолетнее значение температуры должно сохраняться постоянным.

Нарушение баланса между притоком и оттоком теплоты может быть следствием изменения как количества отводимой теплоты, так и количества подводимой. В настоящее время распространено предположение, что причиной потепления климата Земли является сокращение количества отводимой теплоты. Тем не менее, для общности картины представляется целесообразным рассмотреть оба потока теплоты:  $Q_{in}$  и  $Q_{out}$ .

Начнем с анализа потока получаемой теплоты  $Q_{in}$ . Он складывается из трех основных составляющих: теплоты  $Q_{sr}$ , приносимой солнечной радиацией; теплоты  $Q_r$  от естественной радиоактивности внутри Земли; теплоты  $Q_{ant}$  антропогенной природы, то есть обусловленной деятельностью человека:

$$Q_{in} = Q_{sr} + Q_r + Q_{ant}. \quad (1)$$

Попробуем, опираясь на данные литературы, количественно оценить эти составляющие.

Самый мощный тепловой поток приходит на Землю вследствие излучения Солнца. Поскольку излучающая поверхность Солнца имеет температуру около 6000 К, постольку основная часть излучения осуществляется лучами коротковолновой части спектра. Для этих лучей атмосфера Земли практически прозрачна, т. е. вся энергия излучения Солнца, поступающая на внешнюю поверхность атмосферы Земли, достигает ее поверхности. По литературным данным [1] в расчете на каждый квадратный метр внешней поверхности атмосферы поступает в среднем поток энергии мощностью 1,4 кВт. Если принять радиус Земли округленно  $6 \cdot 10^6$  м, то поверхность Земли составит  $4,5 \cdot 10^{14}$  м<sup>2</sup>. Учитывая последнее, легко подсчитать, что Земля в среднем получает от Солнца тепловой поток мощностью

$$Q_{sr} = 6,3 \cdot 10^8 \text{ ГВт.}$$

Вследствие ядерных процессов, протекающих внутри Земли, на каждый квадратный метр ее поверхности поступает в среднем поток теплоты мощностью 0,0628 Вт [1]. Учитывая указанную выше поверхность Земли, получим тепловой поток, поступающий на эту поверхность вследствие внутренних ядерных процессов,

$$Q_r = 2,86 \cdot 10^4 \text{ ГВт.}$$

При определении потока теплоты  $Q_{ant}$ , выделяемой в атмосферу в результате процессов, связанных с деятельностью человека, исходим из того, что в соответствии со вторым законом

термодинамики, все энергетические затраты, производимые человеком, преобразуются в конце концов в теплоту.

Мировая статистика утверждает [1,2], что в 2000 г. человечество должно было потребить всех видов энергии, включая атомную, в количестве, эквивалентном 18000 млн. т условного топлива. Аналитики предполагают, что к 2020 г. эта цифра возрастет до 30000 млн. т. Таким образом, прогнозируется ежегодный рост энергопотребления, эквивалентный 600 млн. т условного топлива. Строго говоря, при оценке величины  $Q_{ant}$  необходимо из общих затрат энергии исключить ту, которая получена за счет энергии ветра или солнечного излучения и учитывается потоком теплоты солнечного излучения, поступающего на Землю. Вместе с тем, доля энергии, полученной от ветрогенераторов и солнечных батарей, очень мала и не может заметно повлиять на результаты проводимого анализа. Исходя из сказанного выше и учитывая теплоту сгорания условного топлива, равную 29,3 МДж/кг, можно подсчитать, что в 2008 г. человечество выбросило в атмосферу Земли поток теплоты мощностью  $Q_{ant} = 2,12 \cdot 10^4$  ГВт.

В соответствии с равенством (1) мощность потока теплоты, поступающего на Землю, составляет  $Q_{in} = 6,3005 \cdot 10^8$  ГВт. Сопоставление этой величины с величиной потока  $Q_{sr}$ , получаемой Землей от Солнца, позволяет констатировать, что  $Q_{sr} \approx 0,9999 Q_{in}$ , т. е.  $Q_{sr} \approx Q_{in}$ . Таким образом, полученная Землей теплота практически целиком определяется энергией, поступающей на Землю от Солнца. К сожалению, величина  $Q_{sr}$  не остается постоянной, что может вызывать соответствующие изменения климата Земли. Так, известны 11-летние изменения активности Солнца. С периодом 21 тыс. лет величина  $Q_{sr}$  меняется из-за изменения направления главной оси орбиты Земли; с периодом около 40 тыс. лет величина  $Q_{sr}$  меняется из-за изменения наклона земной оси. Серьезные изменения климата Земли происходят вследствие выбросов в атмосферу огромных объемов вулканического пепла и пыли при катастрофических извержениях вулканов. Вероятно, имеет смысл организовать мониторинг значений  $Q_{sr}$  и проверить степень влияния изменений этой величины на климат Земли. Современное состояние науки позволяет сделать это.



Обратимся теперь к теплоте  $Q_{out}$ , отводимой от Земли в пространство Вселенной. Теплота от Земли отводится только в результате излучения с ее поверхности. Прежде чем уйти в мировое пространство, это излучение должно пройти через слой земной атмосферы. При температуре поверхности Земли (около 300 К) максимум энергии ее излучения приходится на длинноволновую часть спектра. Энергия лучей этой части спектра активно поглощается такими газами атмосферы как  $CO_2$ ,  $H_2O$  и др., образующимися, в основном, при сжигании углеводородных топлив. Эти газы, поглощая часть энергии, излучаемой поверхностью Земли, в конце концов возвращают ее Земле, создавая так называемый «парниковый» эффект. Считается, что именно «парниковый» эффект приводит к наблюдаемому в настоящее время потеплению климата Земли, причем основную ответственность за создание этого эффекта несет диоксид углерода  $CO_2$ , концентрация которого в атмосфере все время увеличивается вследствие непрерывно возрастающего количества сжигаемого топлива, содержащего углерод. В среднем сжигание 1 кг такого топлива приводит к образованию 3 кг  $CO_2$ .

В природе существует два естественных поглотителя  $CO_2$  – растительность Земли и воды Мирового океана. Приходится констатировать, что возможности этих поглотителей человечество сокращает: вырубаются леса, все больше загрязняется нефтепродуктами поверхность Мирового океана.

В современном мире основным потребителем углеводородных топлив являются автомобили, которые по этой причине оказываются основным источником выброса в атмосферу не только токсичных веществ, но и  $CO_2$ .

Учитывая современные предположения о причинах потепления климата и защищая экологию Земли, страны Евросоюза наряду со стандартами на допустимые выбросы токсичных веществ выпустили директивы, касающиеся ограничения выбросов  $CO_2$  с отработавшими газами автомобилей. Этими директивами предусматривается сокращение выбросов  $CO_2$  автомобилями в истекшем 2008 г. до 140 г/км, а к 2012 г. – до 120 г/км. В 2015 г. эти выбросы не должны превышать 90 г/км. Отметим, что автомобили массой около 1350 кг, которые в основном продаются в странах Евросоюза и в России, выбрасывали в 2007 г.  $CO_2$  в количест-

ве 180 г/км, что соответствовало расходу бензина 7,5 л на 100 км и КПД двигателя 23 %.

Видно, что директивы Евросоюза предусматривают сокращение в период 2008–2015 гг. выбросов  $CO_2$  с отработавшими газами двигателей почти в 1,6 раза. Это должно быть достигнуто за счет сокращения расхода топлива, которое, в свою очередь, потребует совершенствования ДВС, повышения их КПД.

Выяснение возможностей выполнения этих директив, проведенное, в частности, специалистами АвтоВАЗа [3], показало, что для снижения эмиссии  $CO_2$  до 140, 120, 90 г/км требуется увеличить средний КПД двигателя соответственно до 29, 34, 46 %. Достижение КПД, равного 34 %, проблематично для автомобилей рассматриваемого класса даже при обеспечении работы на бедных смесях. Достижение КПД автомобильного двигателя, равного 46 %, при современном уровне техники невозможно. Последнее утверждение тем более обосновано, так как жесткие ограничения по токсичности требуют работы с трехкомпонентными нейтрализаторами, снижающими КПД двигателя примерно на 2 %. Вместе с тем, результаты выполненных расчетов указывают на то, что переход к автомобилям особо малого класса (массой 800 кг и менее) позволяет снизить расход топлива до 3,5 л/100 км, а эмиссию  $CO$  – до 84 г/км. Эти же расчеты показали, что выполнение директив по выбросам  $CO_2$  облегчается при замене бензина альтернативным топливом: сжиженным углеводородным газом (снижение эмиссии  $CO_2$  со 180 г/км на бензине до 150 г/км) и синтез-газом (снижение эмиссии  $CO_2$  до 135 г/км). Еще один путь снижения выбросов  $CO_2$  заключается в использовании в качестве основного моторного топлива или добавок к основному углеводородному топливу водорода. Исследования, в том числе проведенные нами в ВолгГТУ, показывают, что в двигателях, работающих на бензине с добавками водорода, появляется возможность существенного обеднения топливовоздушной смеси и повышения за счет этого КПД до 34 %. Вместе с тем, процессы воспламенения и сгорания газовых топлив, в первую очередь метана и водорода, обладают рядом особенностей, и для создания высокоэффективных автомобильных двигателей, работающих на указанных видах топлива, необходимы дальнейшие исследования.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Девинс, Д. Энергия: пер. с англ / Д. Девинс. – М: Энергоатомиздат, 1985. – 360 с.
2. Энергетика мира: переводы докладов XI конгресса МИРЭК / Под ред. П. С. Непорожного. – М: Энергоатом-

издат, 1982. – 186 с.

3. Сорокин, А. И. Эффективность использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / А. И. Сорокин, Г. К. Мирзоев // Химия в интересах устойчивого развития, 2005. – № 6. – С. 805–808.

УДК 621.311.22

*Г. Н. Злотин, д-р техн. наук, А. Д. Грига, д-р техн. наук,  
В. А. Куланов, аспирант, С. А. Грига, канд. техн. наук*

### СОВМЕСТНОЕ ВЛИЯНИЕ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА И БЕНЗАПИРЕНА ПРИ РАБОТЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОТЛОВ ТЭЦ

Волгоградский государственный технический университет,  
Московский энергетический институт (филиал), г. Волжский

(e-mail: [GrigaSA@gc-v.ru](mailto:GrigaSA@gc-v.ru))

Предложен подход для оценки совместного влияния на окружающую среду выбросов оксидов азота и бензапирена при работе энергетического котла в зависимости от коэффициента избытка воздуха и доли рециркуляции газов.

*Ключевые слова:* энергетический котел, вредные выбросы, оксиды азота, бензапирен.

An approach for assessing the joint influence on the environment nitrogen oxides and benzapirene waste gases by the work of the power boiler depending on the plenty of air and percentage of recycled gases.

*Keywords:* the power copper, harmful emissions, nitrite, benzo[a]pyrene.

Энергетические котлы ТЭЦ активно воздействуют на окружающую среду. К числу самых опасных выбросов продуктов сгорания энергетических котлов относятся оксиды азота и бензапирен. Ароматические углеводороды, особенно бензапирен, являются сильными канцерогенами. Многими исследователями отмечается, что мероприятия, направленные на снижение выбросов оксидов азота могут приводить к интенсивному образованию высокомолекулярных углеводородов, что значительно опаснее для экологической обстановки региона, воздушного бассейна, чем выбросы оксидов азота.

Установлено, что сочетания бензапирена и оксидов азота обладают суммированным негативным воздействием. В настоящее время отсутствует комплексный подход к проблеме защиты воздушного бассейна от этих вредных выбросов.

Имеется достаточно большое количество работ, касающихся уменьшения выбросов оксидов азота, [1], [2]. Существенно меньше работ, посвященных снижению выбросов бензапирена [3].

В данной статье предпринята попытка учесть влияние коэффициента избытка воздуха при сгорании органического топлива в котлах и доли рециркуляции газов на процессы образования оксидов азота и бензапирена. Предложен

подход к учету суммарного воздействия названных вредных веществ с целью оптимизации режимов работы котлов ТЭЦ.

Для исследования закономерностей образования бензапирена ( $C_{20}H_{12}$ ) использован нормативный метод [4], который основан на обобщении большого количества опытных данных. Погрешность методики составляет около 20 %; большая точность обеспечивается при температуре дутьевого воздуха 280–350 °С.

Концентрация бензапирена (БП) в сухих дымовых газах котлов при сжигании природного газа  $C_{БП}^Г$  рассчитывалась по формуле:

$$C_{БП}^Г = \frac{q_{ЛГ}^{-1,26} (0,0356 + 0,163 \cdot 10^{-3} \cdot q_v)}{e^{-25(\alpha_i^* - 1)}} \cdot \prod_{i=1}^N K_i, \quad (1)$$

где  $\prod_{i=1}^N K_i = K_p \cdot K_d \cdot K_{СТ} \cdot K_{ПЛ} \cdot K_{Оч}$  – произве-

дение коэффициентов для учета влияния рециркуляции, нагрузки котла, ступенчатого сжигания топлива, подачи влаги, условий очистки конвективных поверхностей нагрева.

Анализ формулы (1) показывает, что концентрация  $C_{20}H_{12}$  в дымовых газах котлов линейно зависит от доли рециркуляции  $r$  (увеличивается) и экспоненциально от  $\alpha$  (также увеличивается). Для нахождения взаимосвязи между этими определяющими факторами, а также зависимости сложной нелинейной функции  $C_{БП}^Г$

от  $\alpha$  и  $r$  можно использовать положения теории планирования эксперимента (ТПЭ), в частности ортогональный композиционный план (ОЦКП):

$$C_{\text{БП}} = b_0 + \sum b_i \cdot X_i + \sum b_{ik} \cdot X_i \cdot X_k + \sum b_{ii} \cdot X_i^2. \quad (2)$$

Для матрицы ОЦКП приняты вариации  $\alpha = 1,0-1,1$  и  $r = 0-0,2$ . Указанные диапазоны  $\alpha$  и  $r$  соответствуют характерным режимам работы газомазутных котлов систем теплоснабжения. Кодированные значения факторов:  $X_1 = (\alpha - 1,05)/0,05$ ;  $X_2 = (r - 0,1)/0,1$ . Число опытов факторного эксперимента – 9. Концентрация  $C_{20H_{12}}$  ( $C_{\text{БП}}$ ) для этих опытов определялась по формуле (1). В результате получена регрессионная модель:

$$C_{\text{БП}} = 2,931 + 2,623 \cdot X_1 + 0,929 \cdot X_2 + 0,750 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,530 X_1^2 - 0,049 \cdot X_2^2. \quad (3)$$

Значимость коэффициентов регрессии оценена с помощью коэффициента Стьюдента. Для уровня значимости 0,05 (вероятности  $P = 0,95$ ) коэффициенты регрессии  $b_0, b_1, b_2, b_{11}, b_{12}$  – значимые. Адекватность уравнения регрессии проверена с помощью критерия Фишера. Для уровня значимости 0,05 уравнение

$$C_{\text{БП}} = 2,931 + 2,623 \cdot X_1 + 0,929 \cdot X_2 + 0,750 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,530 \cdot X_1^2 \quad (4)$$

адекватно отражает зависимость  $C_{\text{БП}}$  от  $\alpha$  и  $r$ .

С помощью соотношения (4) проведено системное исследование влияния  $\alpha$  и  $r$  на такой важный показатель экологической безопасности, как выбросы  $C_{20H_{12}}$  в воздушный бассейн городской застройки при работе крупных газомазутных котлов систем теплоснабжения.

Состояние воздушного бассейна городской застройки можно улучшить, если определить оптимальные значения режимных параметров работы энергетических котлов  $\alpha$  и  $r$  при наладке топочного режима энергоустановки на минимальные суммарные выбросы  $C_{20H_{12}}$  и  $NO_x$ . Эта задача решалась с помощью уточненных физико-математических моделей расчета выброса бензапирена,  $NO_x$  и положений ТПЭ.

Впервые предложена методика приведения к одной размерности и одному масштабу разнородных вредных выбросов, таких, как  $C_{20H_{12}}$  и  $NO_x$ . Так как ПДК  $NO_x$  в атмосферном воздухе в 85000 раз превышает ПДК  $C_{20H_{12}}$ , то для анализа совместного влияния выбросов  $C_{20H_{12}}$  и  $NO_x$  приведение величины выбросов  $C_{20H_{12}}$  к величине  $NO_x$  производилось с помощью

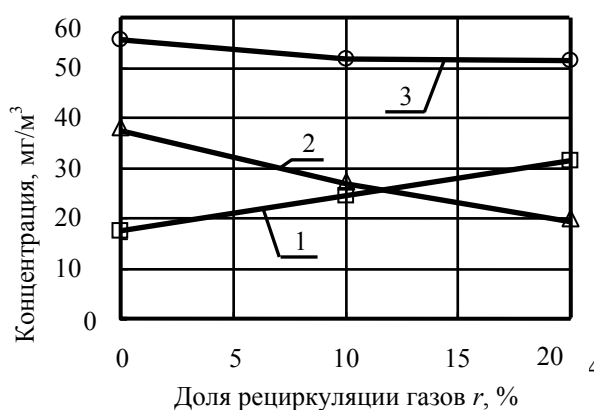
$$K_{\text{пр}} = \text{ПДК}_{NO_x} / \text{ПДК}_{C_{20H_{12}}}, \text{ т. е. } C_{20H_{12}} \text{ прив.} = 85000 \cdot C_{20H_{12}}.$$

Подобно тому, как получено уравнение (4), была составлена матрица ОЦКП для суммы концентраций  $C_{20H_{12}}$  прив. и  $NO_x$ ,  $mg/m^3$  ( $C_{\text{пр}}$ ).

С учетом значимости коэффициентов регрессии получено адекватное уравнение регрессии (вероятность  $P = 0,95$ ):

$$C_{\text{пр}} = 531,7 + 245,5 \cdot X_1 + 56,35 \cdot X_1 \cdot X_2 + 34,29 \cdot X_1^2. \quad (5)$$

На рисунке представлена зависимость суммарной концентрации  $C_{\text{пр}}$ ,  $NO_x$  и  $C_{20H_{12}}$  прив. от степени рециркуляции  $r$  и коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,05$ . В данном случае увеличение доли рециркуляции газов  $r$  свыше 10 % не оказывает существенного влияния на суммарную величину выбросов  $C_{20H_{12}}$  и  $NO_x$ .



Изменение концентрации  $C_{20H_{12}}$  прив. (1),  $NO_x$  (2) и суммарной концентрации  $C_{\text{пр}}$  (3) от доли рециркуляции газов  $r$  при  $\alpha = 1,05$

Видно, что при  $\alpha = 1,05$  минимальное значение суммарных выбросов при работе энергетического котла системы теплоснабжения достигается при  $r = 0,1$ . Дальнейшее увеличение  $r$  не влияет на суммарную эмиссию  $C_{20H_{12}}$  и  $NO_x$ . При изменении  $r$  от 0 до 10 % суммарные выбросы снижаются на 7 %.

Таким образом, установлены аналитические зависимости для определения массы выбросов бензапирена, приведенной массы суммарных выбросов  $C_{20H_{12}}$  и  $NO_x$ . Аналитически доказано, что минимальная суммарная приведенная концентрация  $C_{20H_{12}}$  и  $NO_x$  при увеличении коэффициента избытка воздуха достигается при уменьшении доли рециркуляции газов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Котлер, В. П. Экологические характеристики котельного оборудования (оксиды азота в дымовых газах котлов:

образование и методы подавления). – М. : ИПКгосслужбы, 2001. – 27 с.

2. Росляков, П. В. Методика расчета выбросов оксидов азота паровыми и водогрейными газомазутными котлами / П. В. Росляков, Л. Е. Егорова, И. Л. Ионкин // НРЭ, № 1. – 2004. – С. 35–55.

3. Образование и выгорание бензапирена при сжигании углеводородных топлив / С. В. Лукачев, А. А. Горбатко, С. Г. Матвеев. – М. : Машиностроение, 1999. – 153 с.

4. Методика расчета выбросов бензапирена в атмосферу паровыми котлами электростанций: РД 153-34.1-02.316-99. – М. : ВТИ, 1999.

УДК 629.4.082.3

*О. И. Карпенко, преподаватель, А. Н. Шилин, д-р техн. наук*

### АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СЕТИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: [eltech@vstu.ru](mailto:eltech@vstu.ru))

Приведены основные показатели надежности отдельных элементов электрических сетей. Показаны основные формулы для расчета показателей надежности электрических сетей и методика расчета. Приведены пример расчета надежности системы электроснабжения потребителей.

*Ключевые слова:* надежность электрической сети, показатели надежности, отказ, простой, время восстановления.

The article analyzes reliability parameters and calculation of reliability of Power Supply System. The calculation example of reliability of Power Supply System are presented.

*Keywords:* reliability of Power Supply System, reliability parameters, refusal, idle, restoration time.

Одной из главных проблем в энергетике является энергосбережение и экономия ресурсов. Основным резервом экономии электроэнергии является повышение надежности электрической сети. Надежность участка сети определяется надежностью и параметрами входящих в ее состав элементов (трансформаторов, коммутационной аппаратуры, линий электропередачи и др.) и схемой их соединения.

Методы расчета, которые применяются для оценки надежности технических объектов, весьма разнообразны [1]. Все они базируются на теории вероятности, при этом отказы в работе объекта, рассматриваются как случайные события, которые во времени образуют случайный процесс. В ряде случаев могут дополнительно потребоваться расчеты количественных показателей надежности, в частности, для решения следующих вопросов:

сопоставления различных мероприятий, предусматриваемых для обеспечения требуемого потребителем уровня надежности;

обоснования экономической целесообразности повышения надежности (степени резервирования) сверх нормативных требований.

В качестве показателей, количественно характеризующих надежность участка сети и ее элементов, принимаются:

параметр потока отказов (среднее количество отказов в год)  $\omega$ , 1/год;

частота плановых ремонтов,  $\omega_{\text{п}}$ , 1/год;

среднее время восстановления (средняя продолжительность послеаварийного ремонта или замены объекта в долях года)  $T_{\text{в}}$ , лет;

среднее время простоя при преднамеренных отключениях,  $T_{\text{р}}$ , лет;

коэффициент готовности (вероятность работоспособного состояния объекта в промежутках между плановыми простоями)  $K_{\text{г}}$ , о. е.;

вероятность вынужденного простоя (вероятность неработоспособного состояния объекта в промежутках между плановыми простоями)  $K_{\text{в}}$ , о. е.;

вероятность безотказной работы в течение года (вероятность того, что за год не произойдет ни одного отказа объекта)  $P_{m=0}$ .

Перечисленные показатели надежности являются техническими характеристиками надежности и позволяют сопоставлять между собой надежность нескольких объектов, а также проверять соответствие рассматриваемых вариантов схем требуемому уровню надежности, если он задан количественно.

Показатели надежности электрооборудования и линий электропередачи, находящиеся в эксплуатации, оцениваются по материалам ОАО «Фирма ОРГЭС» [2]. Эти показатели предназначены для сравнительных расчетов и оценок электрических сетей, энергосистем, систем электроснабжения потребителей и узлов нагрузки, оценки уровня надежности различных схем, определения целесообразности и эф-

фективности мероприятий и средств повышения надежности и не предназначены для определения надежности отдельных видов оборудования и включения в технические задания на разработку нового оборудования.

Показатели надежности определены ОРГРЭС по данным об отказах действующего электрооборудования и линий электропередачи, содержащихся в картах отказов за период 1983–1989 гг., актах расследований технологических нарушений в работе за период 1990–1994 гг., а также в «Указаниях по применению показателей надежности элементов энергосистем и работы энергоблоков с паротурбинными установками», утвержденных Минэнерго СССР 03.09.1984 г. Была установлена достаточность и представительность выборки данных за 7-летний период, поскольку за этот период не выявлено существенных изменений показателей надежности.

Расчет показателей надежности электроснабжения нагрузочного узла анализируется по схеме замещения сети на участке между источниками питания и рассматриваемым узлом. В схеме с последовательно соединенными элементами, отказ любого элемента вызывает отказ всей ветви, а в схеме с параллельно соеди-

ненными ветвями, отключение любой ветви не приводит к отказу всей сети. В последовательную цепь кроме элементов ветви вводятся также смежные выключатели, повреждение которых с развитием аварии приводит к отключению рассматриваемой цепи.

Характеристики надежности ветвей, состоящих из последовательно соединенных элементов, рассчитываются по формулам, приведенным в табл. 1. Свернутая схема замещения анализируется следующим образом: для случаев отказа каждой из ветвей в отдельности и одновременного отключения возможных сочетаний по две ветви определяются коэффициенты ограничения нагрузки потребителей  $\epsilon$  (отношение нагрузки, вынужденно отключаемой в данном послеаварийном режиме, к нагрузке нормального режима).

Для анализа последствий отказов ветвей схемы и их сочетаний удобно воспользоваться квадратной матрицей (таблицей) ограничений, элементы которой являются коэффициентами ограничения нагрузки при одновременном отказе  $i$ -й и  $j$ -й ветвей. Элементы главной диагонали такой матрицы соответствуют коэффициентам ограничения нагрузки при отказах отдельных  $i$ -х ветвей.

Таблица 1

Формулы для расчета показателей надежности электрических сетей

Показатели	Соединения элементов	
	последовательное	параллельное
Параметр потока отказов $\omega$ , отказ/год	$\sum_{i=1}^n \omega_i$	$\omega_1 K_{B2} + \omega_2 K_{B1}$
Коэффициент вынужденного простоя $K_B$ , о. е.	$\sum_{i=1}^n K_{B1} = \sum_{i=1}^n T_{B1} \omega_i$	$K_{B1} K_{B2} + K_{B1 \Pi 2} + K_{B2 \Pi 1}$
Коэффициент совместного вынужденного простоя одного элемента и планового ремонта второго, $K_{B1 \Pi 2}$ , о. е.	–	$0,5 \omega_1 K_{\Pi} T_{\Pi 2}$ при $T_{\Pi 2} \geq T_{\Pi 1}$ $K_{\Pi 1} (K_{\Pi 2} - 0,5 T_{B1} \omega_{\Pi 2})$ при $T_{\Pi 2} > T_{B2}$
Среднее время восстановления $T_B$ , лет/отказ	$K_B / \omega$	$K_B / \omega$
Средняя частота плановых простоев $\Omega_{\Pi}$ , простой/год	$\Omega_{\Pi \max}$	–
Коэффициент планового простоя $K_{\Pi}$ , о. е.	$\gamma \sum_{i=1}^{n-m} T_{\Pi i} (\omega_{\Pi i} - \omega_{\Pi i-1})^*$	–
Коэффициент готовности $K_G$ , о. е.	$\frac{1 - (K_{\Pi} + K_B)}{1 - K_{\Pi}}$	$1 - K_B$
Вероятность безотказной работы в течение года $P_{m=0}$ , о. е.	$e^{-\omega}$	$e^{-\omega}$
Математическое ожидание ущерба от вынужденных простоев $\bar{V}_B$ , тыс. руб./год	$P_{\max} u K_B \epsilon$	$P_{\max} u (\sum_{i=1}^n K_{B1} \epsilon_i + \sum_{jk=1}^{C_n^2} K_{Bjk} \epsilon_{jk})^{**}$

Параметры потока отказов и коэффициенты вынужденного простоя определяются по формулам табл. 1 для случаев отказа отдельных ветвей и их сочетаний по две, при которых  $\varepsilon = 1$  (что соответствует полному отключению нагрузки потребителей). Для схемы в целом указанные показатели суммируются. Аналогично могут быть определены такие же показатели для отказов, приводящих к частичному ограничению нагрузки ( $0 < \varepsilon < 1$ ).

Обозначения:

\*Элементы  $i$  в сумме располагаются в порядке убывания  $T_{Pi}$ . Слагаемые, для которых  $\omega_{Pi} - \omega_{Pi-1} \leq 0$ , в сумму не включаются (их количество обозначено  $m$ ). Коэффициент  $\gamma = 1,2$  при  $n > 3$ ;  $\gamma = 1$  при  $n \leq 3$ ;  $\omega_{п0} = 0$ .

\*\*При  $\varepsilon_i \neq 0$  вторая сумма формулы может не учитываться.

$u$  – удельная стоимость компенсации от ущерба аварийных ограничений;

$c_n^2$  – число сочетаний из  $n$  по 2.

Удельные показатели ущерба от аварийных ограничений зависят от структурного состава потребителей (удельного веса промышленности, быта и сферы обслуживания, сельского хозяйства, транспорта и строительства) и степени их ограничения. В настоящее время в России отсутствует рекомендованная регулирующими органами удельная стоимость компенсации ущерба от аварийных ограничений потребителей электроэнергии. В зарубежной литературе удельные ущербы от внезапных ограничений принимаются в диапазоне 2–4,5 долл./кВт·ч в зависимости от их типа и длительности применительно к условиям той или иной страны. Наиболее часто дифференциацию удельных ущербов выполняют для трех групп потребителей: промышленных, коммерческих и бытовых.

Предложенный анализ надежности сети может применяться для различных процессов проектирования и реконструкции различных объектов сети электроснабжения Камышинского района. Результаты анализа надежности могут быть использованы для оптимизации общего жизненного цикла затрат по всем компонентам сети.

Параметр потока отказов системы относительно узла нагрузки П

$$\begin{aligned} \lambda_{сП} &= \lambda_{Т1} + \lambda_{Л1}(q_{Л2} + q_{Л3}) + (\lambda_{Л2} + \lambda_{Л3})q_{Л1} + \lambda_{Т2}q_{Т2} = \\ &= \lambda_{Т1} + \lambda_{сЛ1}l_{Л1}(\lambda_{сЛ2}l_{Л2}\bar{T}_{ВЛ2} + \lambda_{сЛ3}l_{Л3}\bar{T}_{ВЛ3}) + \lambda_{сЛ1}l_{Л1}\bar{T}_{ВЛ1}(\lambda_{сЛ2}l_{Л2} + \lambda_{сЛ3}l_{Л3}) + 2\lambda_{Т2}^2\bar{T}_{ВТ2} = \\ &= 0,02 + 0,006 \cdot 150(0,006 \cdot 180 \cdot 10 + 0,006 \cdot 120 \cdot 10)/8760 + \\ &+ 0,006 \cdot 150 \cdot 10(0,006 \cdot 180 + 0,006 \cdot 120)/8760 + 2 \cdot 0,02^2 \cdot 60/8760 = 0,0236 \quad 1/\text{Год}. \end{aligned}$$

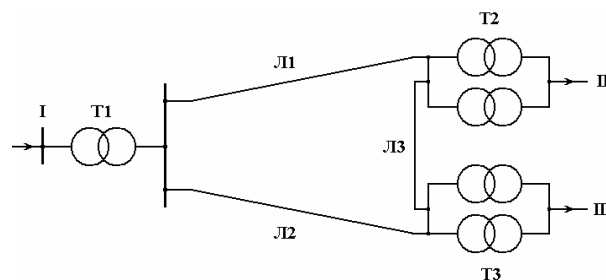


Рис. 1. Схема системы электроснабжения потребителей

**Пример анализа надежности.** Определить параметры потоков отказов и средние времена восстановления относительно шин низшего напряжения понижающих подстанций II и III, а также суммарный недоотпуск электроэнергии потребителям II и III систем (рис. 1) без учета преднамеренных отключений элементов [3]. Среднегодовая потребляемая мощность каждой подстанции составляет 100 МВт (табл. 2).

Таблица 2

Показатели надежности

Показатель надежности	Элемент сети					
	Л1	Л2	Л3	Т1	Т2	Т3
$\lambda_0$ , 1/(км·год)	0,006	0,006	0,006	–	–	–
$\lambda$ , 1/год	–	–	–	0,02	0,02/0,02	0,02/0,02
$l$ , км	150	180	120	–	–	–
$T_{в}$ , ч	10	10	10	100	60/60	100/100

Пропускная способность каждого элемента системы достаточна для пропуска всей необходимой мощности потребителям. Расчетная схема для определения показателей надежности схемы относительно узла II нагрузки приведена на рис. 2, а.

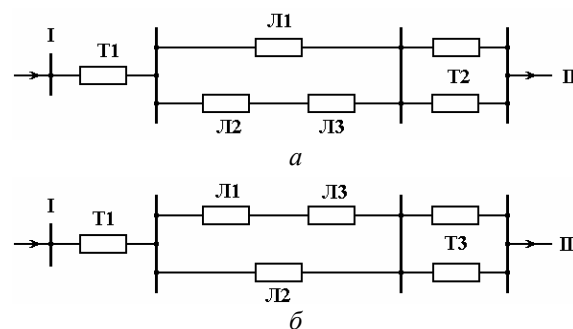


Рис. 2. Расчетная схема для вычисления показателей надежности:

а – для узла II; б – для узла III

Средняя вероятность отказа системы, питающей нагрузку узла II,

$$q_{сII} = q_{T1} + q_{Л1}(q_{Л2} + q_{Л3}) + q_{T2}^2 = \lambda_{T1}\bar{T}_{BT1} + \lambda_{Л1}\bar{T}_{ВЛ1}(\lambda_{Л2}\bar{T}_{ВЛ2} + \lambda_{Л3}\bar{T}_{ВЛ3}) + (\lambda_{T2}\bar{T}_{BT2})^2 = 0,02 \cdot 100/8760 + 0,9 \cdot 10(1,08 \cdot 10 + 0,72 \cdot 10)/8760 + (0,02 \cdot 60)^2 / 8760^2 = 2,34 \cdot 10^{-4}.$$

Среднее время аварийного восстановления системы относительно узла II

$$\bar{T}_{ВСII} = \frac{q_{сII}}{\lambda_{сII}} = \frac{2,34 \cdot 10^{-4}}{0,0236} = 0,0099 \text{ года, т. е. } 86,9 \text{ ч.}$$

Недоотпущенная потребителям подстанции электроэнергия в узле II

$$\Delta \mathcal{E}_{II} = \bar{P}_{II}\bar{T}_{Г}q_{сII} = 100 \cdot 10^3 \cdot 8760 \cdot 2,34 \cdot 10^{-4} = 204984 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Расчетная схема показателей надежности относительно узла III нагрузки приведена на рис. 2, б:

$$\lambda_{сIII} = \lambda_{T1} + \lambda_{Л2}(q_{Л1} + q_{Л3}) + (\lambda_{Л1} + \lambda_{Л3})q_{Л2} + 2\lambda_{T2}q_{T2} = 0,02 + 1,08(1,027 \cdot 10^3 + 0,82 \cdot 10^{-3}) + 1,23 \cdot 10^{-3}(0,9 + 0,72) + 2 \cdot 0,02 \cdot 1,37 \cdot 10^{-4} = 0,024 \text{ 1/год};$$

$$q_{сIII} = q_{T1} + q_{Л2}(q_{Л1} + q_{Л3}) + q_{T2}^2 = 2,28 \cdot 10^{-4} + 2,28 \cdot 10^{-6} + 1,88 \cdot 10^{-8} = 2,3 \cdot 10^{-4};$$

$$\bar{T}_{ВСIII} = \frac{q_{сIII}}{\lambda_{сIII}} = \frac{2,3 \cdot 10^{-4}}{0,024} = 0,0096 \text{ года, т. е. } 84 \text{ ч.}$$

$$\Delta \mathcal{E}_{III} = \bar{P}_{III}\bar{T}_{Г}q_{сIII} = 100 \cdot 10^3 \cdot 8760 \cdot 2,3 \cdot 10^{-4} = 201480 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Таблица 3

Результаты расчета показателей надежности

Степень учета элементов схемы	Показатели надежности						
	$\lambda_{сII}$ , 1/год	$\lambda_{сIII}$ , 1/год	$\bar{T}_{ВСII}$ , ч	$\bar{T}_{ВСIII}$ , ч	$\Delta \mathcal{E}_{II}$ , кВт·ч	$\Delta \mathcal{E}_{III}$ , кВт·ч	$\Delta \mathcal{E}_I$ , кВт·ч
Учет всех элементов	0,0236	0,024	86,9	84	204984	201480	406464
Учет только Т1	0,02	0,02	100	100	200000	200000	400000
Разница, %	15,3	16,7	15,1	19,1	2,4	0,7	1,6

Из анализа алгоритмов и результатов расчетов следует, что основное влияние на показатели надежности оказывает нерезервированный

элемент схемы – трансформатор Т1. В табл. 3 приведены результаты расчетов показателей надежности схемы от недоотпуска электроэнергии с учетом и без учета резервированной части схемы (т. е. учтен только Т1).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИ СПИСОК

1. Инженерные методы обеспечения надежности систем / Б. Диллон, Ч. Сингх: пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 318 с.
2. Справочник по проектированию электрических сетей / под ред. Д. Л. Файбисовича. – 2-е изд. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2007. – 352 с.
3. Электрические системы и сети в примерах и иллюстрациях: учеб. пособие для электроэнерг. спец. / В. В. Ежков, Г. К. Зарудский, Э. Н. Зуев; под. ред. В. А. Строева. – М.: Высшая школа, 1999. – 352 с.

УДК 621.36

*И. А. Коптелова<sup>1</sup>, канд. техн. наук, Н. В. Арванитаки<sup>2</sup>, ст. преподаватель*  
**МОРФОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАГРЕВА  
АБРАЗИВНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

<sup>1</sup>Волгоградский государственный технический университет<sup>2</sup>Волжский филиал Московского энергетического института

(e-mail: shilina@yandex.ru)

Рассмотрен анализ существующих методов технологического нагрева. Приведено описание методики и пример выбора оптимального по заданным условиям типа промышленного нагрева на основе метода попарного сравнения и расстановки приоритетов. Приведены результаты многокритериального выбора и дано краткое описание существующей автоматизированной системы, основанной на использовании предложенной методики.

*Ключевые слова:* технологический нагрев, пламенный нагрев, резистивный нагрев, индукционный нагрев, морфологический синтез, шкала отношений, матрицы парных сравнений.

Analysis of current process heating methods has been made. This paper describes the procedure and example of selecting an optimum industrial heating method based on specified conditions and using pair wise comparison and priority setting. It presents the results of multicriterion choice and a short description of the existing automated system employing the suggested procedure

*Keywords:* heating technology, plasma heating, resistive heating, induction heating, morphological synthesis, scale relation, matrix of paired comparisons.

Нагрев различными методами с давних пор составляет неотъемлемую часть производственного процесса во многих отраслях промышленности. Энергетически задача носителя конечной энергии при нагреве всегда состоит в том, чтобы преобразовать эту энергию в теплоту до желаемого уровня температуры. Оптимальный энергоноситель при этом необходимо выбирать с учетом производственно-экономического, технического и экологического критериев. Промышленный технологический нагрев применяется в пищевой, текстильной, химической, металлургической, машиностроительной, стекольной, керамической и других отраслях.

Рациональное использование энергии и раскрытие энергосберегающего потенциала при применении методов технологического нагрева не только интересны для пользователя с производственно-экономической точки зрения, но и, более того, приводят к заметному сокращению энергопотребления.

*Методы пламенного нагрева.* Говоря о методах пламенного нагрева, имеется в виду химический процесс выработки тепловой энергии, в ходе которого твердые, жидкие или газообразные горючие материалы соединяются с кислородом с выделением тепла. Возникают газообразные продукты, отработанные газы, являющиеся носителями теплоты, высвобождающейся при горении. Негорючие компоненты, имеющиеся, прежде всего в твердых горючих материалах, приняв незначительную часть

теплоты сгорания, остаются в виде золы и шлаков. При методах пламенного нагрева преобразование энергии ископаемых материалов в теплоту всегда происходит вне нагреваемого материала. Результатом этого является весьма неравномерное распределение температуры в нагреваемом материале, поскольку энергия вводится только через поверхность.

*Методы электронагрева.* При использовании электротермических методов преобразование электроэнергии в теплоту происходит как вне, так и внутри материала различными способами. Преимущества применения электрической энергии в теплотехнических производственных процессах обусловлены особыми физическими свойствами этого вида энергии и состоят в следующем:

- выработка тепла без использования пламени;
- высокая надежность и отсутствие выброса вредных веществ на месте эксплуатации;
- высокие удельные мощности и температуры;
- высокие скорости нагрева;
- очень хорошая временная и локальная дозируемость электрической мощности;
- возможность целенаправленного нагрева внутри материала (прямой нагрев);
- возможность развития новых перспективных технологий.

*Резистивный нагрев.* Резистивный нагрев основан на выделении тепла при прохождении



электрического тока через проводник, имеющий сопротивление. При прямом резистивном нагреве, чаще называемом кондукционным нагревом, электрический ток течет непосредственно в самом нагреваемом материале. Типичными случаями применения являются, например, нагрев проволок, лент и прокатных заготовок, контактная сварка, выплавка и восстановление металлов.

*Индукционный нагрев.* При индукционном нагреве под действием переменного магнитного поля в электропроводящем материале возникают электрические токи, называемые вихревыми, которые вызывают нагрев материала. Таким образом, индукционный нагрев является непосредственным методом нагрева и обеспечивает особенно быстрый, локально ограниченный и бесконтактный нагрев и плавку.

Чтобы выяснить, какой энергоноситель с учетом производственно-экономических и технических критериев обеспечивает оптимальный режим нагрева или плавки, следует наряду с экономическими показателями для оценки установок и методов нагрева принимать во внимание и такие критерии как, энергетические затраты, инвестиционные затраты, экологичность, равномерность нагрева, квалификация обслуживающего персонала. Для того, чтобы выбрать оптимальное решение и учесть все критерии, была разработана методика выбора метода промышленного технологического нагрева, основанная на морфологическом подходе. На стадии морфологического анализа получают описание всех потенциально возможных решений данной задачи. На этапе морфологического синтеза из большого числа технических решений выбираются наилучшие решения. Морфологический синтез основан на переборе вариантов технических решений. Одной из основных операций морфологического синтеза является ранжирование классификационных признаков и технических решений для конкретной решаемой задачи. Операция ранжирования в основном выполняется с помощью метода парного сравнения. Чтобы представить результат сравнения двух объектов в виде разумных цифр, требуется глубокое понимание обоих объектов и в особенности того, в какой степени их свойства влияют на достижение рассматриваемой цели. Источником суждений является опрос экспертов, знакомых со сравниваемыми объектами, с целями и с их взаимосвязью. Сами суждения указывают на относительную важность одного объекта по сравне-

нию с другим с точки зрения достижения каждой из указанных целей.

Методика морфологического синтеза рассмотрена на примере выбора промышленной печи из четырех вариантов по шести критериям.

Критерии:  $d_1$  – энергетические затраты,  $d_2$  – инвестиционные затраты,  $d_3$  – возможность автоматизации,  $d_4$  – экологичность,  $d_5$  – равномерность нагрева,  $d_6$  – Квалификация обслуживающего персонала. Варианты:  $X_1$  – пламенная печь,  $X_2$  – резистивная печь косвенного нагрева,  $X_3$  – резистивная печь прямого нагрева,  $X_4$  – индукционная печь. Морфологический синтез, рассмотренный в данном примере, основан на методе попарного сравнения и расстановки приоритетов.

Оценка в соответствии с указанным выше методом осуществляется с помощью комплексных приоритетов  $B_{i\text{ком}}$  по формуле

$$B_{i\text{ком}} = \sum_{j=1}^n \beta'_j B'_{ij}, \quad (1)$$

где  $\beta'_j$  – относительный приоритет (значимость)  $j$ -го критерия;  $\beta'_{ij}$  – относительный приоритет  $i$ -го варианта по  $j$ -му критерию;  $n$  – количество критериев ( $n = 6$ ).

На втором этапе строятся квадратные матрицы для каждого из критериев (табл. 1–6). В столбцах и строках пишется номер варианта, а на пересечении – коэффициенты (1,5; 1,0; 0,5), указывающие какой вариант предпочтительнее по данному критерию.

Следующий этап предусматривает последовательное определение абсолютных приоритетов  $B_{ij}$  вариантов, а затем – относительных  $\beta'_{ij}$ , которые вычисляются в долях единицы. Для расчета  $B_{ij}$  каждая строка ( $X_1$ – $X_4$ ) в матрице умножается на вектор-столбец  $\Sigma$ . Нормированные значения, т. е. относительные  $B'_{ij}$ , получа-

ются делением  $B_{ij}$  на  $\sum_{i=1}^m B_{ij}$ . В качестве примера приведены матрицы парных сравнений по четвертому и пятому критериям (табл. 1–2).

Далее определяются значимости критериев (табл. 3). Для этого также применяют метод расстановки приоритетов с той лишь разницей, что объектами сопоставления теперь являются не варианты решений, а критерии оценки  $d_j$ . Задача решается по приведенной выше схеме: составляется система сравнений и на ее основе квадратная матрица смежности.

Таблица 1

Индекс варианта	Матрица смежности по 4-му критерию				$\Sigma$	$B_{i4}$	$B'_{i4}$
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$			
$X_1$	1,0	0,5	0,5	0,5	2,5	9,25	0,1555
$X_2$	1,5	0,5	1,0	0,5	3,5	14,50	0,2437
$X_3$	1,5	1,5	1,0	1,0	5	17,90	0,3004
$X_4$	1,5	1,5	1,0	1,0	5	17,90	0,3004
Всего						59,5	1

Таблица 2

Индекс варианта	Матрица смежности по 5-му критерию				$\Sigma$	$B_{i5}$	$B'_{i5}$
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$			
$X_1$	1,0	1,0	0,5	0,5	3,0	11,00	0,1836
$X_2$	1,0	1,0	0,5	0,5	3,0	11,00	0,1836
$X_3$	1,5	1,5	1,0	1,0	5	18,75	0,3154
$X_4$	1,5	1,5	1,0	1,0	5	18,75	0,3154
Всего						59,5	1

Таблица 3

Индекс критерия	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$\Sigma$	$\beta_j$	$\beta'_j$
$d_1$	1,0	1,5	1,5	0,5	1,5	1,5	7,5	36,5	0,1873
$d_2$	0,5	1,0	1,5	0,5	1,5	1,5	6,5	34,75	0,1603
$d_3$	0,5	0,5	1,0	0,5	1,5	1,5	5,5	28,75	0,1365
$d_4$	1,5	1,5	1,5	1,0	1,5	1,5	8,5	49,75	0,2175
$d_5$	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	0,5	3,5	19,75	0,0841
$d_6$	0,5	0,5	0,5	0,5	1,5	1,0	4,5	23,75	0,0984
Всего								193,25	1

Таблица 4

Критерии значимости $\beta'_j$	Относительный приоритет по каждому варианту			
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$
0,1873	0,1568	0,2076	0,3054	0,3302
0,1603	0,1568	0,2076	0,3054	0,3302
0,1365	0,1568	0,2076	0,3054	0,3302
0,2175	0,1555	0,2437	0,3004	0,3004
0,0841	0,1836	0,1836	0,3154	0,3154
0,0984	0,3193	0,3193	0,2559	0,1055
Комплексный приоритет	0,1566	0,2004	<b>0,2649</b>	0,2620

Вычисленные относительные приоритеты  $\beta'_j$  и являются коэффициентами значимости критериев.

Затем вычисляется комплексный показатель (приоритет) для каждого из вариантов  $B_i$  ком (табл. 4), который определяется как сумма произведений относительных приоритетов объекта на относительные приоритеты критериев. В последней строке указаны комплексные приоритеты, которые получались путем суммирования произведений элементов первого и последующих столбцов таблицы [использована формула (1)].

Вариант, получивший наибольшее значение  $B_i$  ком, может считаться лучшим из всех остальных. В нашем случае это  $B_{3ком} = 0,2649$ . Поэтому резистивная печь прямого нагрева считается наилучшей при заданных условиях.

Метод морфологического синтеза доказал рациональность использования данной установки, так как резистивная печь прямого нагрева используется ОАО «Волжским абразивным заводом».

Печи прямого нагрева занимают среди печей сопротивления особое место, так как они принципиально отличаются от всех остальных, типов печей. В печах этого рода нагреваемое изделие непосредственно включается в питающую цепь через понижающий трансформатор, и тепло выделяется в нем самом. Разумеется, такого рода нагрев может быть применен лишь по отношению к изделиям относительно длинным, однородного состава и одинакового сечения, так как лишь при этих условиях может быть обеспечен равномерный прогрев. В основном таким способом можно греть лишь детали, имеющие форму прутков, стержней, труб, болванок или проволоки и ленты.

Прямой нагрев имеет ряд существенных преимуществ. Благодаря тому, что тепло не подводится к телу извне, а выделяется в нем самом, температурные перепады в нем будут при прочих равных условиях меньше, а скорость нагрева может быть выбрана намного большей.

В предложенном примере применена шкала с тремя оценками. Для более точного и гибкого оценивания может использоваться шкала оценок, содержащая девять оценок (рис. 1).

Основной проблемой парного сравнения двух сложных объектов является количественная оценка большего влияния одного из объектов на достижение некоторой заданной цели, чем второго. Представление результата сравнения в виде цифр является искусственной, поскольку невозможно точно провести сравнение объектов. Эта задача может быть решена с по-

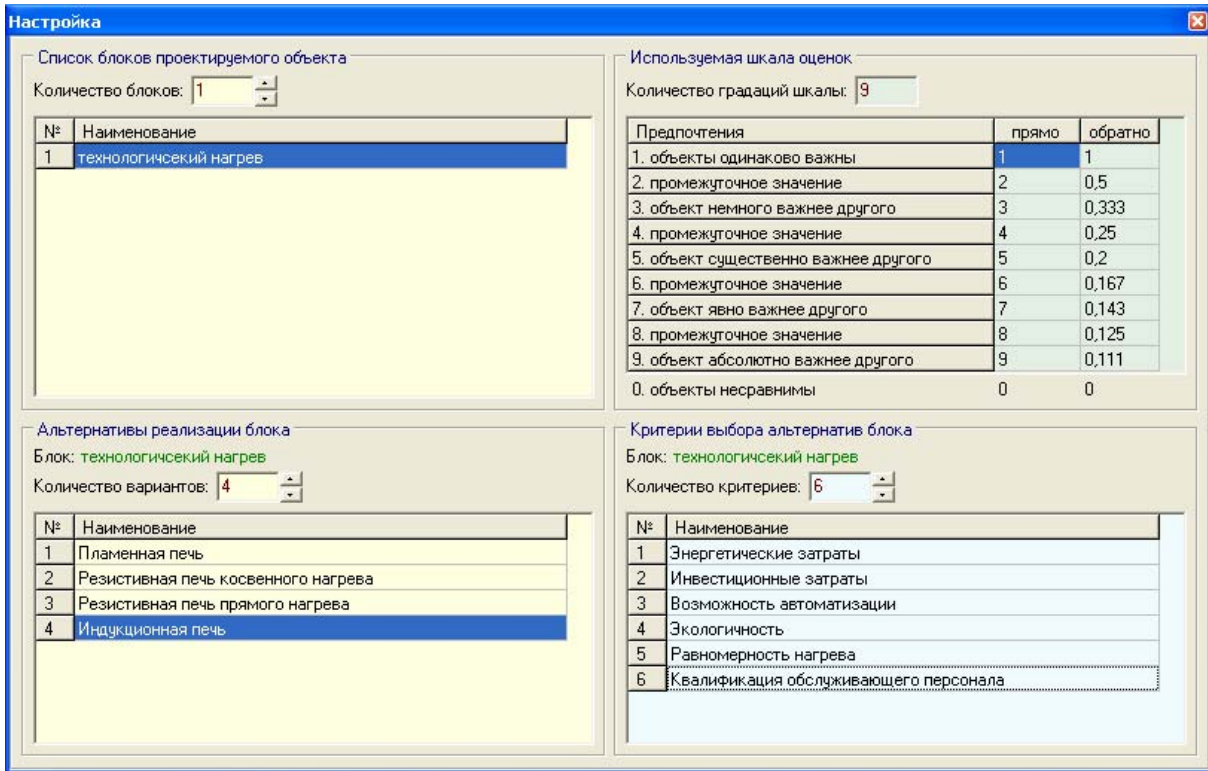


Рис. 1. Определение критериев задачи

мощью аппарата нечетких множеств. Однако для решения этой задачи существует метод анализа иерархии (МАИ), который позволяет определить оптимальные варианты, оцениваемые по нескольким критериям с использованием информации об их относительной важности

При заполнении матриц парных сравнений возникает проблема однородности и согласованности суждений. Согласованность означает последовательность и транзитивность сужде-

ний экспертов и определяется их квалификацией. Обработка несогласованных матриц не имеет смысла, так как полученные при этом результаты не являются значимыми. Таким образом, полученная в результате парных сравнений матрица должна быть более согласованной.

На основании этого была также разработана методика с использованием метода анализа иерархий с повышением согласованности матриц парных сравнений (рис. 2, 3).

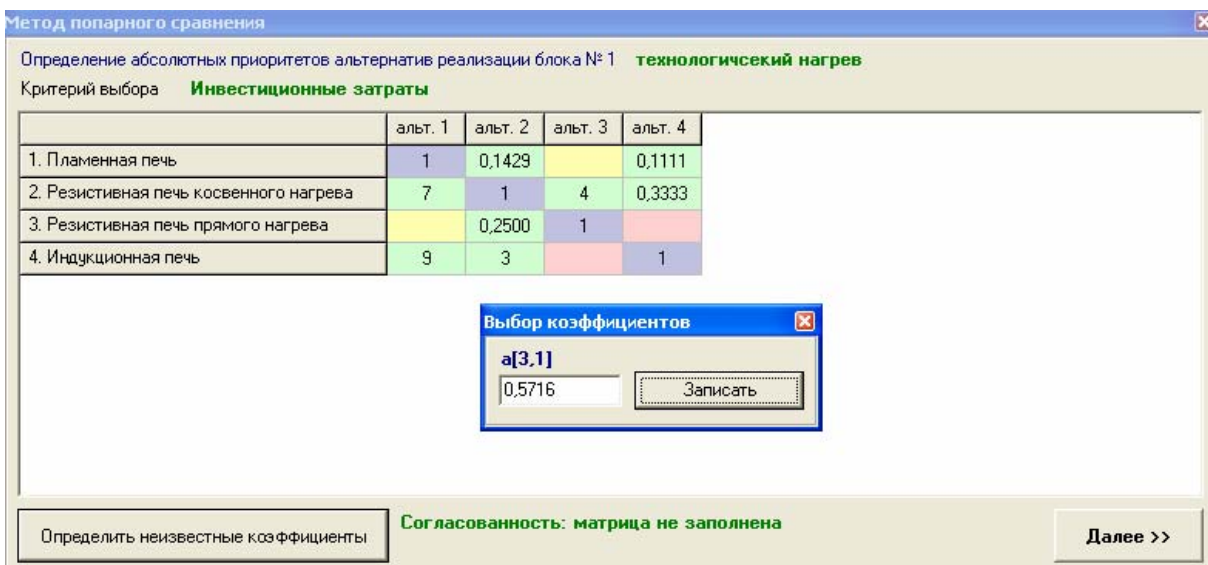


Рис. 2. Заполнение матриц парных сравнений

Метод попарного сравнения

Определение коэффициентов значимости критериев выбора блока № 1 **технологический нагрев**

	крит. 1	крит. 2	крит. 3	крит. 4	крит. 5	крит. 6
1. Энергетические затраты	1	5	9,0000	9,0000	9,0000	9,0000
2. Инвестиционные затраты	0,2000	1	3	6,9000	9,0000	9,0000
3. Возможность автоматизации	0,1111	0,3333	1	4	6,6665	5,7775
4. Экологичность	0,1111	0,1449	0,2500	1	4	2,9371
5. Равномерность нагрева	0,1111	0,1111	0,1500	0,2500	1	2
6. Квалификация обслуживающего персонал	0,1111	0,1111	0,1731	0,3405	0,5000	1

Определить неизвестные коэффициенты

**Согласованность: 0,1235**  
Согласованность матрицы низка, измените значения вручную!

Далее >>

Рис. 3. Определение согласованности матриц

Предложенная методика позволяет в процессе многовариантного поиска уже на начальном этапе работать только с достоверными, взаимозависимыми и согласованными данными и исключить не значимые результаты; оказывать помощь эксперту в затруднительных ситуациях, связанных с расстановкой приоритетов, указывающих предпочтительность альтернатив и критериев, и соответственно более обоснованно выбирать оптимальный вариант технического решения.

Предложенная автоматизированная система морфологического синтеза позволяет быстро (оперативно), качественно и обоснованно выбрать оптимальный вариант решения. Повышение согласованности матриц парных сравнений позволит получать только значимые результаты. Благодаря этой программе эксперт за ко-

нечное время сможет проанализировать огромное количество вариантов и остановиться на лучшем варианте.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Джонс, Дж. К. Методы проектирования / Дж. К. Джонс; пер. с англ. – М. : Мир, 1986. – 326 с.
2. Моисеева, Н. К. Основы теории и практики функционально-стоимостного анализа / Н. К. Моисеева, М. Г. Карпунин. – М. : Высш. шк., 1988. – 192 с.
3. Одрин, В. М. Метод морфологического анализа технических систем / В. М. Одрин. – М. : ВНИИПИ, 1989. – 312 с.
4. Саати, Т. Л. Принятие решений. Метод анализа иерархий / Т. Л. Саати. – М. : Радио и связь, 1989.
5. Шилин, А. Н. Морфологический синтез оптоэлектронных систем измерения размеров нагретых деталей / А. Н. Шилин, И. А. Шилина (И. А. Коптелова) // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – 2003. – № 3. – С. 51–61.

УДК 621.43

**В. Г. Кучеров, канд. техн. наук, Е. В. Шалыгина, сосикатель**  
**СПОСОБ АВТОМАТИЧЕСКОЙ РЕГУЛИРОВКИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ**  
**ПОДВИЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ**

**Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: rina57@mail.ru)

Проанализирована работа гидравлических устройств, выявлено влияние температуры жидкости на перемещение подвижных элементов и разработано устройство стабилизации перемещения, работоспособность которого подтверждена экспериментально.

*Ключевые слова:* гидравлические устройства, перемещение подвижных элементов, стабилизация перемещения.

The operation of the hydraulic device is analysed, influence of temperature of a liquid on mobile elements moving is revealed and the device of moving stabilization which serviceability is confirmed experimentally is developed.

*Keywords:* hydraulic devices, mobile elements moving, moving stabilization.

Как известно [1], при интенсивной работе гидравлических устройств жидкость внутри их нагревается, что сопровождается изменением ее свойств. В результате нагрева уменьшается коэффициент сопротивления гидравлического устройства. Расчеты показывают, что перемещение рабочих органов (например, штока) увеличивается при изменении температуры на 60–70 градусов примерно на 10–12 %.

В случаях, когда по габаритным или иным условиям не допускается существенное перемещение подвижных элементов гидравлических устройств, необходимо предусматривать конструктивные меры ограничения перемещений. Лучшими решениями будут те, которые обеспечивают автоматическое ограничение.

Силы сопротивления перемещению подвижных элементов гидравлических устройств зависят от типа отверстий истечения в каналах, по которым перетекает жидкость. Характер течения жидкости в быстродействующих механизмах, как правило, турбулентный. Представляется целесообразным увеличивать турбулентность потока жидкости при ее нагревании, чтобы компенсировать возникающее увеличение текучести. Если в канале перетекания жидкости смонтировать термобиметаллическую пластину, то при нагревании жидкости она будет изгибаться и вдвигаться в поток жидкости (рис. 1), при этом возникает дополнительное сопротивление  $\Delta W$  [2].

Для переноса экспериментальных данных на натурные объекты, вводят безразмерный коэффициент дополнительного сопротивления.

$$c_w = \frac{\Delta W}{qf}, \quad (1)$$

где  $f$  – лобовая площадь пластины;  $\bar{q}$  – среднее по высоте прогиба термобиметаллической пластины динамическое давление.

Давление определяется по формуле:

$$\bar{q} = \frac{1}{k} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot U^2 \int_0^k \left( \frac{y}{\delta} \right)^{\frac{2}{7}} dy = 0,39 \cdot \rho \cdot U^2 \cdot \left( \frac{k}{\delta} \right)^{\frac{2}{7}}, \quad (2)$$

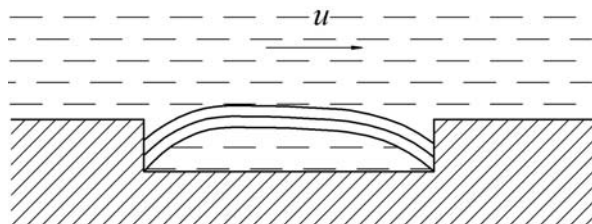


Рис. 1. Канал гидроустройства с термобиметаллической пластиной

где  $U$  – максимальная скорость потока;  $\rho$  – плотность жидкости;  $k$  – высота термобиметаллической пластины;  $\delta$  – толщина пограничного слоя.

Толщину пограничного слоя находим по формуле [2]:

$$\delta = \delta(x) = 0,37x \left( \frac{U \cdot x}{\nu} \right)^{\frac{1}{5}} = \frac{0,37x}{Re^{1/5}}, \quad (3)$$

где  $x$  – координата;  $\nu$  – вязкость жидкости;  $Re$  – число Рейнольдса.

Формулы (2) и (3) позволяют получить формулу для определения коэффициента дополнительного сопротивления для гладкой пластины, установленной в потоке жидкости:

$$c_w = \frac{\Delta W}{0,39 \cdot \rho \cdot U^2 \cdot f} \cdot \left( \frac{\delta(x)}{k} \right)^{2/7}. \quad (4)$$

Таким образом, указанные формулы позволяют решать задачу по стабилизации перемещения подвижных элементов гидравлических устройств в зависимости от температуры жидкости.

Для проверки возможности реализации такого терморегулятора была создана экспериментальная установка (рис. 2). Установка содержит емкость 1, наполняемую исследуемой рабочей жидкостью. Для поддержания заданной температуры проведения эксперимента в емкости 1 установлен нагревательный элемент 2, входящий в электрическую цепь, состоящую из электроконтактного термометра 3, термореле 4, выключателя 5 и электродвигателя смесителя 6. Для измерения температуры используется контрольный термометр 7. Чтобы обеспечить равномерность распределения температуры по всему объему испытуемой жидкости, применяется смеситель 8. Также экспериментальная установка содержит кран 9, насадок 10 с винтами, мерный резервуар 11 и секундомер 12.

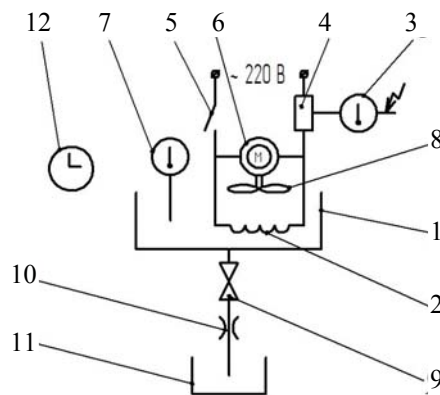


Рис. 2. Экспериментальная установка:

1 – емкость; 2 – нагревательный элемент; 3 – электроконтактный термометр; 4 – термореле; 5 – выключателя; 6 – электродвигатель смесителя; 7 – контрольный термометр; 8 – смеситель; 9 – кран; 10 – насадок; 11 – мерный резервуар; 12 – секундомер



Методика проведенных испытаний заключается в следующем.

В емкость 1 заливается рабочая жидкость. С помощью электроконтактного термометра 3 устанавливается температура, при которой будут проводиться замеры. После замыкания электроцепи и в результате срабатывания термореле 4, питание подается к нагревательному элементу 2 и электродвигателю смесителя 6, приводящего в движение смеситель 8 для перемешивания рабочей жидкости. Причем данная схема поддерживает заданную температуру жидкости. После нагрева и открытия крана 9 жидкость поступает в емкость 1 через насадок 10 с винтами в мерный резервуар 11. Измеряемый объем жидкости является постоянным в течение всего опыта и составляет 5 литров. Секундомером 12 определяется время истечения жидкости в заданном объеме.

Принятие времени в качестве величины, характеризующей изменение силы сопротивления при течении жидкости в канале, можно обосновать следующим: исходя из закона сохранения импульса  $\Phi \cdot t = m \cdot v$ , в котором  $\Phi$  – сила гидравлического сопротивления,  $m$  – масса жидкости,  $v$  – скорость жидкости,  $t$  – время истечения жидкости, видно, что с уменьшением силы гидравлического сопротивления, время истечения тоже уменьшится в том же соотношении. Поэтому можно исследовать время истечения через насадок и таким образом косвенно измерять изменение гидравлического сопротивления.

В представленной экспериментальной установке, моделями термобиметаллических пластин являются винты, выставленные в насадке (рис. 3) на разную величину вылета и имитируют прогиб пластин в реальном устройстве.

Исследования проводились в диапазоне изменения температуры жидкости в пределах  $T \in [20^\circ - 30^\circ\text{C}]$ .

При этом производились замеры времени истечения жидкости постоянного объема (5 литров) при разных прогибах термобиметаллических пластин.

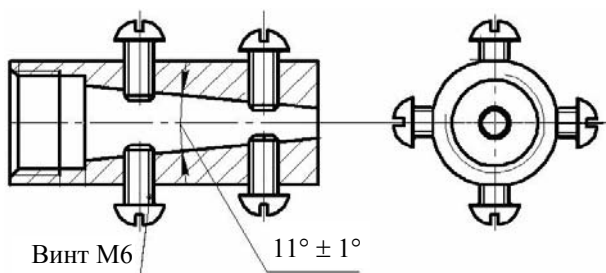


Рис. 3. Насадок с винтами

#### Зависимость времени $t$ истечения рабочей жидкости через насадок от величины $h$ вылета модели термобиметаллических пластин при разной температуре

Прогиб пластин $h$ , мм	Температура жидкости, °С						
	20	30	40	50	60	70	80
	Среднее время истечения жидкости $t$ , с						
0	73,84	72,89	73,16	74,20	72,20	74,09	74,34
0,8	75,08	74,16	73,44	74,87	73,97	74,87	74,93
1,6	95,29	92,19	90,96	91,28	91,02	91,13	89,91
2,4	102,21	102,36	100,25	100,49	100,2	99,30	100,29
3,2	105,83	103,88	101,80	101,38	100,25	100,95	102,42

В результате проведения эксперимента получена серия замеров времени истечения при разных температурах рабочей жидкости и при разных прогибах термобиметаллических пластин (см. таблицу).

По экспериментальным данным построен график, представленный на рис. 4.

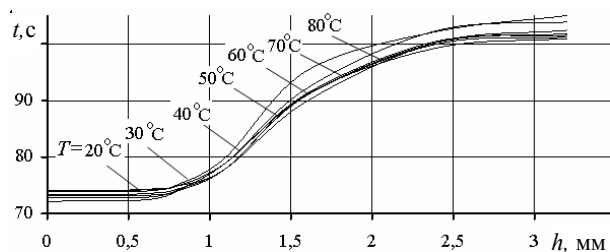


Рис. 4. Зависимость времени  $t$  истечения рабочей жидкости через насадок от величины  $h$  вылета модели термобиметаллических пластин при разной температуре

Из графика (рис. 4), видно, что при прогибе (величине вылета) модели термобиметаллических пластин от 0–0,8 мм время истечения жидкости практически не меняется, так как пластина не выходит за пределы пограничного слоя, а, следовательно, не создает дополнительного сопротивления на пути движения жидкости.

Далее при значениях прогиба термобиметаллической пластины более 0,8 мм время истечения жидкости резко возрастает, а это означает, что прогиб пластины стал больше толщины пограничного слоя, в результате чего, сопротивление движению жидкости увеличилось.

Таким образом, экспериментом показана возможность автоматической стабилизации величины перемещения подвижных элементов гидравлических устройств за счет введения в поток жидкости термобиметаллических пластин.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Толочков, А. А. Теория лафетов / А. А. Толочков. – М. : Оборонгиз, 1960. – 346 с.
2. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М. : Наука, 1974. – 711 с.

УДК 697.3 + 658.264

*А. М. Ларцев, канд. техн. наук, А. В. Курапин, канд. техн. наук***РЕЗУЛЬТАТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБСЛЕДОВАНИЯ  
ВОЛГОГРАДСКОЙ КОНДИТЕРСКОЙ ФАБРИКИ****Волгоградский государственный технический университет**(e-mail: [rces@vstu.ru](mailto:rces@vstu.ru))

Приведены результаты энергетического обследования Волгоградской кондитерской фабрики в части теплотребления. Показан тепловой баланс предприятия, отмечены замечания по работе системы теплотребления и по непроизводительным расходам тепловой энергии в процессе эксплуатации. Приведены рекомендуемые мероприятия по снижению непроизводительных расходов топлива и теплоты при эксплуатации систем теплотребления предприятия.

*Ключевые слова:* энергоэффективность, энергосбережение, теплоснабжение, отопление, тепловой баланс, тепловые потери.

In this article are brought results of the energy examination of the Volgograd confectionery factory in a part of heat providing. It is shown heat balance of the enterprise, noted remarks on operation the system of heat providing and on wasteful expenses of the heat energy in process of the usages. The advisable actions are brought on reduction of the wasteful expenses fuel and heats at usages of the systems of enterprise heat providing.

*Keywords:* energy efficiency, energy economy, heat supply, heating, heat balance, heat loss.

Вопросы энергоэффективности и энергосбережения в любых экономических условиях имеют огромное значение. Важным инструментом повышения энергоэффективности экономики региона являются энергетические обследования промышленных предприятий. В процессе энергообследований оценивается техническое состояние энергосистемы предприятия, выявляются резервы экономии топливно-энергетических ресурсов, предлагаются организационно-технические мероприятия по энергосбережению, а также составляется энергетический паспорт предприятия.

В 2008 году специалистами Регионального центра энергосбережения Волгоградского государственного технического университета было проведено энергетическое обследование Волгоградской кондитерской фабрики ЗАО «Конфил». Вниманию читателей предлагаются результаты этого энергообследования в части потребления тепловой энергии.

Источником теплоты на предприятии является собственная котельная с двумя паровыми котлами ДКВР 10/13, работающими на природном газе. Сторонних потребителей теплоты нет. Теплоноситель – насыщенный пар с давлением 0,8...0,9 МПа и температурой 175...178 °С. В постоянной работе находится один котел. Максимальный расход пара по показаниям приборов учета составляет 12 т/ч в летнее время и 16 т/ч в зимнее время. В течение суток выработка пара неравномерная и зависит от работы технологического оборудования.

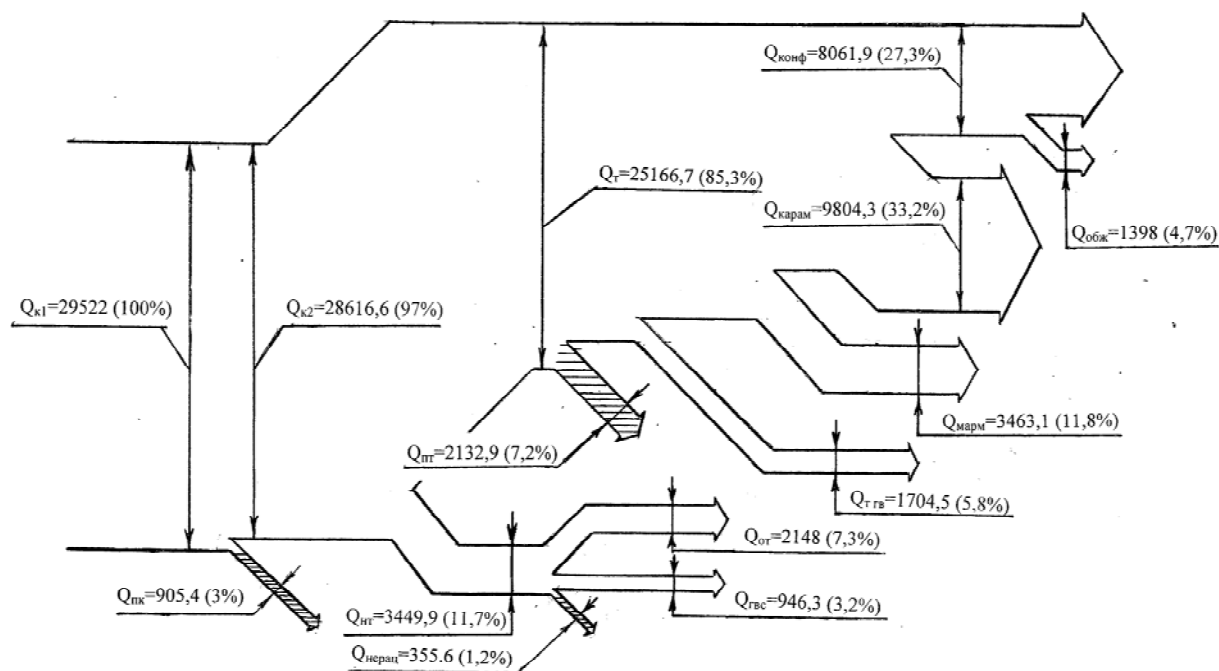
Пар на предприятии используется на технологические нужды и для приготовления тепло-

фикационной (температурный график 90–70 °С) и горячей воды. Вода на теплообменник горячего водоснабжения в котельной подается из оборотной системы технологического оборудования. Тепло- и пароконденсатопроводы диаметром 40...100 мм в двухтрубном исполнении проложены по внутренним стенам цехов на кронштейнах, межцеховые трубопроводы проложены, в основном, воздушно на высоких опорах.

Конденсат после технологического оборудования в цехах и пароводяных подогревателей котельной и теплового пункта столовой через конденсатоотводчики самотеком поступает на гребенку сбора конденсата в котельной. После контроля качества конденсата из цехов в зависимости от степени загрязненности конденсат подается или в конденсатный бак котельной и далее через деаэратор снова в котел, или сливается через выпарной бак в канализацию.

Часть конденсата карамельного цеха собирается в отдельный конденсатный бак, находящийся в этом цехе, откуда насосом перекачивается в котельную. Так как на общую гребенку сбора конденсата в котельной по другим линиям подается в основном пароконденсатная смесь, то из-за опасности гидроудара конденсат из указанного бака не может подаваться на общую гребенку, и поэтому полностью сливается в канализацию.

Отработанная пароконденсатная смесь после печи обжарки какао-бобов в конфетном цехе имеет давление до 0,35 МПа и температуру до 123 °С. Поэтому часть отработанной пароконденсатной смеси после этой печи поступает на пароводяные подогреватели ГВС в котель-



Баланс потребления тепловой энергии по фабрике КОНФИЛ за 2007 год (Гкал)

$Q_{к1}$  – теплота, поступившая от котельной;  $Q_{пк}$  – потери теплоты в котельной;  $Q_{к2}$  – теплота, поступившая от котельной за вычетом потерь;  $Q_{нр}$  – затраты теплоты на нетехнологическое использование;  $Q_{от}$  – затраты теплоты на отопление;  $Q_{гвс}$  – затраты теплоты на ГВС;  $Q_{нераци}$  – нерациональные потери теплоты при нетехнологическом использовании;  $Q_t$  – затраты теплоты на технологическое использование;  $Q_{пт}$  – потери теплоты при технологическом использовании;  $Q_{тв}$  – технологическое использование теплоты в виде горячей воды (в конф. цехе);  $Q_{марм}$  – технологическое использование теплоты в виде пара в мармеладном цехе;  $Q_{карм}$  – то же в карамельном цехе;  $Q_{конф}$  – то же в конфетном цехе;  $Q_{обж}$  – то же в обжарочной печи конфетного цеха

ной и на подогрев водопроводной воды до натрий-катионовых фильтров котельной. Другая часть смеси поступает в конденсатный бак.

Учет тепловой энергии, вырабатываемой котельной, осуществляется автоматизированной информационно-измерительной системой и ведется по общей выработке пара каждым из котлов, а также по 4 линиям подачи пара: по линии 1 в конфетный цех на печь обжарки какао-бобов, по линии 2 в конфетный цех на тепловой пункт и технологическое оборудование, по линии в карамельный цех и по линии в мармеладный цех.

Теплопотребляющее технологическое оборудование в цехах можно разделить на две группы: 1) основное стандартное оборудование заводского изготовления и 2) вспомогательное нестандартное оборудование собственного изготовления. В первую группу входят варочные колонки, вакуум-аппараты, темперирующие сборники СТ-500...СТ-2000, темперирующие машины ТМ-100...ТМ-3000, сироповарочная станция. Ко второй группе относятся различные температурные шкафы, столы, ванны, жиротопки.

По результатам проведения расчетов тепловых нагрузок на отопление и горячее водоснабжение (нетехнологическое использование) и на технологическое использование определен

тепловой баланс предприятия с выделением потерь, который представлен в виде диаграммы Сенкея на рисунке.

Основные замечания по работе системы теплопотребления и по непроизводительным расходам тепловой энергии в процессе эксплуатации заключаются в следующем.

1. Отсутствуют приборы технического учета следующих параметров:

- расхода горячей воды в тепловых пунктах и у потребителей во всех подразделениях;
- возврата конденсата от всех подразделений;
- расхода воды на подпитку деаэратора.

2. Существующая информационно-измерительная система учета расхода пара из котлов по четырем линиям работает нестабильно, со сбоями и выдает неверные значения.

3. При значительном снижении тепловой нагрузки по цехам (например остановка цеха на ремонт или реконструкцию) существующие котлы работают с очень низкими нагрузками, не соответствующими их мощности, что ведет к увеличению потерь.

4. Отсутствует дополнительный конденсатный бак в котельной для сбора конденсата из карамельного цеха и контроля его качества.

5. Все паропотребляющее оборудование питается паром от котельной по 4 линиям без раз-



деления потребителей по группам требуемого давления. Это приводит к тому, что для питания оборудования паром с низким давлением необходимо его редуцировать, что влечет дополнительные потери.

6. На большинстве паропотребляющего оборудования отсутствуют эффективные конденсатоотводчики. Кроме того, подавляющее большинство установленных конденсатоотводчиков неисправны и имеют пролет пара.

7. На большинстве имеющихся конденсатоотводчиков нет обводных линий, что не позволяет при выходе их из строя осуществлять ремонт без полной остановки оборудования. Это является одной из причин того, что неисправные конденсатоотводчики остаются без ремонта или замены.

8. Регулирование расхода пара на вспомогательных нестандартных установках осуществляется вручную по мере необходимости. Эффективность данного способа крайне низка. Например, в обогревных шкафах температура регламентируется порядка 40 °С, но в действительности по штатным приборам зафиксирован разброс температуры от 37,5 до 46,8 °С. Также на арматуре, установленной на выходе практически всех потребителей, включая встречающиеся конденсатоотводчики, зафиксирован достаточно высокий уровень вибрации, что говорит о наличии пролетного пара. Кроме того, обвязка некоторых потребителей выполнена с нарушениями (резкие подъемы по ходу движения паро-конденсатной смеси), что может вызывать гидроудары.

Для снижения непроизводительных расходов топлива и теплоты при эксплуатации систем теплоснабжения, а также для налаживания учета тепловой энергии и воды на предприятии рекомендуются нижеперечисленные мероприятия.

Низкозатратные мероприятия:

1. В котельной установить дополнительный конденсатный бак для сбора конденсата из карамельного цеха и контроля его качества.

2. Нанести теплоизоляцию на неизолированные трубопроводы горячей воды, конденсата и пара в котельной.

Нерациональные теплопотери на указанных неизолированных участках  $\Delta Q$  ( $Q_{\text{нерац}}$ ) составляют 355,6 Гкал/год. Подсчитаем количество газа, соответствующее этим теплопотерям по формуле:

$$\Delta G_r = \frac{\Delta Q}{\eta_k \cdot H_{\text{ит}}} \text{ (м}^3\text{/год),}$$

где  $\eta_k$  – КПД котла;  $H_{\text{ит}}$  – теплота сгорания газа, Гкал/м<sup>3</sup>;  $H_{\text{ит}} = 0,008$ .

При среднем КПД котла  $\eta_k$ , равном 85 %,  $\Delta G_r$  составит 52,3 тыс. м<sup>3</sup>.

3. Наладить правильную и четкую работу существующих расходомеров пара, поданного в мармеладный и карамельный цеха, и на линии 1 и 2 конфетного цеха.

Среднезатратные мероприятия

Установить приборы учета энергоресурсов:

- расходомеры горячей воды на подающих трубопроводах по подразделениям от раздаточной гребенки в котельной и в тепловом пункте столовой;

- расходомеры возврата конденсата из цехов;
- расходомер воды на подпитку деаэратора;
- расходомер пара, проходящего через теплообменник конфетного цеха.

Высокозатратные мероприятия:

1. Установить дополнительно к существующим газовым котлам в котельной (ДКВР-10) 2 менее мощных котла для более гибкой работы при уменьшении нагрузки по цехам, вплоть до полной остановки некоторых цехов на ремонт или реконструкцию. Производительность котлов должна подбираться в соответствии с расчетными нагрузками. По предварительным оценкам на основе анализа расчетных нагрузок, а также на основе анализа типоразмеров выпускаемых котлов производительность двух новых котлов должна составлять 2,5 и 4,0 т/ч.

Из выпускаемых типоразмеров паровых котлов для указанной цели можно рекомендовать котлы марки ДСЕ 2,5-14Г и ДСЕ 4,0-14Г, выпускаемые ОАО «Бийский котельный завод». Их параметры приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры рекомендуемых паровых котлов

Типоразмер котла ГОСТ/БиКЗ	Вид топлива	Номинальные параметры				
		Паропроизводительность, т/ч	Рабочее давление пара, МПа	Температура пара, °С	Расчетный КПД	Расход топлива, м <sup>3</sup> /ч
Е-2,5-14Г/ ДСЕ-2,5-14Г	Природный газ низкого давления	2,5	1,3	Насыщ. 194	90	200
Е-4,0-14Г/ ДСЕ-4,0-14Г	Природный газ низкого давления	4,0	1,3	Насыщ. 194	91	276

Чтобы определить экономию от данного мероприятия, определим, какое количество газа потребуется для работы с нагрузкой 2,5 т/ч для котла ДСЕ-2,5-14Г и 4 т/ч для котла ДСЕ-4,0-14Г по сравнению с работой на этих же нагрузках котла ДКВР-10.

Расходы газа определим по формуле

$$G_{\Gamma} = \frac{g_{\text{п}} \cdot T \cdot h_{\text{п}}}{\eta_{\text{к}} \cdot H_{\text{ит}}}, \text{ м}^3/\text{год},$$

где  $\eta_{\text{к}}$  – КПД котла при соответствующей нагрузке;  $H_{\text{ит}}$  – теплота сгорания газа, Гкал/м<sup>3</sup>;  $H_{\text{ит}} = 0,008$ ;  $g_{\text{п}}$  – часовые расходы пара, т/ч;  $T$  – годовая продолжительность рабочего времени, ч;  $h_{\text{п}}$  – удельная энтальпия пара, Гкал/т;  $h_{\text{п}} = 0,661$  при давлении насыщенного пара 0,8 МПа.

Приняв КПД котла ДКВР-10 при нагрузке 2,5 т/ч, равным 60 %, и при нагрузке 4 т/ч, равным 75 %, время работы  $T$  равным 900 ч (3 мес. в год), получим результаты, приведенные в табл. 2.

2. Необходимо проанализировать возможность использования пара, отработавшего в аппаратах с высоким давлением на входе в аппаратах, требующих низкое давление пара путем подсушивания пара в дросселирующих устройствах.

Таблица 2

Сравнение работы котлов ДКВР-10, ДСЕ-2,5-14Г, ДСЕ-4,0-14Г

Котел	Нагрузка, т/ч	Расход газа за период, тыс. м <sup>3</sup> /год	Экономия по сравнению с ДКВР-10, тыс. м <sup>3</sup> /год
ДКВР-10	2,5	309,8	
ДСЕ-2,5-14Г	2,5	206,6	103,2
ДКВР-10	4	396,6	
ДСЕ-4,0-14Г	4	326,9	69,7

УДК 621.436

*В. А. Марков, д-р техн. наук, С. Н. Деянин, д-р техн. наук, А. Ю. Шустер, аспирант*

### РАБОТА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ НА СМЕСЯХ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПОДСОЛНЕЧНОГО МАСЛА

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

(e-mail: [markov@power.bmstu.ru](mailto:markov@power.bmstu.ru))

Проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С на смесях дизельного топлива и подсолнечного масла различного состава. Показана возможность улучшения показателей токсичности отработавших газов при использовании этих смесей в качестве топлива для автомобильных дизелей.

*Ключевые слова:* дизель, дизельное топливо, подсолнечное масло, смесевое топливо.

Experimental work on D-245.12C diesel engine fueled with mixture of sunflower oil and diesel fuel of different percentage has been carried out. Possibility of exhaust toxicity characteristics improvement by using these mixtures as a fuel for automobile diesel engines is demonstrated.

*Keywords:* diesel, diesel fuel, sunflower oil, fuel with mixtures.

Например, пароконденсатную смесь после обжарочной печи конфетного цеха, имеющую давление до 0,35 МПа, можно пропустить через дросселирующие устройства. Это приведет к снижению давления смеси и повышению степени сухости пара. После дросселирующих устройств пар можно направлять группам потребителей с низким давлением.

3. На паропотребляющем оборудовании без конденсатоотводчиков необходимо поставить конденсатоотводчики с обводными линиями для конденсата. Это особенно актуально для обжарочной печи в конфетном цехе.

На паропотребляющем оборудовании с существующими конденсатоотводчиками необходимо проверить их работоспособность и установить обводные конденсатные линии для ремонта конденсатоотводчиков.

В результате реализации мероприятий, указанных в пунктах 2 и 3, могут быть снижены потери теплоты при технологическом использовании пара  $Q_{\text{пт}}$ , которые составляют 2132,9 Гкал. Подсчитаем количество газа, соответствующее этим теплопотерям по формуле

$$\Delta G_{\Gamma} = \frac{Q_{\text{пт}}}{\eta_{\text{к}} \cdot H_{\text{ит}}}, \text{ м}^3/\text{год}.$$

При среднем КПД котельной  $\eta_{\text{к}}$ , равном 85 %,  $\Delta G_{\Gamma}$  составит 313,7 тыс. м<sup>3</sup>.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Правила проведения энергетических обследований: утвержд. 25.03.98 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.minprom.gov.ru>.

2. Рекомендации по проведению энергетических обследований (энергоаудита): утвержд. приказом Минпромэнерго РФ № 141 от 04.07.06. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.minprom.gov.ru>.

3. Фокин, В. М. Основы энергосбережения и энергоаудита / В. М. Фокин. – М. : Машиностроение-1, 2006. – 256 с.

В качестве сырьевой базы для получения моторных топлив привлекательным представляется использование возобновляемых сырьевых ресурсов – биомассы, древесины, сельскохозяйственных отходов и др. При использовании топлив растительного происхождения появляется возможность решения проблемы снижения выбросов в атмосферу углекислого газа, относящегося к группе «парниковых газов». К наиболее перспективным топливам, получаемым из возобновляемых сырьевых ресурсов, относятся растительные масла – подсолнечное, рапсовое, соевое и другие [1–3].

Одним из важных аспектов применения растительных масел в качестве топлив для дизелей является возможность утилизации низкокачественных технических масел, полученных путем экстрагирования маслосемян или предварительно отжатого жмыха бензином, гексаном или другими экстрагентами, а также загрязненных и просроченных растительных масел. Сырьем для производства моторных топлив могут служить фритюрные масла, являющиеся отходами пищевой промышленности и объектов общественного питания [4,5]. В Японии ежегодные отходы фритюрных растительных масел составляют 400–600 тыс. тонн [6]. В Англии ежегодно образуется около 70 тыс. тонн отслужившего в кухнях масла, которое может быть переработано в биодизельное топливо.

В условиях Российской Федерации привлекательным представляется использование в качестве топлива для ДВС подсолнечного масла (ПМ). Это обусловлено тем, что в России это масло традиционно является наиболее распространенным растительным маслом: объем его производства составляет около 70 % от общего объема производства растительных масел. Подсолнечное масло может быть использовано в качестве топлива для дизелей в «чистом» виде или смеси с дизельным топливом (ДТ). Из ПМ получают метиловый эфир, который применяется как самостоятельное топливо или как биодобавка к ДТ. Возможны и другие пути использования этого биотоплива. Но наиболее простым способом применения этого масла представляется работа дизеля на смесях ДТ и ПМ. Эти два компонента хорошо смешиваются в любых пропорциях, образуя стабильные смеси. Подбором состава этих смесей можно обеспе-

чить их физико-химические свойства, близкие к свойствам стандартного ДТ.

По своей химической структуре ПМ представляет собой смесь глицеридов жирных кислот. Жирнокислотный состав ПМ включает как ненасыщенные жирные кислоты (линолевая, олеиновая, линоленовая кислоты), так и насыщенные кислоты (пальмитиновая, стеариновая, арахидовая, миристиновая кислоты). Особенностью ПМ является наличие в его составе достаточно большого количества кислорода (около 9 %). Это приводит к некоторому снижению его теплоты сгорания. Так, низшая теплота сгорания ПМ составляет 36–37 мДж/кг против 42–43 мДж/кг у ДТ, практически не содержащего кислорода. Но присутствие в ПМ кислорода значительно улучшает экологические свойства этих топлив. ПМ практически не содержит серу (в ДТ содержание серы достигает 0,2 % по массе). Это позволяет значительно снизить выбросы в атмосферу оксиды серы, образующиеся в камере сгорания (КС) дизеля.

ПМ отличается повышенной коксуемостью (до 0,2 % у ДТ и до 0,5 % у ПМ). Это может привести к отложениям кокса на деталях КС и распылителях форсунок. Однако при использовании смесей ДТ с небольшим содержанием ПМ, как правило, удается обеспечить требуемую коксуемость топлива (до 0,2 % как у ДТ). Некоторые физико-химические свойства ДТ и ПМ, а также их смесей в различных пропорциях представлены в табл. 1.

Для оценки возможности использования смесей ДТ и ПМ в качестве моторного топлива проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) малотоннажных грузовых автомобилей ЗиЛ-5301 «Бычок». В этом дизеле с полуразделенной КС типа ЦНИДИ, организовано объемно-плёночное смесеобразование. Исследования проводились на моторном стенде АМО «ЗиЛ». Полученные при экспериментальных исследованиях показатели дизеля Д-245.12С представлены на рис. 1–3 и в табл. 2.

Приведенные на рис. 1 данные о часовом расходе топлива  $G_t$ , крутящем моменте  $M_e$  и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha$  свидетельствуют о том, что изменение содержания ПМ в смесевом топливе  $C_{ПМ}$  от 0 до 20 % не оказывает заметного влияния на эти показатели работы дизеля.

Физико-химические свойства исследуемых топлив

Физико-химические свойства	Топлива					
	ДТ	ПМ	95 % ДТ + 5 % ПМ	90 % ДТ + 10 % ПМ	80 % ДТ + 20 % ПМ	
Плотность при 20 °С, кг/м <sup>3</sup>	830	923	834,7	839,3	848,6	
Вязкость кинематическая, мм <sup>2</sup> /с при:						
	20 °С	3,8	72,0	5,0	6,0	8,0
	40 °С	2,4	31,0	–	–	–
100 °С	1,0	8,0	–	–	–	
Коэффициент поверхностного натяжения $\sigma$ при 20 °С, мН/м	27,1	33,0	–	–	–	
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42500	37300	41500	40400	39400	
Цетановое число	45	33	–	–	–	
Температура самовоспламенения, °С	250	320	–	–	–	
Температура помутнения, °С	–25	–7	–	–	–	
Температура застывания, °С	–35	–18	–	–	–	
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,31	13,01	14,24	14,18	14,05	
Содержание, % по массе:						
	С	87,0	78,3	86,56	86,13	85,26
	Н	12,6	12,8	12,61	12,62	12,64
О	0,4	8,9	0,83	1,25	2,10	
Общее содержание серы, % по массе	0,2	–	–	–	–	
Коксуемость 10 %-ного остатка, % по массе	0,2	0,5	–	–	–	

Примечание: «–» – свойства не определялись; для смеси ДТ и ПМ указано объемное процентное содержание компонентов.

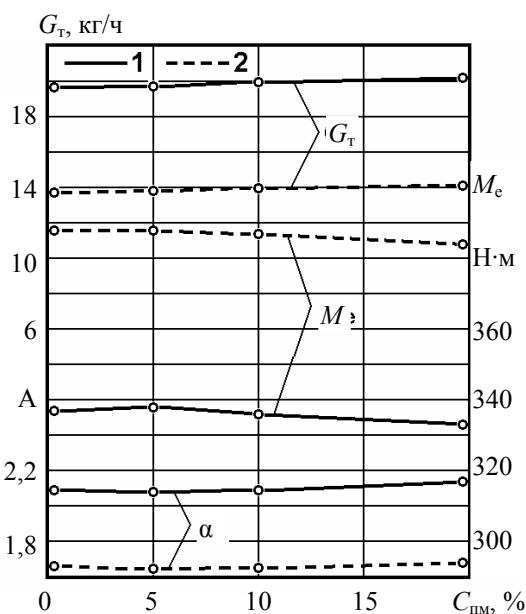


Рис. 1. Зависимость часового расхода топлива  $G_T$ , эффективного крутящего момента  $M_e$  и коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  от содержания подсолнечного масла  $C_{ПМ}$  в смесевом биотопливе на режимах внешней скоростной характеристики: 1 – на режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 – на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$

В указанном диапазоне изменение содержания ПМ в смесевом биотопливе  $C_{ПМ}$  отмечено увеличение удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , составившее на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента  $\Delta g_e = 8,5\text{--}9,4 \text{ г/(кВт·ч)}$ , см. рис. 2. Это вызвано меньшей теплотворной способностью исследуемых смесевых топлив по сравнению с ДТ. Однако при этом эффективный КПД дизеля  $\eta_e$  изменяется незначительно: на режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  он увеличился с 0,343 до 0,357, а на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$  – с 0,381 до 0,395.

В рассматриваемом диапазоне изменение содержания ПМ в смесевом топливе  $C_{ПМ}$  отмечено значительное снижение дымности ОГ  $K_x$ , составившее на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента  $\Delta K_x = 3,5\text{--}6,0 \%$  по шкале Хартриджа, см. рис. 2.

Значения удельных массовых выбросов токсичных компонентов  $e_{NO_x}$ ,  $e_{CO}$ ,  $e_{CH_x}$ , представленные на рис. 3 и в табл. 2, подтверждают зави-

симось экологических показателей исследуемого дизеля от состава смеси ДТ и ПМ. При увеличении содержания ПМ в смесевом топливе  $C_{ПМ}$  с 0

до 20 % выброс наиболее значимых токсичных компонентов ОГ дизелей – оксидов азота  $e_{NOx}$  снизился с 6,630 до 6,078 г/(кВт·ч), т. е. на 8,3 %.

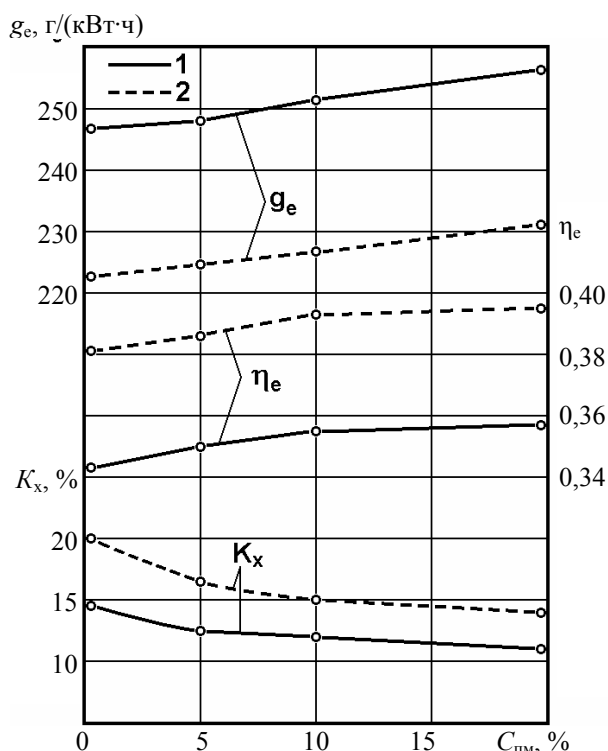


Рис. 2. Зависимость удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , эффективного КПД двигателя  $\eta_e$  и дымности ОГ  $K_x$  от содержания подсолнечного масла  $C_{ПМ}$  в смесевом биотопливе на режимах внешней скоростной характеристики: 1 – на режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 – на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$

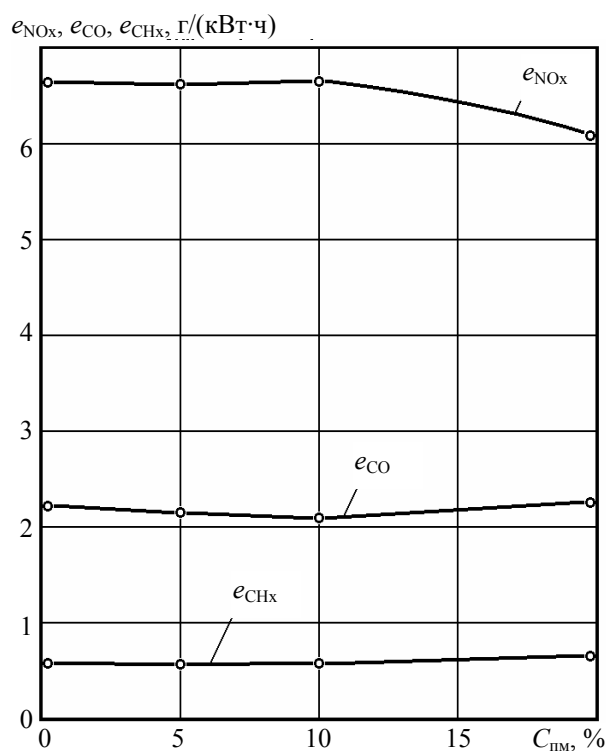


Рис. 3. Зависимость удельных массовых выбросов оксидов азота  $e_{NOx}$ , монооксида углерода  $e_{CO}$  и углеводородов  $e_{CHx}$  от содержания подсолнечного масла  $C_{ПМ}$  в смесевом биотопливе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла

Таблица 2

Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на различных топливах

Показатели дизеля	Объемная концентрация подсолнечного масла в смесевом топливе, %			
	0	5	10	20
Удельный эффективный расход топлива на режиме максимальной мощности, $g_e^{N_{max}}, \text{ г/(кВт·ч)}$	246,8	248,1	251,3	256,2
Эффективный КПД дизеля на режиме максимальной мощности, $\eta_e^{N_{max}}$	0,343	0,350	0,355	0,357
Удельный эффективный расход топлива на режиме максимального крутящего момента, $g_e^{M_{max}}, \text{ г/(кВт·ч)}$	222,6	224,6	226,9	231,1
Эффективный КПД дизеля на режиме максимального крутящего момента, $\eta_e^{M_{max}}$	0,381	0,386	0,393	0,395
Дымность ОГ на режиме максимальной мощности, $K_x^{N_{max}}, \%$	14,5	12,5	12,0	11,0
Дымность ОГ на режиме максимального крутящего момента, $K_x^{M_{max}}, \%$	20,0	16,5	15,0	14,0
Интегральный удельный выброс оксидов азота, $e_{NOx}, \text{ г/(кВт·ч)}$	6,630	6,626	6,649	6,078
Интегральный удельный выброс монооксида углерода, $e_{CO}, \text{ г/(кВт·ч)}$	2,210	2,146	2,091	2,257
Интегральный удельный выброс углеводородов, $e_{CHx}, \text{ г/(кВт·ч)}$	0,580	0,563	0,580	0,647

При увеличении  $C_{ПМ}$  выброс монооксида азота  $e_{CO}$  остался практически неизменным – он возрос с 2,210 до 2,257 г/(кВт·ч), т. е. на 2,1 %. Однако, его минимум  $e_{CO} = 2,091$  г/(кВт·ч) отмечен при  $C_{ПМ} = 10$  %. Но следует отметить, что указанные изменения  $e_{CO}$  соизмеримы с точностью определения содержания этого токсичного компонента в ОГ. В исследуемом диапазоне изменения  $C_{ПМ}$  отмечен рост эмиссии только несгоревших углеводов. Их выброс  $e_{CH_x}$  возрос с 0,580 до 0,647 г/(кВт·ч), т. е. на 11,5 %. Такое увеличение  $e_{CH_x}$  вызвано увеличением длины струй распыливаемого смесевого топлива, обусловленным его большей плотностью, увеличением количества топлива, попадающего на стенки КС и, следовательно, доли пленочного смесеобразования. Снижение  $e_{CH_x}$  может быть достигнуто путем совершенствования проточной части распылителей форсунок, согласования длины струй топлива с формой КС дизеля.

Таким образом, использование ПМ в качестве топлива для дизелей позволяет не только обеспечить частичное замещение нефтяных мо-

торных топлив на топлива, получаемые из возобновляемых источников энергии, и утилизацию растительных масел, не пригодных к пищевому использованию, но и улучшить показатели токсичности ОГ дизеля.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Работа дизелей на нетрадиционных топливах: учеб. пособие / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов [и др.]. – М. : Легион-Автодата, 2008. – 464 с.
2. Лютко, В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Лютко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. – М. : Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
3. Девянин, С. Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. – М. : Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. – 340 с.
4. Neue Technik: Fette werden zu «Biodiesel» // Brennstoffspiegel. – 2002. – № 10. – S. 4.
5. Sendari A., Fragioudakis K., Kalligeros S. et al. Impact of Using Biodiesels of Different Origin and Additives on the Performance of a Stationary Diesel Engine // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2000. – Vol. 122. – № 4. – P. 624–631.
6. Hamasaki K., Tajima H., Takasaki K. et al. Utilization of Waste Vegetable Oil Methyl Ester for Diesel Fuel // SAE Technical Paper Series. – 2001. – № 2001-01-2021. – P. 1–6.

УДК 621.436

*В. А. Марков, д-р техн. наук, Е. Ф. Поздняков, соискатель*

### ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО ВКЛЮЧЕННЫМИ КОРРЕКТИРУЮЩИМИ ЗВЕНЬЯМИ ДЛЯ ДИЗЕЛЯ

Московский государственный технический университет  
им. Н.Э. Баумана

(e-mail: [markov@power.bmstu.ru](mailto:markov@power.bmstu.ru))

Разработана математическая модель системы автоматического регулирования частоты вращения дизельного двигателя дизель-генераторной установки, оснащенной регулятором с последовательно соединенными корректирующими звеньями. Проведены расчетные исследования переходных процессов в дизеле типа 6 ЧН 15/18 с таким регулятором и оптимизация его параметров.

*Ключевые слова:* дизель, дизель-генераторная установка, регулятор частоты вращения, последовательные корректирующие звенья

A simulation model for diesel engine rotational frequency automatic control system has been designed. A diesel engine powers an electric generator equipped with a motor controller with series-connected compensating elements. Transient analysis and parametric optimization of the diesel engine 6 ChN 15/18 provided with such a motor controller have been conducted.

*Keywords:* diesel, electric generator, motor controller, series-connected compensating elements.

Наиболее жесткие требования к постоянству частоты вращения дизеля, предъявляются в электроагрегатах, вырабатывающих переменный электрический ток. Для поддержания скоростного режима работы дизеля дизель-генераторной установки (ДГУ) с высокой точностью независимо от изменения нагрузки, двигателя оснащаются системами автоматиче-

ского регулирования (САР) частоты вращения, обычно реализующими пропорционально-дифференциально-интегральный (ПИД) закон регулирования [1,2]. Но и наличие такой системы не всегда обеспечивает необходимые показатели двигателя. Это, в первую очередь, относится к ДГУ специального назначения, в которых к показателям качества процесса регулиро-

вания предъявляются требования более жесткие, чем в САР первого класса точности в соответствии с ГОСТ 10511–83 [3].

Оценка показателей дизеля ДГУ в переходных процессах наброса и сброса нагрузки проведена с использованием разработанной линейной математической модели САР комбинированного двигателя, включающая линейные дифференциальные уравнения наиболее значимых элементов комбинированного двигателя – его поршневой части, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов [4]. Эти уравнения имеют вид:

собственно двигатель (его поршневая часть)

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = k_{d1}\kappa + k_{d2}\rho - k_{d3}\alpha_d, \quad (1)$$

турбокомпрессор

$$T_t \frac{d\varphi_t}{dt} + \varphi_t = k_{t1}\zeta + k_{t2}\kappa - k_{t3}\rho, \quad (2)$$

впускной трубопровод

$$T_b \frac{d\rho}{dt} + \rho = k_{b1}\varphi_t - k_{b2}\varphi, \quad (3)$$

выпускной трубопровод

$$T_r \frac{d\zeta}{dt} + \zeta = k_{r1}\varphi + k_{r2}\rho - k_{r3}\kappa, \quad (4)$$

где  $\varphi = \Delta\omega_d/\omega_{до}$  – относительное изменение частоты вращения коленчатого вала дизеля  $\omega_d$ ;  $\varphi_t = \Delta\omega_t/\omega_{то}$  – относительное изменение частоты вращения ротора турбокомпрессора  $\omega_t$ ;  $\rho = \Delta p_\kappa/p_{к0}$  – относительное изменение давления наддувочного воздуха после компрессора  $p_\kappa$ ;  $\zeta = \Delta p_r/p_{r0}$  – относительное изменение давления отработавших газов (ОГ) перед турбиной  $p_r$ ;  $\kappa = \Delta h_p/h_{p0}$  – относительное изменение положения дозирующей рейки ТНВД  $h_p$ ;  $\alpha_d = \Delta N/N_0$  – относительное изменение настройки потребителя  $N$ ;  $T_d, T_t, T_b, T_r$  – постоянные времени собственно двигателя, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов соответственно;  $k_{d1}, k_{d2}, k_{d3}, k_{t1}, k_{t2}, k_{t3}, k_{b1}, k_{b2}, k_{r1}, k_{r2}, k_{r3}$  – коэффициенты усиления элементов двигателя по соответствующим воздействиям.

После преобразования уравнений (1)...(4) по Лапласу и преобразований получены передаточные функции элементов комбинированного двигателя в следующем виде:

передаточные функции двигателя по воздействиям  $\kappa, \rho$  и  $\alpha_d$ :

$$W_d^\kappa(p) = \frac{k_{d1}}{T_d p + 1}, \quad W_d^\rho(p) = \frac{k_{d2}}{T_d p + 1},$$

$$W_d^{\alpha_d}(p) = \frac{k_{d3}}{T_d p + 1}; \quad (5)$$

передаточные функции турбокомпрессора по воздействиям  $\zeta, \kappa$  и  $\rho$ :

$$W_t^\zeta(p) = \frac{k_{t1}}{T_t p + 1}, \quad W_t^\kappa(p) = \frac{k_{t2}}{T_t p + 1},$$

$$W_t^\rho(p) = \frac{k_{t3}}{T_t p + 1}; \quad (6)$$

передаточные функции впускного трубопровода по воздействиям  $\varphi_t$  и  $\varphi$ :

$$W_b^{\varphi_t}(p) = \frac{k_{b1}}{T_b p + 1}; \quad W_b^\varphi(p) = \frac{k_{b2}}{T_b p + 1}; \quad (7)$$

передаточные функции выпускного трубопровода по воздействиям  $\varphi, \rho, \kappa$ :

$$W_r^\varphi(p) = \frac{k_{r1}}{T_r p + 1}, \quad W_r^\rho(p) = \frac{k_{r2}}{T_r p + 1},$$

$$W_r^\kappa(p) = \frac{k_{r3}}{T_r p + 1}; \quad (8)$$

где  $p$  – оператор Лапласа.

Значения коэффициентов передаточных функций (5)...(8), определенные по статическим характеристикам дизеля типа 6 ЧН 15/18 для номинального режима при числе оборотов коленчатого вала  $n=1500$  мин<sup>-1</sup>, оказались равными:  $T_d=0,925$  с,  $k_{d1}=0,662$ ,  $k_{d2}=0,144$ ,  $k_{d3}=0,525$ ,  $T_t=0,858$  с,  $k_{t1}=1,266$ ,  $k_{t2}=0,138$ ,  $k_{t3}=1,360$ ,  $T_b=0,0146$  с,  $k_{b1}=0,853$ ,  $k_{b2}=0,654$ ,  $T_r=0,00528$  с,  $k_{r1}=0,340$ ,  $k_{r2}=0,989$ ,  $k_{r3}=0,204$ .

Исследован электронный регулятор, содержащий датчик частоты вращения (ДЧВ), электронный блок управления (ЭБУ) и исполнительный механизм (ИМ), воздействующий на дозирующую рейку топливного насоса высокого давления (ТНВД). При расчетных исследованиях ДЧВ рассматривался как идеальное усилительное звено с передаточной функцией

$$W_{дчв}(p) = k_\varphi. \quad (9)$$

Одним из возможных путей достижения требуемых показателей качества процесса регулирования частоты вращения дизелей является использование регуляторов с последовательно включенными корректирующими звеньями. В этом случае базовым регулятором является традиционный пропорциональный (П) регулятор с передаточной функцией

$$W_\Pi(p) = k_\Pi. \quad (10)$$

с большим коэффициентом усиления  $k_\Pi$ , а требуемая точность регулирования достигается с помощью последовательно включенных в структурную схему САР корректирующих звеньев с общей передаточной функцией  $W_{кор}(p)$ . В качестве последовательно включенных корректи-

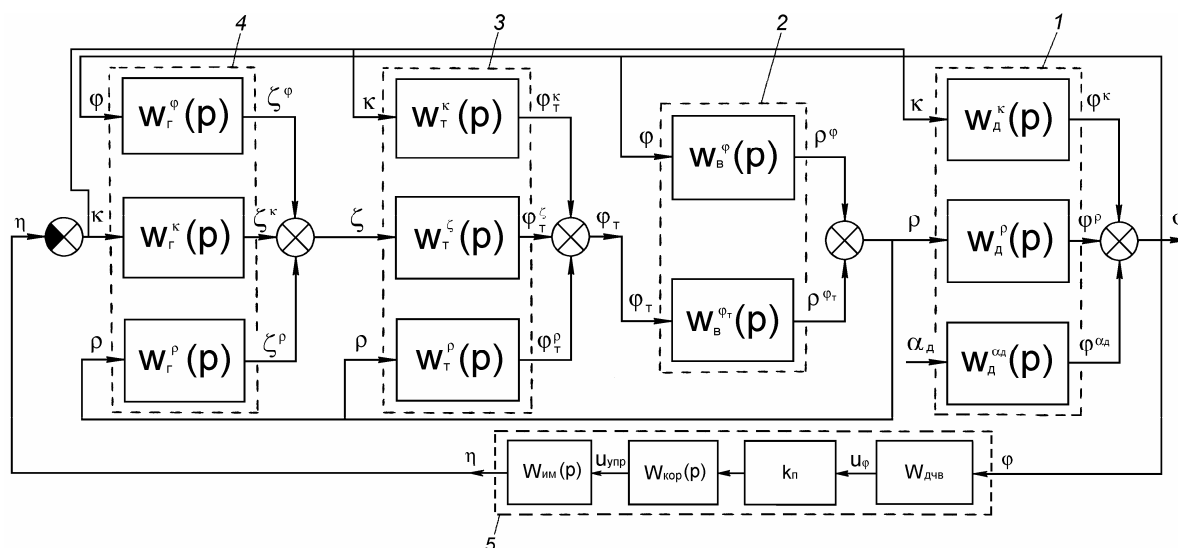


Рис. 1. Структурная схема САР дизеля с турбонаддувом и регулятором частоты вращения с последовательно включенным корректирующим звеном:  
1 – собственно двигатель; 2 – впускной трубопровод; 3 – турбокомпрессор; 4 – выпускной трубопровод; 5 – регулятор

рующих звеньев используются различные типовые звенья: форсирующее, интегро-дифференцирующие, дифференцирующие и др. [2]. Одним из основных недостатков САР с П-регулятором является недостаточное для достижения показателей первого класса точности регулирования быстродействие САР. Поэтому в качестве последовательно включенного корректирующего звена рассмотрено форсирующее звено, позволяющее форсировать переходный процесс в ДГУ в начальной его фазе. При этом использовано форсирующее звено с передаточной функцией

$$W_{кор}(p) = W_\phi(p) = T_\phi p + 1, \quad (11)$$

где  $T_\phi$  – постоянная времени форсирующего звена.

В рассматриваемой САР использован электрогидравлический ИМ, перемещающий дозирующий орган ТНВД и имеющий передаточную функцию аperiodического звена первого порядка

$$W_{им}(p) = \frac{k_{им}}{T_{им}p + 1} \quad (12)$$

с коэффициентом усиления  $k_{им}=1$  и постоянной времени  $T_{им}=0,06$  с.

Полученные передаточные функции дизеля с турбонаддувом и регулятора с последовательно включенными корректирующими звеньями позволили представить структурную схему САР в виде на рис. 1.

При проведении расчетных исследований оценивалось влияние двух параметров регулятора с последовательно включенным корректирующим звеном – коэффициента усиления П-регулятора частоты вращения  $k_n$  с передаточ-

ной функцией (10) и постоянной времени  $T_\phi$  форсирующего корректирующего звена регулятора с передаточной функцией (11). Для оптимизации этих двух параметров предложена методика, основанная на составлении комплексного критерия  $J_o$  в виде суммы продолжительности переходного процесса  $t_n$ , максимального отклонения регулируемого параметра в переходном процессе  $y_{max}$  и статической ошибки регулирования  $x_{ст}$ :

$$J_o = t_n + y_{max} + x_{ст}. \quad (13)$$

При оптимизации параметров САР использован программный комплекс «Моделирование в технических устройствах (МВТУ)», разработанный О. С. Козловым [5,6]. САР моделируется в с использованием структурной схемы на рис. 1. Минимальное значение критерия качества  $J_o=0,104$  получено при следующих оптимальных значениях коэффициентов  $k_n$  и  $T_\phi$  передаточных функций П-регулятора и последовательно включенного корректирующего форсирующего звена:  $k_n=800$  и  $T_\phi=0,05$  с.

Оценка влияния коэффициентов  $k_n$  и  $T_\phi$  на показатели качества процесса регулирования  $t_n$ ,  $y_{max}$ ,  $x_{ст}$  и  $J_o$  проведена путем варьирования значения каждого из упомянутых коэффициентов при фиксированных оптимальных значениях другого коэффициента. На рис. 2 представлены характеристики показателей качества процесса регулирования  $t_n$ ,  $y_{max}$ ,  $x_{ст}$  и  $J_o$  исследуемой САР при постоянном оптимальном значении постоянной времени корректирующего форсирующего звена  $T_\phi=0,05$  с и изменении коэффициента усиления П-регулятора в интервале от  $k_n=1$  до  $k_n=800$ .



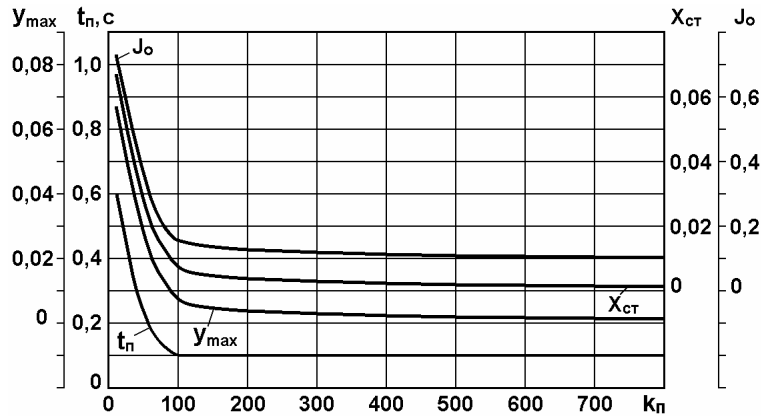


Рис. 2. Зависимость показателей качества  $t_n, y_{max}, x_{ст}$ , от коэффициента усиления П-регулятора  $k_n$  при постоянном оптимальном значении постоянной времени корректирующего форсирующего звена  $T_{\phi}=0,05$  с в переходном процессе наброса нагрузки

Как следует из представленных данных при небольших значениях коэффициента  $k_n$  (до  $k_n=100$ ) все четыре показателя качества ( $t_n, y_{max}, x_{ст}, J_o$ ) переходного процесса наброса нагрузки на дизель 6 ЧН 15/18 оказываются повышенными. При увеличении этого коэффициента усиления в диапазоне от  $k_n=100$  до  $k_n=800$  эти показатели продолжают уменьшаться, но их снижение становится очень незначительным. Минимальные значения показателей качества процессов регулирования ( $t_n=0,102$  с,  $y_{max}=0,0012$ ,  $x_{ст}=0,00097$ ,  $J_o=0,104$ ) достигнуты при значении  $k_n=800$ .

Значительное влияние на показатели качества процесса регулирования оказывает и постоянная времени  $T_{\phi}$  корректирующего форсирующего звена. Об этом свидетельствуют пред-

ставленные на рис. 3 зависимости показателей качества процесса регулирования  $t_n, y_{max}, x_{ст}$  и  $J_o$  от постоянной времени  $T_{\phi}$ .

Как следует из приведенных на рис. 2 и 3 данных, минимальное значение комплексного критерия качества  $J_o=0,104$  получено при постоянной времени  $T_{\phi}=0,05$  с. При этом же значении  $T_{\phi}$  достигается минимум продолжительности переходного процесса  $t_n=0,102$  с. При уменьшении или увеличении значения  $T_{\phi}$  продолжительность переходного процесса  $t_n$  и комплексный критерий качества  $J_o$  заметно возрастают.

Предложенная методика выбора значений коэффициентов  $k_n$  и  $T_{\phi}$  базового П-регулятора и последовательно включенного корректирующего форсирующего звена отличается простотой,

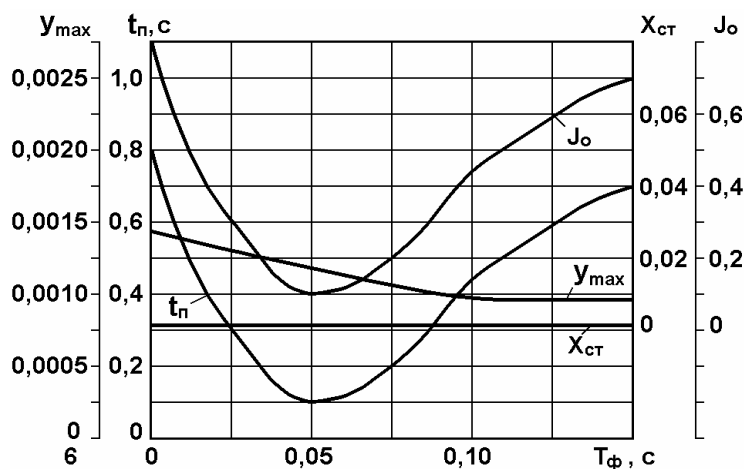


Рис. 3. Зависимость показателей качества  $t_n, y_{max}, x_{ст}$ , от постоянной времени корректирующего форсирующего звена  $T_{\phi}$  при постоянном оптимальном значении коэффициента усиления базового П-регулятора  $k_n=800$  в переходном процессе наброса нагрузки

не требует проведения трудоемких расчетных исследований и может быть использована для определения параметров электронных регуляторов частоты вращения с различной структурой.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М. : Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
2. Основы автоматического регулирования и управления / Л. И. Каргу, А. П. Литвинов, Л. Л. Майборода [и др.]; под ред. В. М. Пономарева, А. П. Литвинова. – М. : Высшая школа, 1974. – 439 с.
3. ГОСТ 10511–83. Системы автоматического регулирования скорости (САРС) дизелей стационарных, судовых, тепловозных и промышленного назначения. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 14 с.
4. Крутов, В. И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. – М. : Машиностроение, 1989. – 416 с.
5. Козлов, О. С. Исследование и проектирование автоматических систем с помощью программного комплекса «МВТУ» / О. С. Козлов, Л. М. Скворцов // Информационные технологии. – 2006. – № 8. – С. 10–12.
6. Виртуальные учебно-исследовательские лаборатории / О. С. Козлов, И. П. Норенков, В. А. Трудоношин [и др.]. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 36 с.

УДК 621.313.3

*С. И. Николаева, канд. техн. наук*

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИНХРОННЫХ ГЕНЕРАТОРАХ

Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)

(e-mail: [fevt@vstu.ru](mailto:fevt@vstu.ru))

На основе полных уравнений Парка-Горева получены различные модели синхронных генераторов, отличающиеся степенью идеализации происходящих в машине переходных процессов. Определен круг задач для применения этих моделей.

*Ключевые слова:* уравнения Парка-Горева, синхронный генератор, электромеханические переходные процессы.

Various models of the synchronous generators which differ by degree of idealisation of transients are received on the basis of the full equations of Park-Gorev. The range of problems for application of these models is defined.

*Keywords:* equations of Park-Gorev, synchronous generator, transition processes.

Математическое описание сложной электроэнергетической системы (ЭЭС) для исследования динамической устойчивости основывается на уравнениях переходных процессов в отдельных элементах ЭЭС, расчетные схемы которых связаны друг с другом так же, как соединены соответствующие элементы в рассматриваемой системе. Математические модели элементов системы хорошо изучены и отработаны в практике расчетов устойчивости. Их выбор осуществляется в каждом конкретном случае в зависимости от целей исследования и исходя из имеющихся данных.

Синхронные генераторы являются наиболее сложными динамическими элементами ЭЭС. Соблюдение условий максимальной простоты и в то же время корректности описания электромеханических переходных процессов генераторов в большой степени определяет успешное решение конкретных задач, возникающих при управлении динамическим поведением ЭЭС.

Вопросы адекватного описания процессов в синхронных генераторах становятся более актуальными в современных условиях. Это связано с возросшими требованиями по учету факторов, определяющих устойчивость энергосистемы, разобщенностью систем, экономическими требованиями и т. д.

Электромеханические переходные процессы синхронного генератора наиболее полно могут быть описаны с помощью уравнений Парка-Горева [1]. На основе этих уравнений получают различные модели генератора, отличающиеся степенью идеализации происходящих в машине переходных процессов. Различное представление машин в ЭЭС широко используется в расчетах электромеханических переходных процессов. Степень идеализации описания определяется такими факторами, как задачи исследования, близость машин к точке возмущения, располагаемая информация о динамических параметрах машины и т. п.

Среди моделей, используемых для исследования динамической устойчивости, можно выделить две группы:

- первая группа объединяет модели генераторов, в которых не учитывается действие демпферных контуров;
- вторая группа – это модели генераторов при учете действия демпферных контуров.

Применение моделей первой группы ограничено тем, что в расчетах переходных процессов необходимо на каждом шаге интегрирования дифференциальных уравнений самого генератора решать систему алгебраических уравнений, отражающую связь между ЭДС  $E'_q$  и  $E'_d$ , что существенно замедляет вычислительный процесс.

Были предложены различные способы описания переходных процессов в генераторах, не включающих в себя дополнительные системы алгебраических уравнений. Так, например, если учитывать процессы в демпферных контурах машины, то модель генератора будет представлять собой систему, состоящую из большого числа дифференциальных уравнений, но при этом отпадает необходимость решения дополнительной алгебраической системы.

Основным допущением таких моделей является то, что предполагаются равными сверхпереходные сопротивления в продольной и поперечной осях ( $X''_d = X''_q$ ). Следует отметить, что такое допущение вполне оправдано, поскольку в современных турбо- и гидрогенераторах явнополюсность мала.

Исследования возможностей применения различных упрощенных моделей генераторов показали, что пренебрежение демпферными контурами может заметно исказить переходные процессы в системе. В то же время модель, полученная из уравнений Парка-Горева без учета трансформаторных ЭДС и ЭДС скольжения, приводит к весьма значительным погрешностям при расчетах электромеханических переходных процессов [2]. Поэтому важно провести анализ областей применения моделей генераторов, отличающихся сложностью представления электромеханических процессов в них. Это позволит избегать излишней детализации при использовании сложных моделей, и, в то же время, не допускать значительных погрешностей в расчетах переходных процессов.

Математические модели, основанные на уравнениях Парка-Горева, получаются последовательно при переходе от наиболее детального описания к более простым. В качестве основы для проводимых исследований можно взять модель синхронного генератора, которая имеет вид:

$$\begin{aligned} \dot{\delta} &= s, \\ \dot{s} &= \frac{\omega_0}{T_J} (P_T - P_{\Sigma} - P_d s), \\ \dot{E}'_q &= \frac{1}{T'_{d0}} (G' E_{qe} - E'_q + (X_d - X'_d) i_d), \\ \dot{E}'_d &= \frac{1}{T'_{d0}} (E'_d - E''_d + (X'_d - X''_d) i_d + G'' E_{qe}) + \dot{E}'_q, \\ \dot{E}''_d &= \frac{1}{T''_{q0}} ((X_q - X''_q) i_q - E''_d), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $P_{\Sigma} = E''_d i_d - E''_q i_q - (X''_d - X''_q) i_d i_q$ ;  $P_{\Sigma}, P_T$  – мощность генератора, отдаваемая в сеть, и механическая мощность на валу турбины;  $P_d$  – демпферный коэффициент;  $\dot{E}'_q, \dot{E}'_d$  – переходные ЭДС машины, действующие, соответственно, в продольной и поперечной осях;  $\dot{E}''_q, \dot{E}''_d$  – сверхпереходные ЭДС машины, действующие, соответственно, в продольной и поперечной осях;  $\dot{E}_{qe}$  – вынужденная составляющая ЭДС синхронного генератора;  $X'_q, X''_d$  – переходные и сверхпереходные сопротивления в продольной и поперечной осях;  $T'_{q0}, T''_{d0}$  – переходные постоянные времени.

Постоянные коэффициенты, отражающие влияние демпферных контуров, имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} G' &= \frac{T_{d0} - T}{T_{d0} - T'_{d0}}; \quad G'' = \frac{T - T_{d0}}{T_{d0} - T'_{d0}}; \\ T &= \frac{X_D - X_{aD} X_{fd} / X_{afD}}{\omega_0 T_D}. \end{aligned} \quad (3)$$

Символ  $f$  соответствует обмотке возбуждения.

Символ  $D$  соответствует демпферным контурам.

$T_J$  – постоянная, характеризующая инерционность генератора.

Модель (1), называемая в дальнейшем моделью 1 синхронного генератора, служит для исследования электромеханических переходных процессов в системе с целью анализа устойчивости.

Пренебрежение в модели 1 сверхпереходной явнопольностью ( $X'_d = X''_q = X'''$ ) дает возможность представить машину в виде ЭДС  $E''$  за постоянным сверхпереходным сопротивлением  $X''$ . Таким образом, становится возможным интегрировать уравнения переходных процессов безытеративным способом.

Пренебрежение влиянием демпферных контуров в исследованиях динамической устойчивости, применяемое при оценке эффективности различных систем регулирования, сокращает число уравнений в математической модели генератора, которая, в результате, имеет вид:

$$\begin{aligned} \dot{\delta} &= s, \\ \dot{s} &= \frac{\omega_0}{T_J} (P_T - P_{\Sigma} - P_d s), \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_q &= \frac{1}{T_{d0}} (E_{qs} - E'_q + (X'_d - X'_d) i_d), \\ \text{где} \quad P_{\Sigma} &= (E'_q + (X'_d - X_q) i_d) i_q. \end{aligned} \quad (5)$$

С вычислительной точки зрения такая модель (называемая моделью 2 синхронного генератора) проще предыдущей, так как характеризуется меньшим числом дифференциальных уравнений. Однако в этом случае для связи уравнений генератора с уравнениями сети необходимо представить машину в виде фиктивной ЭДС  $E_Q$  за неизменным сопротивлением  $X_q$ . В свою очередь,  $E_Q$  определяется с помощью системы алгебраических уравнений:

$$\frac{1}{X_{qj} - X'_{dj}} E'_{qj} = a_{jj} E_{Qj} + \sum_{i=1, i \neq j}^n a_{ji} E_{Qi} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{где} \quad a_{jj} &= \frac{1}{X_{qj} - X'_{dj}} - y_{jj} \cos \alpha_{jj}; \\ a_{ji} &= y_{ji} \cos (\delta_j - \delta_i - \alpha_{ji}), \end{aligned} \quad (7)$$

$n$  – число станций (эквивалентных генераторов) в системе.

Как уже отмечалось, необходимость решения такой системы уравнений на каждом шаге интегрирования усложняет расчеты. Введение допущения  $X'_d = X_q$  является более грубым приближением, чем в случае учета демпферных контуров о равенстве  $X''_d$  и  $X''_q$  и приводит к большей погрешности.

Модель 2 синхронного генератора можно использовать при решении задачи оптимального управления в сложной системе при управлении несколькими параметрами, например, моментом турбины и возбуждением генератора.

Дальнейшим упрощением модели при расчетах динамической устойчивости является приближенный учет эффекта реакции якоря и регулирования возбуждения генераторов. Такие модели применимы для оценки пределов динамической устойчивости по первому циклу качаний, а также для представления тех генераторов системы, выбор регулирования возбуждения которых не является целью исследования.

Уравнения генераторов в этом случае имеют вид:

$$\begin{aligned} \dot{\delta} &= s, \\ \dot{s} &= \frac{\omega_0}{T_J} (P_T - P_{\Sigma} - P_d s), \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}'_q &= \dot{E}'_{q0} = \text{const}, \\ \text{где} \quad P_{\Sigma} &= (E'_q + (X'_d - X_q) i_d) i_q. \end{aligned} \quad (9)$$

Связь уравнений генератора с уравнениями сети осуществляется, как и в случае модели 2, с помощью уравнений (6) и (7). Модель, описываемая уравнениями (8) и (9), называется моделью 3.

Для решения задачи оптимального управления модель 3 подвергается дальнейшему упрощению. Так, при оптимальном управлении мощностью турбины можно пренебречь переходной явнопольностью машины и считать  $X_q = X'_d = X'$ .

В этом случае ЭДС  $E'$  считается постоянной в течение переходного процесса и уравнения генератора приводятся к виду:

$$\begin{aligned} \dot{\delta} &= s, \\ \dot{s} &= \frac{\omega_0}{T_J} (P_T - P_{\Sigma} - P_d s), \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} E' &= \text{const}, \\ \text{где} \quad P_{\Sigma} &= (E'_q + (X'_d - X_q) i_d) i_q. \end{aligned} \quad (11)$$

Эта модель (модель 4) служит основой для наиболее сложных исследований – решения задачи оптимального управления в сложной электроэнергетической системе, а также для описания генераторов в эквивалентных представлениях упрощенных схем замещения подсистем ЭЭС.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Горев, А. А. Переходные процессы синхронных генераторов / А. А. Горев. – М.: ГЭИ, 1960. – 551с.
2. Гусейнов, В. Г. О возможности использования упрощенных моделей синхронного генератора для расчетов в электрической системе / В. Г. Гусейнов, И. Д. Рейфман // Вопросы экономичности и надежности энергетических систем. – М.: Энергия, 1979. – С. 43–53.

УДК 621.311

*С. И. Николаева, канд. техн. наук, Л. В. Хоперскова, канд. физ.-мат. наук***ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ  
АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ****Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)**(e-mail: [fevt@vstu.ru](mailto:fevt@vstu.ru))

Предложена методика определения эквивалентных динамических моделей сложных объектов системы автоматического регулирования. На основе этой методики получена эквивалентная модель паровой турбины, отражающая ее основные динамические свойства.

*Ключевые слова:* система автоматического регулирования, динамические характеристики, доминирующие составляющие.

The technique of definition of equivalent models of difficult objects of system of automatic control is offered. On the basis of this technique the equivalent model of the steam turbine reflecting its basic dynamic properties is received.

*Keywords:* system of automatic control, dynamic characters, predominate compositions.

При построении систем автоматического регулирования существенным вопросом является обеспечение устойчивости работы системы в динамических режимах. С этой целью на этапе проектирования системы проводятся расчеты переходных процессов и оценивается их устойчивость известными методами. Такой анализ представляет собой весьма сложную задачу. Даже исследование устойчивости автоматических систем невысокого порядка весьма громоздко. Кроме того, при учете нелинейности системы эти сложности значительно возрастают и могут снижать эффективность полученных результатов за счет чрезмерного усложнения самой задачи.

Одним из подходов в решении указанных выше задач является математическое моделирование, когда некоторая часть тракта системы автоматического регулирования заменяется эквивалентными моделями. При этом важно так построить модель системы, чтобы обеспечить точность конечных результатов при максимально возможном упрощении модели.

Для изучения свойств объектов автоматического регулирования удобно использовать аппарат динамических характеристик, преимуществ которых особенно проявляются при построении математических моделей сложных объектов. Динамические характеристики могут быть рассчитаны аналитически по имеющимся дифференциальным уравнениям или получены в результате эксперимента. Поскольку они

полностью отражают поведение объекта при заданном типе воздействия, то на основе их поведения можно вполне определенно составить суждение об его динамических свойствах.

При расчетах устойчивости системы регуляторы обычно задаются своими передаточными функциями, зависящими от принятого закона регулирования и конструктивного исполнения.

Для нахождения передаточных функций можно использовать разные методы. Один из них заключается в том, что в сложной системе выделяются такие ее элементы, динамические свойства которых описываются дифференциальными уравнениями не выше первого-второго порядков (типовые звенья). Затем, используя правила эквивалентного преобразования структурных схем, находят эквивалентные передаточные функции отдельных каналов регулирования.

Применение подробной модели системы регулирования при детальном учете отдельных элементов оправданно, если требуется исследовать влияние всех элементов системы и их взаимодействия на свойства всей системы регулирования. В том случае, когда регулятор фигурирует как элемент сложной системы, например при анализе устойчивости электроэнергетической системы, такой подход является нерациональным, так как требуется отразить действие регуляторов в целом без учета внутренних процессов и связей.



В качестве примера рассмотрим применение этой методики для эквивалентирования математической модели паровой турбины как объекта регулирования и управления.

Паровая турбина, как объект регулирования, представляет собой нелинейную динамическую систему, расчетная схема которой может содержать десятки элементов, соединенных прямыми и обратными связями. Введение таких расчетных схем в анализ устойчивости системы существенно усложняет расчеты. С другой стороны, при проведении оценки эффективности управления турбиной интерес представляют эквивалентные динамические характеристики, определяющие связь изменения момента на валу турбины с изменением скорости вращения и сигналов управления. Это, а также ограниченность диапазона частот, на котором проявляются свойства турбины, создают возможность ее представления сравнительно простыми эквивалентными схемами.

В качестве исходной модели можно использовать аналитическое описание процессов в турбине [1]. Рассмотрим в качестве примера паровую турбину типа К-240 ЛМЗ, процессы в которой описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 (0,42p + 1)\rho_{ккл} &= \mu_1\rho_0, \\
 (0,017p + 1)\rho_{кк} &= 0,67\rho_{ккл} + 0,33\rho_{пв}, \\
 (0,113p + 1)\rho_{пв} &= 0,664\rho_{кк} + 0,336\rho_1, \\
 (0,0258p + 1)\rho_1 &= \\
 &= 0,643\rho_{пв} + 0,25\rho_{п1} + 0,107\rho_{1п}, \\
 (5,33p + 1)\rho_{1п} &= \rho_1, \\
 (0,18p + 1)\rho_{п1} &= \\
 &= 0,149\rho_1 + 0,818\rho_{п2} + 0,033\rho_{1п}, \\
 (2,85p + 1)\rho_{1п} &= \rho_{п1}, \\
 (0,164p + 1)\rho_{п2} &= 0,645\rho_{п1} + 0,355\rho_{п3}, \quad (1) \\
 (0,338p + 1)\rho_{п3} &= 1,181\rho_{п2} + 0,181\lambda(\mu_2)\rho_{п3}, \\
 (0,0024p + 1)\rho_{сд} &= 0,68\rho_{ккл}\lambda(\mu_2)\rho_{п3} + 0,32\rho_{III}, \\
 (0,073p + 1)\rho_{III} &= \\
 &= 0,62\rho_{сд} + 0,334\rho_{IV} + 0,048\rho_{IIп},
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (0,917p + 1)\rho_{IIIп} &= \rho_{III}, \\
 (0,0121p + 1)\rho_{IV} &= \\
 &= 0,821\rho_{III} + 0,142\rho_V + 0,037\rho_{IVп}, \\
 (0,666p + 1)\rho_{IVп} &= \rho_{IV}, \\
 (0,0096p + 1)\rho_V &= 0,84\rho_{IV} + 0,16\rho_{нд}, \\
 (0,133p + 1)\rho_{нд} &= \rho_V, \\
 \underline{P}_T &= \underline{P}_{ЦВД} + \underline{P}_{СНД} - \underline{P}_П, \quad (2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \underline{P}_{ЦВД} &= 0,054\rho_{ккл} + 0,346\rho_{кк} + 0,073\rho_{пв} + \\
 &+ 0,049\rho_1 - 0,206\rho_{п1} \geq 0, \quad (3)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \underline{P}_{СНД} &= 0,367\rho_{сд} + 0,032\rho_{III} + 0,062\rho_{IV} + \\
 &+ 0,081\rho_V + 0,142\rho_{нд}. \quad (4)
 \end{aligned}$$

В этих уравнениях:  $\mu_1, \mu_2$  – перемещения клапанов цилиндра высокого давления (ЦВД) и цилиндра среднего и низкого давления (СНД) соответственно;  $\rho_0$  – относительные давления в промежуточных паровых объемах;  $\rho_{п1}, \rho_{п2}, \rho_{п3}$  – относительные давления на входе, выходе и в пакетах промперегревателя соответственно;  $\underline{P}_T$  – относительная мощность на выходе турбины;  $\underline{P}_{ЦВД}$  – относительная мощность ЦВД турбины;  $\underline{P}_{СНД}$  – суммарная относительная мощность СНД турбины;  $\underline{P}_П$  – суммарная мощность потерь.

Римскими цифрами обозначены давления в камерах регенеративных объемов.

При записи уравнений (1)–(4) учитывались основные нелинейности в соответствии с соотношениями, изложенными в [2].

На основании уравнений (1)–(4) составлена блок-схема (рис. 1), отражающая структуру связей между элементами турбины.

Этой схемой детально учитываются процессы в турбине, скорость протекания которых существенно разная, а значит не все части турбины необходимо представлять на всем диапазоне частот регулирования. Вместе с тем, пренебрежение тем или иным элементом в том виде, как они представлены уравнениями, затруднительно аргументировать.

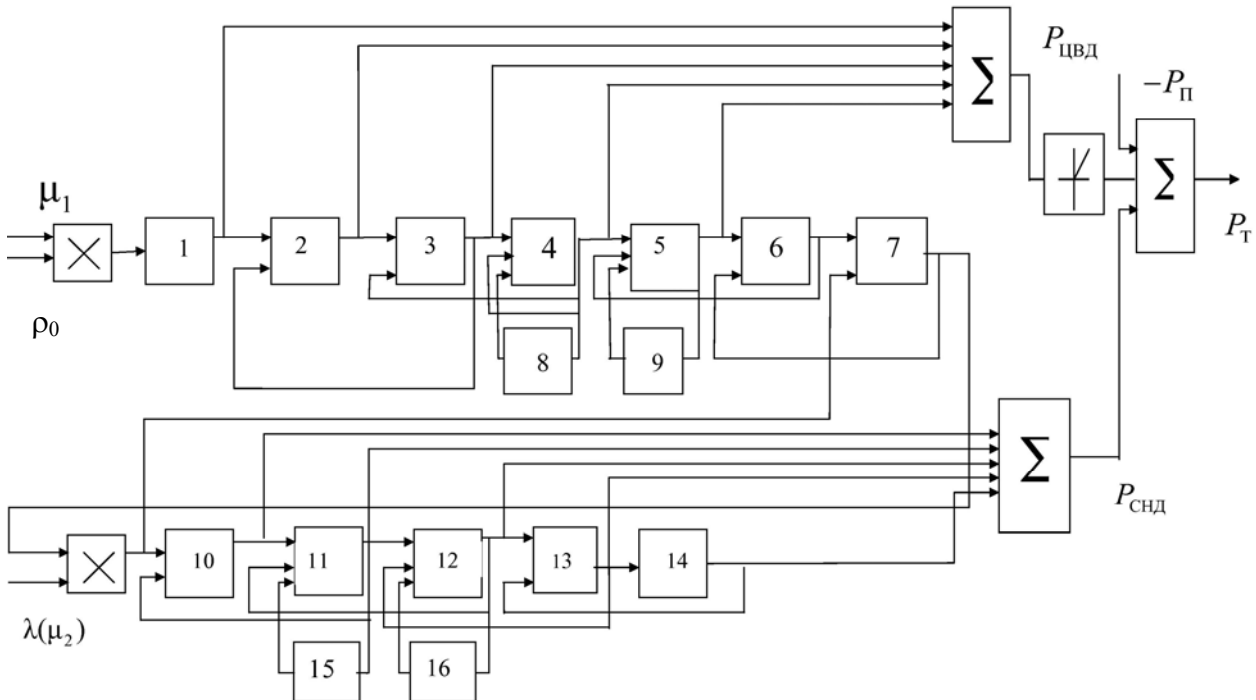


Рис. 1. Блок-схема паровой турбины, составленная на основании уравнений (1)–(4), со следующими функциями элементов:  
 1 –  $W_{\text{КЛ}}$ ; 2 –  $W_{\text{КК}}$ ; 3 –  $W_{\text{РВ}}$ ; 4 –  $W_I$ ; 5 –  $W_{\text{III}}$ ; 6 –  $W_{\text{II2}}$ ; 7 –  $W_{\text{II3}}$ ; 8 –  $\omega_I$ ; 9 –  $\omega_{\text{II}}$ ; 10 –  $W_{\text{СД}}$ ; 11 –  $W_{\text{III}}$ ; 12 –  $W_{\text{IV}}$ ; 13 –  $W_{\text{V}}$ ;  
 14 –  $W_{\text{ИД}}$ ; 15 –  $\omega_{\text{III}}$ ; 16 –  $\omega_{\text{IV}}$

Предлагаемая методика получения эквивалентной схемы турбины предполагает следующий алгоритм:

1. На основании правил преобразования структурной схемы (рис. 1) с выделением основных нелинейностей на выходе схемы можно получить эквивалентную блок-схему (рис. 2), в которой имеются три параллельных тракта.

Первый из них определяет мощность ЦВД при полностью открытом клапане СНД, второй – изменение мощности ЦВД при закрытии клапана СНД, и третий – мощность цилиндра СНД.

2. Для этой эквивалентной схемы применяется метод доминирующих составляющих динамических характеристик [3]. С помощью это-

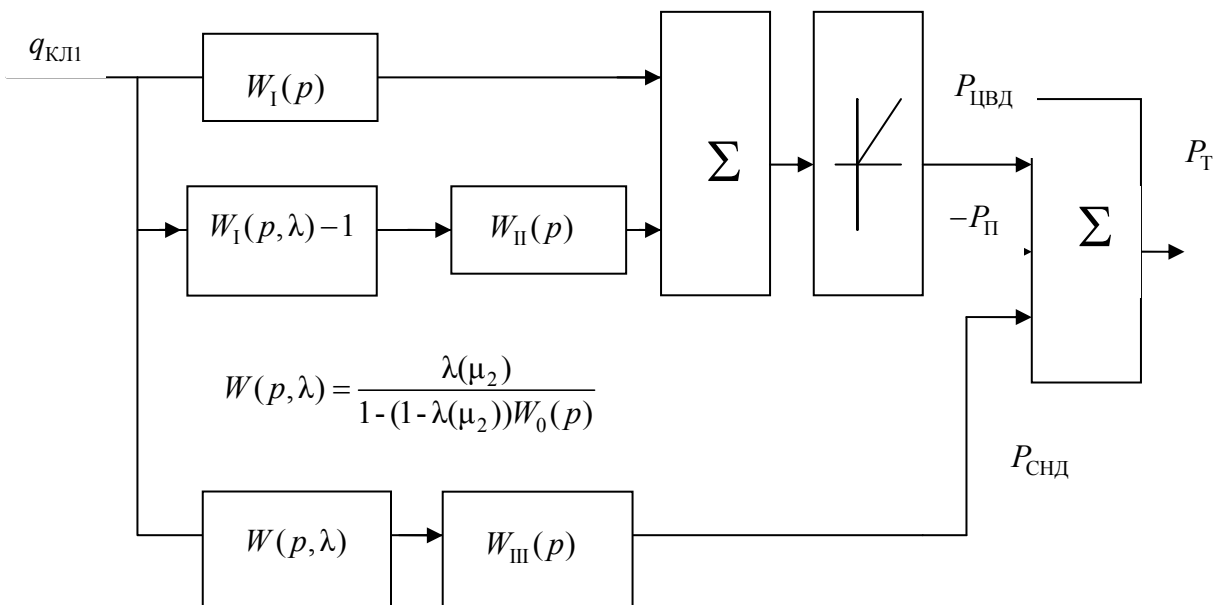


Рис. 2. Блок-схема упрощенной модели паровой турбины

го метода в результате учета лишь доминирующих составляющих в определенном диапазоне частот получаются эквивалентные передаточные функции:

$$W_I(p) = \frac{0,119p^2 + 3,729p + 0,3178}{0,00154p^4 + 0,309p^3 + 4,668p^2 + 8,76p + 1},$$

$$W_{II}(p) = \frac{0,658p^2 - 2,42p + 7,17}{1492p^3 + 3737,2p^2 + 409,87p + 1},$$

$$W_{III}(p) = \frac{0,396p + 0,684}{12,82p^3 + 14,2p^2 + 10,76p + 1},$$

$$W_0(p) = \frac{1,867p + 1,014}{5,309p^2 + 8,669p + 1}.$$

Погрешность аппроксимации

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{(\operatorname{Re}_{\text{исх}} - \operatorname{Re}_{\text{эquiv}})^2 + (\operatorname{Im}_{\text{исх}} - \operatorname{Im}_{\text{эquiv}})^2}{\operatorname{Re}_{\text{исх}}^2 + \operatorname{Im}_{\text{исх}}^2}} \cdot 100 \%$$

составила :  $\varepsilon_I=2,52 \%$ ,  $\varepsilon_{II}=5,84 \%$ ,  $\varepsilon_{III}=1,31 \%$ ,  $\varepsilon_0=4,06 \%$ .

$\operatorname{Re}_{\text{исх}}$ ,  $\operatorname{Re}_{\text{эquiv}}$ ,  $\operatorname{Im}_{\text{исх}}$ ,  $\operatorname{Im}_{\text{эquiv}}$  – действительные

и мнимые части исходной и эквивалентной характеристик соответственно.

При сравнении полученных характеристик с характеристиками, рассчитанными по исходной математической модели (рис. 1), получается практически полное их совпадение [2].

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Николаева, С. И. К определению эквивалентных динамических характеристик паровых турбин / С. И. Николаева, Д. В. Никитин // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, 1979. – № 3. – С. 57–63.
2. Никитин, Д. В. Моделирование первичных двигателей при решении задач комплексного управления энергосистемы с помощью динамической модели // Д. В. Никитин: дис. ... канд. техн. наук. – М.: МЭИ, 1968. – 328 с.
3. Николаева, С. И. Упрощение математических моделей элементов автоматических систем / С. И. Николаева // Автоматизация технологических процессов в машиностроении: межвуз. сб. науч. тр. – ВолгГТУ. – Волгоград, 1994. – С. 111–120.
4. Скопинцев, В. А. Упрощения, принимаемые в математических моделях электрических систем / В. А. Скопинцев // Кибернетику – на службу коммунизму. – М.: Энергия, 1977. – Т. 8. – С. 226–236.

УДК 621.436

*В. М. Славуцкий, д-р техн. наук, Ю. В. Белозубов, инженер, З. В. Каньгин, аспирант*

### ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ С УЛУЧШЕННЫМИ АДАПТИВНЫМИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: [atd304@vstu.ru](mailto:atd304@vstu.ru))

Исследована, запатентованная авторами, система топливоподачи для транспортных дизелей. Макетный образец представляет собой традиционную систему, дополненную запирающим устройством перед форсункой. Функциональная особенность системы – разделение процессов нагнетания и дозирования.

В результате численных и натуральных экспериментов установлено улучшение энергетических и адаптивных свойств системы в сравнении с традиционной.

*Ключевые слова:* модернизация, запирающее устройство, математическая модель, волна давления, контур нагнетательной магистрали, давление впрыскивания, продолжительность впрыскивания.

It is investigated, patented by authors fuel system for transport diesel engines. The model sample represents the traditional system added with the closing device before injector. Functional feature of system – division of processes of a pumping and batching. As a result of numerical and natural experiments established improvement of energy and adaptive properties of system in comparison with the traditional one.

*Keywords:* the modernisation, the locking device, mathematical model, a pressure wave, a circuit of a delivery highway, an injection pressure, duration of injection.

Предлагаемый способ подачи топлива предусматривает использование традиционной топливной системы разделенного типа [1]. Модернизация ее заключается в установке запорного органа перед форсункой (электромагнитный клапан). При этом полость форсунки сообщается с нагнетательной магистралью только на время впрыскивания топлива. Запорный орган устроен так, что после его закрытия

полость форсунки соединяется с полостью низкого давления. Установка дополнительного клапана требует увеличения рабочего хода плунжера. При отсечке в конце рабочего хода плунжера нагнетательная магистраль разгружается.

Весь процесс подачи топлива делится на несколько фаз. Вначале топливо подается в магистраль высокого давления, где происходит



накапливание энергии потока. Это позволяет увеличить скорость нарастания давления при следующей (основной) фазе – впрыскивании. После закрытия клапана следует фаза быстрого снижения давления путем перепуска топлива в магистраль низкого давления. Таким образом, удастся повысить давление в системе при окончании процесса подачи топлива, чем предлагаемая система выгодно отличается от штатной.

Коротко об основных особенностях математической модели процесса подачи топлива в опытной системе. В первой фазе подачи, во входном сечении трубопровода при выталкивании топлива насоса возникает неустановившееся движение сжимаемой жидкости, при котором от насоса идет прямая волна  $F_1$ . Вследствие замкнутости трубопровода в первый период в трубопроводе возникает обратная отраженная волна давления  $W_1$ , движущаяся в обратную основному импульсу подачи сторону, т. е. к штуцеру насоса.

Во время открывания запирающего устройства (вторая фаза) происходит сообщение трубопровода с полостью форсунки. В этот момент часть прямой волны отражается от перепускного механизма и возникает обратная волна. Продолжает двигаться другая по амплитуде прямая волна  $F_2$ , формирующая закон изменения давления непосредственно в полости форсунки. В проходном канале также образуется обратная волна давления  $W_2$ , обусловленная переходом от сечения перепускного механизма к сечению отверстий распылителя.

Площадь проходного канала  $S_k$  в каждый момент времени определяется законом открытого состояния запирающего устройства, который корректируется относительно угла поворота кулачкового вала топливного насоса.

Система уравнений (1) определяет характер движения потока в отдельно взятой части нагнетательной магистрали, например, в первом контуре (трубопроводе). Такая же система может быть записана и для второго контура (запирающего устройства). Решение задачи моделирования процесса движения потока от насоса в нашем случае возможно при наличии единой системы уравнений, решение которой, совместно с уравнениями начальных условий, позволяет определить амплитуды волн давления в любом сечении нагнетательной магистрали, в любой момент времени. Решая системы уравнений вида (1), записанные для характерных

сечений магистрали, совместно с уравнением неразрывности потока, получим систему уравнений, определяющую характер течения потока от насоса к форсунке:

$$\begin{cases} F_1\left(t - \frac{x_1}{a}\right) = P_H - P_0 + W_1\left(t + \frac{x_1}{a}\right); \\ W_1\left(t + \frac{x_1}{a}\right) = \frac{S_1 - S_k}{S_1 + S_k} \cdot F_1\left(t - \frac{x_1}{a}\right) + \frac{2S_k}{S_1 + S_k} \cdot W_2(t); \\ F_2(t) = \frac{2S_k}{S_1 + S_k} \cdot F_1\left(t - \frac{x_1}{a}\right) + \frac{S_1 - S_k}{S_1 + S_k} \cdot W_2(t); \\ W_2\left(t + \frac{x_2}{a}\right) = P_0 - P_\Phi + F_2\left(t - \frac{x_2}{a}\right). \end{cases} \quad (1)$$

Здесь индексы 1 и 2 означают принадлежность параметров (площади сечения  $S$  и координаты по длине трубопровода  $x$ ) к первому и второму контурам нагнетательной магистрали. Характер изменения давления в штуцере насоса  $P_H$  и в полости форсунки  $P_\Phi$  определяются уравнениями граничных условий, записанных для соответствующих полостей системы.

Расчетная схема процесса топливоподачи представлена на рис. 1.

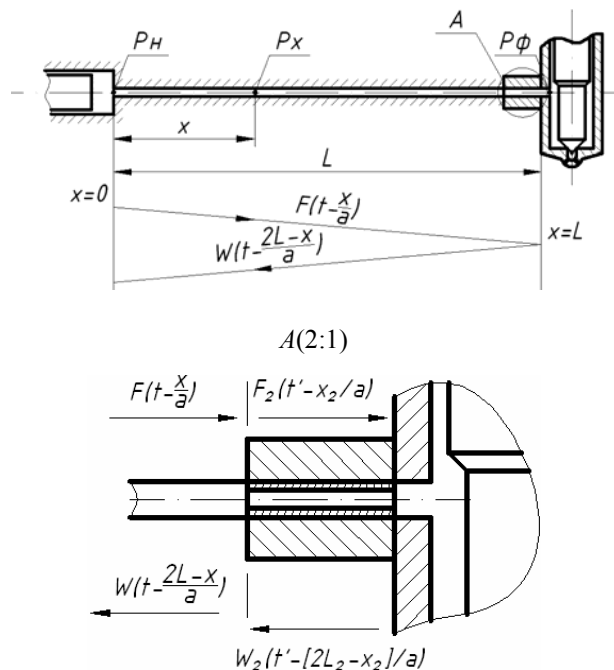


Рис. 1. Расчетная схема процесса топливоподачи

В уравнении объемного баланса для полости распылителя учтены особенности протекания третьей фазы поддачи:

$$\alpha V_{\phi} 6n_b \cdot \frac{dP_{\phi}}{d\phi_b} = \sigma_3 \cdot \left[ f_T c' - (\mu f)_{\phi} \sqrt{\frac{2(P_{\phi} - P_{\text{ц}})}{\rho}} - \sigma_4 \cdot f_{\text{и}} c_{\text{и}} - z - (\mu f)_{\text{к}} \sqrt{\frac{2(P_{\phi} - P_0)}{\rho}} \right]. \quad (2)$$

Левая часть уравнения (2) характеризует количество топлива, сжатого в полости распылителя. Первый член правой части характеризует расход топлива через выходное сечение трубопровода. Второй член определяет расход топлива через сопловые отверстия распылителя. Третий член правой части – количество топлива, заполняющего объем, освобождаемый в результате движения иглы распылителя, четвертый – расход топлива через зазоры в распылителе, пятый – расход топлива через дополнительное отверстие в запирающем устройстве.

В модернизированной системе вся цикловая порция топлива поступает в цилиндр за время активного хода плунжера. Момент на-

чала открытия клапана определяет максимальное давление впрыскивания. Более раннее открытие клапана снижает  $P_{\text{впр max}}$ , а более позднее – повышает. При каждой частоте вращения вала насоса  $n_b$  определен угол начала открытия клапана, соответствующий пределу повышения  $P_{\text{впр max}}$  (рис. 2). Результаты расчета приведены для  $Q_c = 71 \text{ мм}^3$ . Момент закрытия клапана определяет величину цикловой подачи топлива при фиксированном угле открытия клапана для каждой частоты вращения вала насоса. При частоте  $n_b = 1000 \text{ мин}^{-1}$  удастся получить различную цикловую подачу топлива при фиксированном максимальном давлении впрыскивания  $P_{\text{впр}}$ .

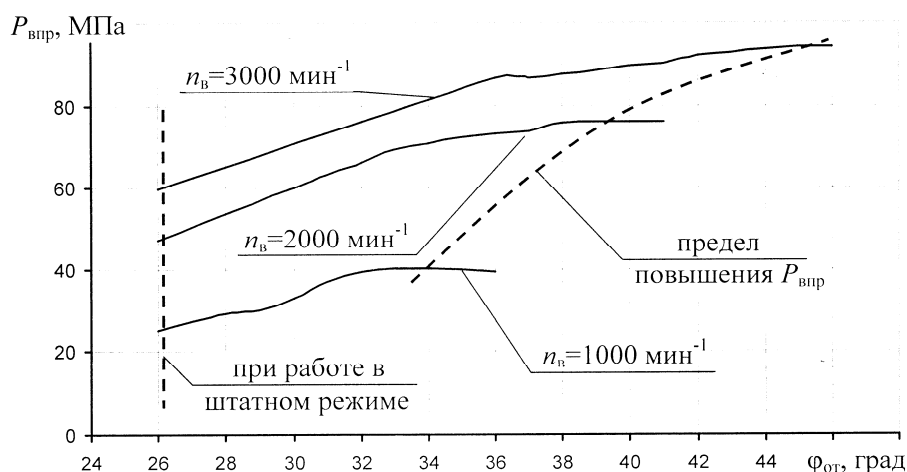


Рис. 2. Зависимость максимального давления впрыскивания топлива  $P_{\text{впр}}$  от угла открытия клапана  $\phi_{\text{от}}$

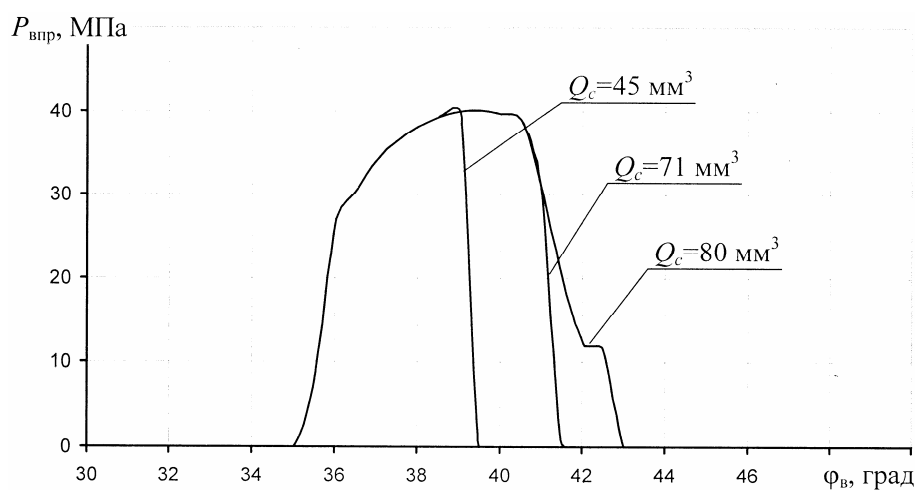


Рис. 3. Зависимость давления впрыскивания  $P_{\text{впр}}$  от угла поворота вала насоса  $\phi_b$  ( $n_b = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\phi_{\text{от}} = 34^\circ$ )

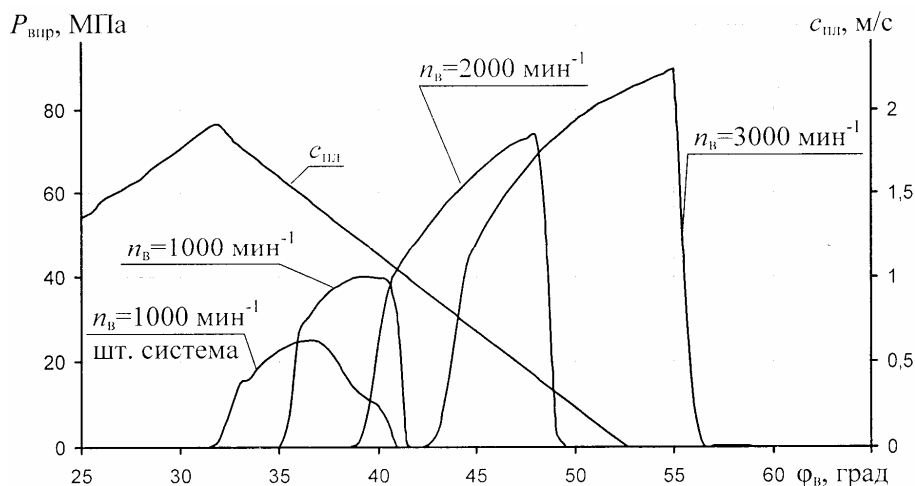


Рис. 4. Зависимость давления впрыскивания  $P_{впр}$  и скорости плунжера  $c_{пл}$  от угла поворота насоса  $\phi_v$  при  $Q_c=71 \text{ мм}^3$

В результате численных экспериментов установлено, что для получения цикловой порции топлива  $71,5 \text{ мм}^3$  и максимально возможного давления впрыскивания ( $n_b=1000 \text{ мин}^{-1}$ ) дополнительный клапан следует открывать на время, соответствующее повороту вала насоса на  $7,3^\circ$  (рис. 3). При  $n_b=2000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n_b=3000 \text{ мин}^{-1}$  дополнительный клапан следует открывать на время, соответствующее повороту вала насоса на  $10,4^\circ$  и  $13,8^\circ$ , соответственно.

Повышение давления впрыскивания топлива должно сопровождаться поиском его (давления) оптимальных значений при различном сочетании скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля.

Зависимость  $P_{впр}$  от скоростного и нагрузочного режимов, все еще рассматривается как недостаток традиционной системы топливоподачи. Однако характерное для этой системы изменение  $P_{впр}$  по режимам значительно ближе к оптимальному, чем в случае постоянства  $P_{впр}$ . Под давлением в аккумуляторе  $P_n$  подразумевается давление впрыскивания  $P_{впр}$  в традиционной системе.

В любом случае важно знать оптимальное сочетание  $P_{впр}$  и режимных параметров дизеля ( $n, Q_c$ ). Современный уровень развития электронной техники позволяет при любом сочетании скоростных и нагрузочных режимов дизеля поддерживать оптимальное значение  $P_{впр}$  [2,3].

Опыт исследований показал, что достичь оптимального сочетания  $P_{впр}$  с режимными параметрами дизеля проще при доводке традиционной топливной системы, что выгодно отличает последнюю от аккумуляторной системы Common Rail [2,3].

Традиционную топливную систему отличает достаточно протяженный трубопровод высокого давления. В результате прямая волна давления достигает полости форсунки после достижения плунжером максимальной скорости (рис. 4). Это приводит к большим потерям энергии потока, что усугубляется еще и тем, что часть топлива подается при открытой отсечной полости. Опытная система разделяет процессы подачи и нагнетания. Это улучшает показатели процесса впрыскивания.

Последнее убеждает в необходимости использовать кулачок с участком постоянной скорости. При этом, как показали результаты расчетов, опытная система позволяет реализовать определенную цикловую подачу топлива за меньшее время, в сравнении с традиционной системой (рис. 5). Это приведет к повышению скорости нарастания давления и максимального давления цикла из-за большего количества топлива, накопленного в камере сгорания за время задержки воспламенения. Однако предлагаемая система допускает возможность пилотной подачи топлива путем предварительного открытия запорного органа перед основной фазой подачи.

В опытной системе, где реализуется предлагаемый способ подачи топлива, снижается продолжительность впрыскивания топлива в среднем для всех режимов на 16 % (рис. 6). Максимальное давление впрыскивания повышается на 37 % (рис. 2), а среднее – на 48 % в рассматриваемом диапазоне скоростных режимов топливного насоса.

Повышение среднего и максимального давлений впрыскивания улучшает энергетические свойства системы.

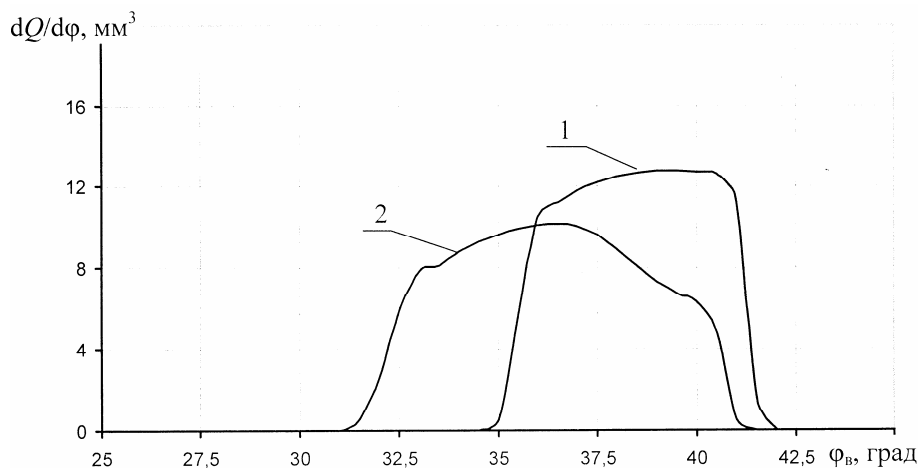


Рис. 5. Дифференциальные характеристики подачи топлива:  
 $n_b=1000 \text{ мин}^{-1}$ ; 1 — опытная система; 2 — штатная система

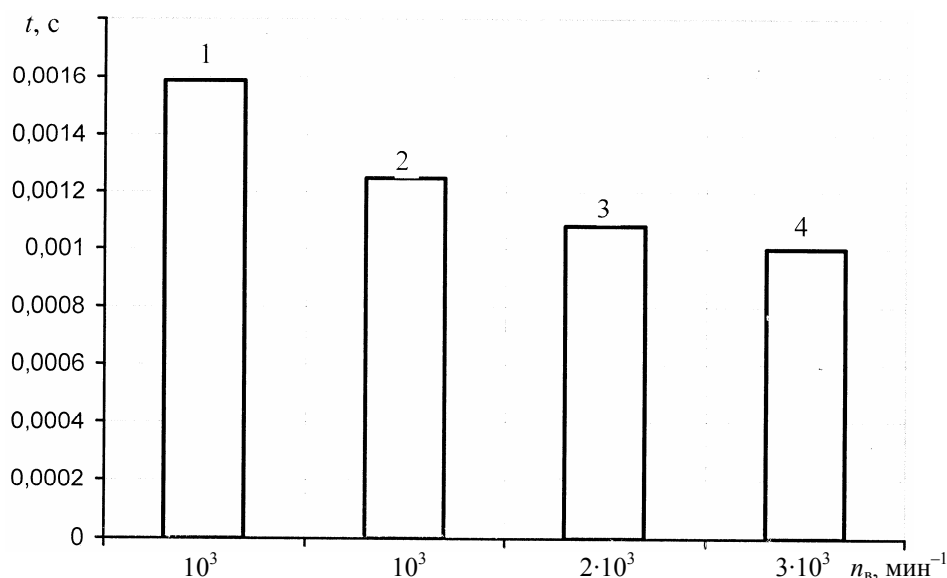


Рис. 6. Продолжительность впрыскивания топлива  $t$  в зависимости от частоты вращения вала насоса для систем:  
 1 — штатная система; 2, 3, 4 — опытные системы

Исследуемая система позволяет более гибкое регулирование цикловой подачи топлива при изменении скоростного режима и на режиме пуска, а также может обеспечить заданную скоростную характеристику дизеля, что означает улучшение ее (системы) адаптивных свойств.

Численные эксперименты подтверждают работоспособность опытной (модернизированной) системы топливоподачи. Определено влияние ее основных конструктивных и регулировочных параметров на показатели процесса подачи топлива.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 2330176 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> F02M 63/04. Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / Славуцкий В. М., Белозубов Ю. В., Каныгин З. В., Харсов З. Х.; заявитель и патентообладатель ВолГТУ. — № 2007101097/06 ; заявл. 09.01.07 ; опубл. 27.07.08. Бюл. №21. — 8 с. : ил.
2. Klingmann, V. R., Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common Rail Einspritzung / V. R. Klingmann, H. Bruggemann // MTZ. — 1997. — Jg.58. — № 12. — S. 760–767.
3. Грехов, Л. В., Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М. : Легион-Автодата, 2004. — 344 с.

УДК 621.43

*В. М. Славуцкий, д-р техн. наук, В. И. Липилин, канд. техн. наук,  
Е. А. Салькин, канд. техн. наук, В. В. Славуцкий, соискатель*

**ФОРМИРОВАНИЕ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ  
ПРИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ТОПЛИВА**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: dvs@dvsrtu.ru)

Изучено влияние дросселирования и сжимаемости топлива, как факторов, определяющих форму скоростной характеристики дизеля и топливного насоса, при скоростном форсировании последнего.

*Ключевые слова:* дросселирование, сжимаемость топлива, искажающие факторы, скоростная характеристика, восстановленная подача.

Investigated the Influence of throttling and compressibility of fuel, as the factors defining the form of the high-speed characteristic of a diesel engine and fuel pump at high-speed forcing of the fuel pump.

*Keywords:* throttling, the compressibility of the fuel, distorting factors, speed characteristics, restored fuel feed.

Скоростная характеристика топливного насоса, как известно, определяет форму кривой изменения крутящего момента дизеля, как функции частоты вращения коленчатого вала, то есть – тяговые свойства дизеля. Это вполне оправдывает и, более того, делает актуальным исследование, связанные с изучением различных факторов, влияющих на форму скоростной характеристики топливного насоса.

Основное влияние на характер протекания зависимостей  $Q_{ц} = f(n)$  у топливоподающих систем с насосами золотникового типа оказывают дросселирование и сжимаемость топлива [1,2,3].

В результате дросселирования топлива в окнах гильзы действительный активный ход плунжера оказывается больше геометрического, что вызывает увеличение действительной цикловой подачи по сравнению с геометрической.

Из-за сжимаемости топлива, некоторая часть его аккумулируется в надплунжерном пространстве  $V$  и в объеме штуцера насоса  $V'$ . Аккумулирование происходит на участке нарастания давления над плунжером  $P$  и в штуцере  $P'$ . В результате действительная объемная скорость подачи топлива на этом участке меньше, чем геометрическая. При снижении давлений  $P$  и  $P'$ , сжатое в объемах  $V$  и  $V'$ , топливо расширяется, что теоретически должно повысить цикловую подачу топлива.

Однако скоростное форсирование топливного насоса, как метод интенсификации процесса впрыскивания, приводит к уменьшению цикловой подачи топлива [4,5]. Путем изменения конструктивных и регулировочных параметров системы удастся несколько уменьшить

эффект влияния частоты вращения вала насоса на цикловую подачу топлива [5]. В этом случае, определяя цикловую подачу топлива, мы называем ее восстановленной (рис. 1). Если считать, что повышение скоростного режима насоса в рассматриваемом диапазоне не исключает эффекта дросселирования топлива в окнах гильзы, то можно предположить наличие преобладающего фактора, действие которого вызывает

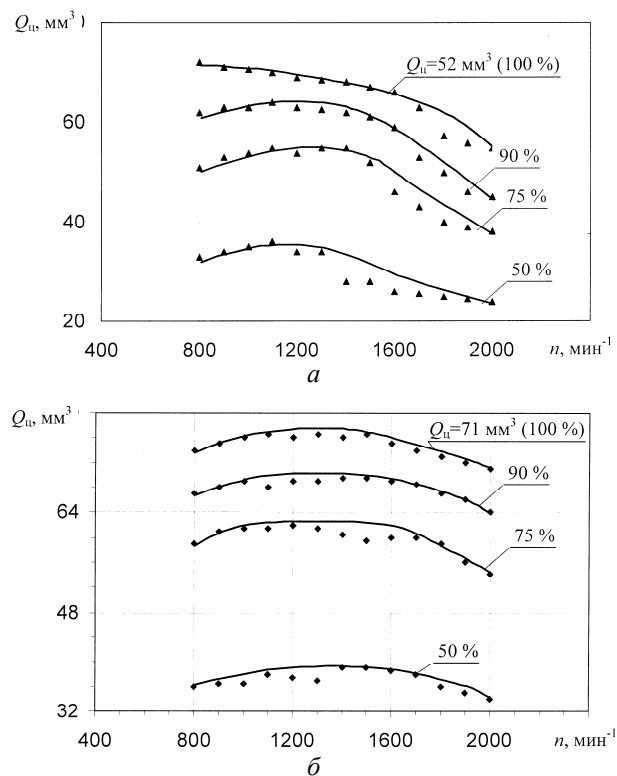


Рис. 1. Скоростные характеристики подачи топлива: опытная система:

$a$  – цикловая подача не восстановлена;  $b$  – цикловая подача восстановлена;  
— расчет; ▲, ◆ – эксперимент

уменьшение цикловой подачи топлива. Таким фактором, по нашему мнению, является сжатие в объемах системы части подаваемого плунжером топлива.

Итак, степень влияния сжимаемости топлива на цикловую подачу будет зависеть, во-первых, от количества сжатого в объемах системы топлива и, во-вторых, от соотношения перетекающего в отсечную полость и через распылитель (расширяющегося, ранее сжатого в объемах) топлива.

При одном и том же количестве сжатого в объемах системы топлива эффект влияния его на величину цикловой подачи может быть различным. Важно, на сколько цикловая подача соизмерима с количеством сжатого в объемах топлива [2]. Если количество топлива, сжатое в объеме штуцера  $V'$ , меньше величины цикловой подачи, то значительная часть периода впрыскивания топлива протекает во время рабочего хода плунжера. Это означает, что цикловая подача реализуется в основном за счет топлива, вытесняемого плунжером, и лишь частично – при расширении сжатого в объемах топлива. Более значительного уменьшения цикловой подачи следует ожидать, когда количество топлива, сжатое в объеме штуцера  $V'$ , превышает цикловую подачу и большую ее часть составляет топливо, расширяющееся в объеме  $V'$  после отсечки. В этом случае цикловая подача топлива зависит от перераспределения его между отсечной полостью насоса и распылителем. Последнее же определяется интенсивностью процесса отсечки, а также степенью превышения давления топлива в штуцере  $P'$  над давлением начала подъема иглы форсунки  $P$ . Следовательно, важную роль в формировании вида скоростных характеристик играют процессы, происходящие в системе после отсечки, в конце подачи, когда начинается этап одновременного истечения топлива через отсечные окна гильзы плунжера и через распылитель. Вскоре после отсечки топливо уже не поступает в нагнетательный трубопровод, а перетекает из него в надплунжерное пространство и далее – в полость отсечки. Протекание процессов в этот период можно характеризовать коэффициентом разгрузки нагнетательного трубопровода  $K_p$ , представляющим собой отношение количества топлива, вытекающего в процессе разгрузки нагнетательного трубопровода в отсечную полость, к количеству топлива, вытекающему через распылитель форсунки:

$$K_p = \frac{\int \mu_0 f_o \sqrt{P_{т.н.} - P_0} \cdot \Delta\tau}{\int \mu_p f_c \sqrt{P_B - P_{ц}} \cdot \Delta\tau} + \frac{V_{к.р.}}{\int \mu_p f_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_B - P_{ц})} \cdot \Delta\tau}, \quad (1)$$

где  $\mu_0$ ,  $\mu_p$  – коэффициенты расхода отсечных окон гильзы и всего распылителя;  $f_o$ ,  $f_c$  – площади поперечного сечения отсечных и сопловых (суммарные) отверстий;  $P_0$ ,  $P_{т.н.}$ ,  $P_B$ ,  $P_{ц}$  – давления топлива остаточное в нагнетательном трубопроводе, за нагнетательным клапаном, перед сопловыми отверстиями распылителя (впрыскивания) и в цилиндре дизеля;  $\rho$  – плотность топлива;  $V_{к.р.}$  – разгрузочный объем клапана.

В этом выражении первый член определяет относительное количество топлива, перетекающего из трубопровода за период от начала движения нагнетательного клапана до входа его разгрузочного пояса в седло. Второй член выражения – это дополнительный относительный объем, на который разгружается нагнетательный трубопровод, вследствие срабатывания разгрузочного устройства клапана.

Выражение (1) формализует и дополняет изложенную выше концепцию – подход к объяснению вида скоростных характеристик топливоподающей системы. В штатной системе при повышении частоты вращения вала насоса увеличение цикловой подачи (отрицательная гидрокоррекция) вызвано, как уже отмечалось, преобладанием эффекта дросселирования топлива в окнах гильзы. Это объясняет и повышение цикловой подачи, и соответствующее увеличение продолжительности процесса впрыскивания топлива.

Превалирующее влияние этого фактора подтверждается (рис. 2, а), где показано преобладание цикловой подачи над количеством сжатого топлива в объеме штуцера. Это наблюдается во всем диапазоне изменения частоты вращения вала насоса.

Значительное уменьшение цикловой подачи  $Q_{ц}$  при повышении скорости вращения вала насоса (рис. 1, а) можно объяснить сжатием топлива в объемах системы. Положительная гидрокоррекция характеристик подачи и соотношение цикловой подачи с количеством топлива, сжатым в объеме штуцера (рис. 2, а), подтверждают явное преобладание фактора сжатия топлива в объемах над фактором дросселирования его в окнах гильзы. Заметим, что

фактор сжатия топлива начинает преобладать, а, следовательно, и изменяется вид скоростных характеристик (начало уменьшения  $Q_{ц}$ , рис. 1) после того, как цикловая подача становится меньше количества сжатого в объемах системы топлива (рис. 2, а). Увеличение количества сжатого в штуцере топлива сопровождается уменьшением максимальной объемной скорости его подачи (рис. 2, б). Отсюда следует очень важный вывод о том, что повышение давления в нагнетательной магистрали системы при повышении скоростного режима насоса с закрепленной рейкой объясняется увеличением секундной объемной подачи топлива.

В опытной системе эффект дросселирования, сам по себе, проявляется больше, чем в штатной, а значит и плунжер из-за увеличения его действительного рабочего хода вытесняет в нагнетательную магистраль большее количество топлива. Но в распылитель, тем не менее, попадает топлива меньше, в результате пере-

пуска большего его количества в отсечную полость после отсечки; в выражении (1) это числитель первого члена. Установлен факт увеличения максимальной высоты подъема нагнетательного клапана при повышении скорости вращения кулачка. Более длительное пребывание клапана в приподнятом положении и объясняет увеличение количества топлива, перетекающего в отсечную полость после отсечки. Подтверждением этой гипотезы является увеличение (восстановление) цикловой подачи после уменьшения диаметра отсечного окна или доведения максимальной высоты подъема клапана до штатной. Это достигается путем повышения давления начала подъема клапана или увеличения жесткости его пружины. Изменился и вид скоростных характеристик: положительная гидрокоррекция стала менее выраженной (рис. 1, б). Напомним, что при этом уменьшался и объем штуцера насоса до  $1,5 \text{ см}^3$  против  $2,7 \text{ см}^3$ . Такой комплексный подход позволяет уменьшить количество сжимаемого топлива в объеме штуцера и количество перетекающего топлива в полость низкого давления после отсечки. Тот же эффект восстановления цикловой подачи наблюдается и в случае уменьшения объема штуцера до  $0,9 \text{ см}^3$  или диаметра отсечного окна до  $2,0 \text{ мм}$  без корректировки высоты подъема нагнетательного клапана [5]. А это обстоятельство, во всяком случае, объясняет причину уменьшения цикловой подачи топлива при увеличении частоты вращения вала насоса.

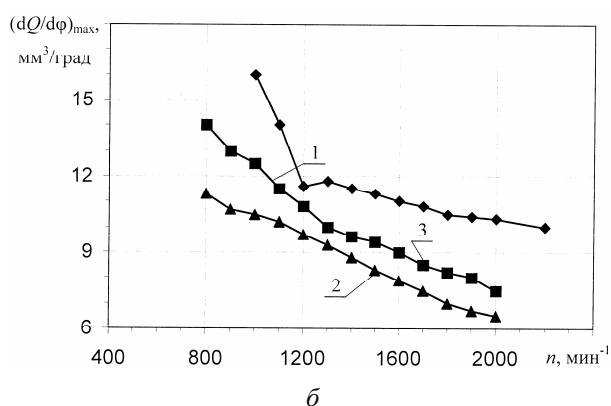
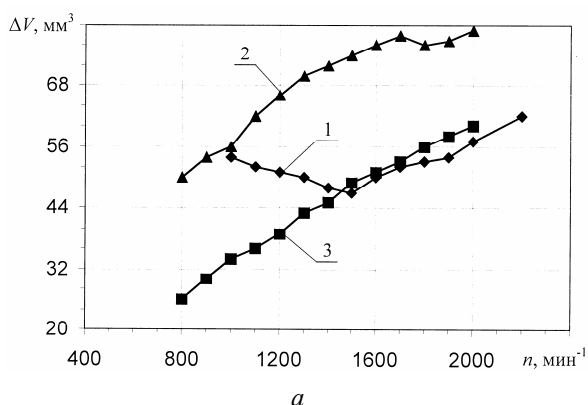


Рис. 2. Влияние частоты вращения коленчатого вала дизеля на количество сжатого топлива в объеме штуцера насоса (а) и максимальную объемную скорость подачи топлива (б): 1 – штатная система ( $Q_{ц} = 71 \text{ мм}^3$ ); 2 – опытная система (подача не восстановлена,  $Q_{ц} = 52 \text{ мм}^3$ ); 3 – опытная система (подача восстановлена,  $Q_{ц} = 71 \text{ мм}^3$ )

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. Е. К. Корси. – М. : Высшая школа. 1978. – 232 с.
2. Файнлейб, Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: справочник / Б. Н. Файнлейб. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С. И. Ефимов, [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М. : Машиностроение, 1985. – 456 с.
4. Пат. № 2260145 Рос. Федерация, МПК<sup>7</sup> F 02 М 59/36. Устройство управления топливopодачей дизеля / В. М. Славуцкий, В. В. Славуцкий, Д. А. Поляков, В. И. Липилин, А. М. Ларцев, Е. А. Салькин, К. Л. Бажин; А. В. Власов; заявитель и патентoбладатель Волгоград. гос. техн. ун-т. – № 2004100643/06; заявл. 08.01.2004; опубл. 10.09.2005. бюл. № 25.
5. Зубченко, В. А. Интенсификация процесса подачи топлива в дизель: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02: защищена 26.06.1998 / Зубченко Владимир Александрович. – Волгоград, 1998. – 243 с.

УДК 621.432.3

*Е. А. Федянов, д-р техн. наук, Е. М. Иткис, канд. техн. наук, В. Н. Кузьмин, инженер*  
**ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОТДАЧИ В СТЕНКИ ЦИЛИНДРА ДВИГАТЕЛЯ  
 С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ГОМОГЕННОЙ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: [fig@vstu.ru](mailto:fig@vstu.ru))

Указаны особенности теплоотдачи в стенке цилиндра двигателя с самовоспламенением гомогенной топливовоздушной смеси по сравнению с традиционными типами ДВС. Показана необходимость корректировки формулы Вошни для использования ее в расчетах теплоотдачи в стенке цилиндра двигателей с данным типом рабочего процесса. Найдены зависимости некоторых величин, входящих в формулу Вошни, от коэффициента избытка воздуха.

*Ключевые слова:* ДВС, теплоотдача, формула Вошни.

Features of heat transfer in walls of the cylinder of the engine with autoignition fuel/air mixture in comparison with traditional types internal combustion engines are specified. Necessity of updating of Woshni's formula for its use in calculation heat transfer in walls of the cylinder of engines with considered type of working process is shown. Dependences of some values entering into Woshni's formula on fuel/air ratio are found.

*Keywords:* internal combustion engines, heat transfer, Woshni's formula.

Определение теплоотдачи от рабочего тела к стенкам камеры сгорания поршневого двигателя представляет собой, как известно, весьма сложную задачу. При моделировании рабочих процессов для нахождения примерной величины коэффициента теплоотдачи используют формулы различных авторов, базирующиеся в подавляющем большинстве на критериальном уравнении, связывающем числа Нуссельта и Рейнольдса:

$$Nu = C \cdot Re^m. \quad (1)$$

Как показывает опыт, на двигателях различных типов и быстроходности получают неодинаковые значения коэффициентов  $C$  и  $m$ . Кроме того, во многих случаях приходится добавлять в расчетные формулы дополнительные корректирующие множители, учитывающие особенности конкретных двигателей.

В последнее время при моделировании рабочих процессов чаще других используют формулу Вошни, полученную в 60-х годах XX века на основе обработки результатов экспериментов на дизеле с неразделенной камерой сгорания [1]. Эта формула имеет вид:

$$\alpha_{\Sigma} = 110 \cdot \frac{p_r^{0,8} \cdot w^{0,8}}{T_r^{0,53} \cdot D^{0,2}}, \quad (2)$$

где  $\alpha_{\Sigma}$  – суммарный коэффициент теплоотдачи в стенке цилиндра;  $p_r$  и  $T_r$  – соответственно средние по объему мгновенные значения давления и температуры в камере сгорания;  $w$  – скорость рабочего тела в различные периоды цикла;  $D$  – диаметр цилиндра.

Расчет величины  $w$  производится или по формуле (2а) (в процессе сжатия), или по формуле (2б) (в процессе сгорания–расширения):

$$w = 2,28 \cdot c_m, \quad (2a)$$

$$w = 2,28 \cdot c_m + 3,24 \cdot 10^3 \cdot \frac{V_s \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p_r - p_0), \quad (2б)$$

где  $c_m$  – скорость поршня;  $p_1$ ,  $T_1$  и  $V_1$  – соответственно давление, температура и объем смеси в начале сжатия;  $V_s$  – рабочий объем цилиндра;  $p_0$  – текущее давление в цилиндре при провертывании вала.

Формула Вошни учитывает как конвективный, так и лучистый теплообмен. Влияние лучистого теплообмена учитывается в этой формуле путем выбора соответствующих значений коэффициентов. Кроме того, она отражает то экспериментально наблюдаемое обстоятельство, что в период сгорания значения коэффициента теплоотдачи оказываются заметно больше, чем при прокрутке.

Нами была сделана попытка применить формулу Вошни для расчета теплоотдачи при моделировании рабочего процесса двигателя с самовоспламенением гомогенной топливовоздушной смеси. Для проверки возможности применения этой формулы была выполнена оценка потерь теплоты в стенке на основе результатов индицирования опытных образцов двигателей с указанным рабочим процессом. Были использованы, в частности, индикаторные диаграммы двигателя Volvo ТД100 [2].

Результаты расчетов полного тепловыделения на основе индикаторных диаграмм с использованием формулы Вошни, числовые коэффициенты которой входят в выражение (2), показали, что она дает во всех случаях завышенные значения теплоотдачи. Относительные



значения полного тепловыделения оказываются больше единицы. На наш взгляд причинами такого неудовлетворительного результата являются особенности теплоотдачи в рассматриваемом рабочем процессе. В то время, как в двигателях с искровым зажиганием и в дизелях сгорание в каждый момент времени происходит в некоторых локальных объемах, являющихся одновременно генераторами дополнительной турбулентности, в двигателях с самовоспламенением гомогенной топливовоздушной смеси сгорание происходит одновременно по всему объему камеры сгорания, и степень турбулизации смеси значительно ниже. Кроме того, двигатели с таким рабочим процессом работают на сильно обедненных топливовоздушных смесях, вследствие чего доля трехатомных газов очень мала, и теплообменом излучением можно пренебречь.

Исходя из анализа результатов расчетов полного и активного тепловыделения и учитывая особенности рабочего процесса самовоспламенением гомогенной топливовоздушной смеси, нами был сделан вывод о необходимости корректировки формулы Вошни применительно к двигателям с рассматриваемым рабочим процессом.

На первом этапе были сделаны попытки скорректировать показатель степени  $y_1$ , в которую возводится температура, таким образом, чтобы к концу сгорания относительная величина полного тепловыделения  $\chi$  равнялась бы единице. Эти расчеты показали, что выполнение последнего условия возможно лишь при больших значениях указанной степени, чем в формуле (2). В частности, было получено значение показателя степени, превышающее 0,7.

В ходе исследований нам стали известны результаты работ по определению теплоотдачи в двигателях с самовоспламенением гомогенной топливовоздушной смеси, проведенных группой специалистов из Мичиганского университета и фирмы Джeneral Моторс [3], которые пришли к выводу, что рассматриваемый показатель степени лежит в диапазоне 0,7...0,8. Более того, в указанной работе утверждается, что должно быть ослаблено влияние второго слагаемого в формуле (26). Это связано с тем, что в связи с особенностями рассматриваемого рабочего процесса, отмеченными выше, в ходе сгорания нет дополнительной генерации турбулентности, которая имеет место в других типах двигателей. С учетом указанных корректировок

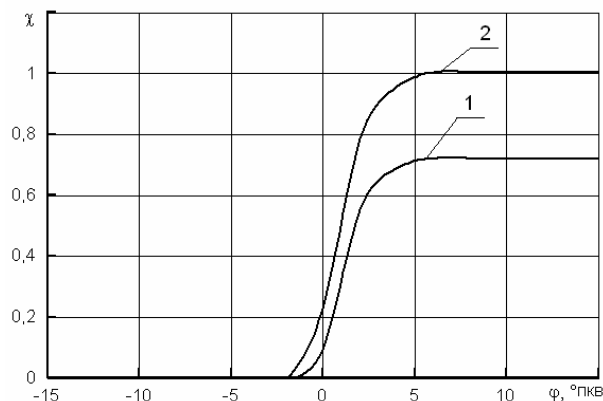
формула Вошни и формулы для расчета скорости рабочего тела имеют вид:

$$\alpha_{\Sigma} = 110 \cdot \frac{p_r^{0,8} \cdot w^{0,8}}{T_r^{0,73} \cdot D^{0,2}}, \quad (3)$$

$$w = 2,28 \cdot c_m, \quad (3a)$$

$$w = 2,28 \cdot c_m + 3,24 \cdot 10^3 \cdot \frac{V_s \cdot T_1}{6 \cdot p_1 \cdot V_1} \cdot (p_r - p_0). \quad (3б)$$

Анализируя результаты обработки индикаторных диаграмм (см. рисунок), полученных в двигателях с рассматриваемым рабочим процессом при различных значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , и учитывая особенности рассматриваемого процесса, мы пришли к выводу о том, что показатель степени  $y_1$  при  $T$ , отражающий влияние температуры не только на плотность, но и на теплопроводность и динамическую вязкость, должен быть не постоянной величиной, а зависеть от коэффициента избытка воздуха.



Пример построения кривых тепловыделения по данным индицирования двигателя Вольво ТД100:  
1 – активное тепловыделение; 2 – полное тепловыделение

В первом приближении предлагается использовать линейные зависимости от  $\alpha$  показателя степени при  $T$ . При этом в качестве базового значения показателя можно принять  $y_1 = 0,7$  при  $\alpha = 3$ . Исходя из вышесказанного, для режима  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  была найдена следующая зависимость  $y_1$  от  $\alpha$ :

$$y_1 = 0,04 \cdot \alpha + 0,58. \quad (4)$$

Приведенные нами расчеты полного тепловыделения с использованием предложенного подхода дают ошибку в определении потерь около 5 %.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н. Х. Дьяченко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 552 с.

2. Homogeneous charge compression ignition engine: experiments and detailed kinetic calculations / P. Amneus [et al] //

The Fourth Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines. – 1998. – № 4. – С. 567-572.

3. New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux / J. Chang [et al] // SAE transaction. – 2004. – № 113. – С. 1576-1593.

УДК 620.93; 533.951

*Л. В. Хоперскова, канд. физ.-мат. наук*

### ДИНАМИКА НИЗКОЧАСТОТНЫХ ТЕПЛОВЫХ ВОЗМУЩЕНИЙ НА ГРАНИЦЕ «ПЛАЗМА-КАТОД»

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: [fevt@vstu.ru](mailto:fevt@vstu.ru))

На основе решения уравнения теплопроводности на границе «плазма – катод переменного сечения» для малых возмущений тепловых потоков показана принципиальная возможность развития тепловой неустойчивости в длинноволновом пределе.

*Ключевые слова:* плазменный разряд, неустойчивость, катод.

On the basis of the decision of the equation of heat conductivity, for small perturbations of thermal streams basic possibility of development of thermal instability in a long-wave limit on border «plasma - the cathode» of variable section has been shown.

*Keywords:* plasma discharge, instability, cathode.

Основой современных электротехнологий является процесс преобразования электрической энергии в энергию плазмы. Источником низкотемпературного плазменного разряда, широко используемого в плазмохимии, электродуговой сварке, аэрозольных технологиях, являются электроды, формирующие плазменный столб и определяющие многие его свойства. Стабильность разряда и его параметры зависят от физических процессов, протекающих как на границе «плазма-катод», так и вдоль катода. В частности, граница «плазма-катод» может являться дополнительным источником возмущений плазменного разряда. Важной прикладной задачей представляется определение условий, при которых профиль температуры на конце катода меняется слабо вдоль  $z$ -координаты, что обеспечивает долговременную стабильную работу катода [1]. Поскольку в случае больших градиентов температуры на конце катода могут происходить быстрые изменения параметров плазмы и даже быстрое разрушение катода в зоне катодного пятна.

Важнейшим физическим процессом на границе «плазма-катод» является перенос тепла из катода в плазму и соответствующий перенос заряда. Катод оказывается существенно неоднородным вдоль координаты  $z$  (рис. 1). В результате уже исходное начальное равновесное состояние при анализе устойчивости оказыва-

ется неоднородным вдоль двух координат  $r$  и  $z$ , что усложняет анализ. В модели, построенной для катода переменного сечения, радиус катода  $R$  входит параметрически [2]. Квазиодномерная модель позволяет использовать аппарат обыкновенных дифференциальных уравнений относительно  $z$ -координаты, то есть вдоль катода. Такой подход требует приближения тонкого электрода, когда его длина существенно превышает радиус [3].

В [2] построена равновесная стационарная модель переноса тепла на границе между плазмой и катодом с учетом основных физических факторов. К таковым относятся (рис. 2):

1) радиационные потери с поверхности горячего металла  $q^{(rad)}$ ;

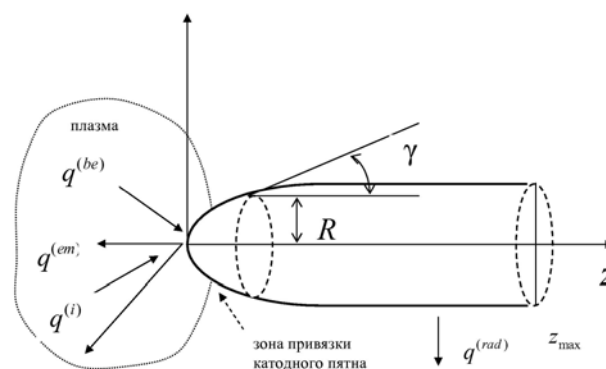


Рис. 1. Геометрия катода [2]

2) охлаждение за счет термоэмиссии электронов  $q^{(em)}$ ;

3) нагрев поверхности за счет ударов ионов плазмы о катод  $q^{(i)}$ ;

4) нагрев электронами плазмы  $q^{(be)}$ .

Изучим устойчивость такой модели по отношению к малым возмущениям в низкочастотном пределе. Тем самым пренебрегаем частотами порядка звуковых, ограничившись только тепловыми возмущениями. Для нестационарного случая, пренебрегая зависимостью температуры от координаты  $r$ , запишем уравнение теплопроводности

$$\rho c_v \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q, \quad (1)$$

где  $Q$  – функция источников тепла,  $c_v$  – удельная теплоемкость при постоянном объеме.

Поскольку уравнение (1) описывает достаточно медленные тепловые процессы [2, 4], то будем считать, что плазма на границе с катодом в каждый момент времени находится в тепловом равновесии с электродом, успевая подстраиваться под изменение его температуры.

Используя функцию источников тепла из [2], можно записать:

$$\rho c_v \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda(T) \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{I^2}{\sigma(T) S^2} - \frac{2}{R \cos \gamma} \cdot q(T), \quad (2)$$

где  $\sigma(T)$ ,  $q(T)$ ,  $\lambda(T)$  – удельная проводимость, плотность суммарного потока тепла и коэффициент теплопроводности соответственно.

Линеаризуем уравнение (2), представив все функции  $f = \{T, \lambda, \sigma, q\}$  в виде

$f(r, \varphi, z, t) = f_0(r) + \tilde{f}(r, \varphi, z, t)$ , где  $f_0$  – равновесные распределения,  $\tilde{f}$  – малое возмущение.

После стандартной процедуры линеаризации

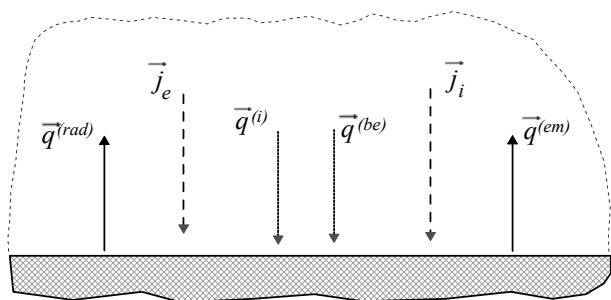


Рис. 2. Поток тепла и плотности тока на границе «плазма-катод»

[5], оставляя только линейные слагаемые, получим уравнение (2) относительно возмущенных величин  $\tilde{\sigma}$ ,  $\tilde{q}$ ,  $\tilde{\lambda}$ ,  $\tilde{T}$ . Индексом «0» будем отмечать параметры, характеризующие равновесное состояние. В итоге имеем:

$$\rho_0 c_{v0} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_0 \frac{\partial \tilde{T}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \tilde{\lambda} \frac{\partial T_0}{\partial z} \right) - \frac{I^2}{\sigma_0^2 S^2} \tilde{\sigma} - \frac{2}{R \cos \gamma} \cdot \tilde{q} = \frac{d\lambda_0}{dz} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial z} + \lambda_0 \frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial z^2} + \frac{d\tilde{\lambda}}{dz} \frac{\partial T_0}{\partial z} + \tilde{\lambda} \frac{\partial^2 T_0}{\partial z^2} - \frac{I^2}{\sigma_0^2 S^2} \tilde{\sigma} - \frac{2}{R \cos \gamma} \cdot \tilde{q}. \quad (3)$$

Выразим возмущенные параметры через возмущение температуры. В частности, для возмущения коэффициента теплопроводности имеем

$$\tilde{\lambda} = \left( \frac{\partial \lambda}{\partial T} \right)_0 \frac{\tilde{T}}{T_0} \lambda_0 = \left( \frac{d \ln \lambda}{d \ln T} \right)_0 \lambda_0 \frac{\tilde{T}}{T_0} = \delta_\lambda \lambda_0 \frac{\tilde{T}}{T_0}, \quad (4)$$

где  $\delta_\lambda = \left( \frac{d \ln \lambda}{d \ln T} \right)_0$ . (5)

Проводя аналогичные выкладки для удельной проводимости и плотности теплового потока, получаем:

$$\tilde{\sigma} = \delta_\sigma \sigma_0 \frac{\tilde{T}}{T_0}, \quad \tilde{q} = \delta_q q_0 \frac{\tilde{T}}{T_0}, \quad (6)$$

где  $\delta_\sigma = \left( \frac{d \ln \sigma}{d \ln T} \right)_0 = \frac{T_0}{\sigma_0} \left( \frac{\partial \sigma}{\partial T} \right)_0$ ,

$$\delta_q = \left( \frac{d \ln q}{d \ln T} \right)_0 = \frac{T_0}{q_0} \left( \frac{\partial q}{\partial T} \right)_0. \quad (7)$$

Отметим, что возмущение плотности потока  $\tilde{q}$  определяется возмущениями слагаемых:  $\tilde{q} = \tilde{q}^{(i)} + \tilde{q}^{(be)} - \tilde{q}^{(rad)} - \tilde{q}^{(em)}$ , которые в свою очередь можно выразить через  $\tilde{T}$ . Например, величина плотности тока  $J_e$ , характеризующая нагрев катода электронами, зависит от температуры плазмы  $T_p$  [2], которая определяется величиной  $T$ .

Дифференцируя  $\tilde{\lambda}$  по  $z$ , получаем:

$$\frac{\partial \tilde{\lambda}}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial \lambda}{\partial T} \bigg|_0 \tilde{T} \right) = \left( \frac{\partial^2 \lambda}{\partial T^2} \right)_0 \frac{\partial T_0}{\partial z} \cdot \tilde{T} + \left( \frac{\partial \lambda}{\partial T} \right)_0 \frac{\partial \tilde{T}}{\partial z}. \quad (8)$$

В итоге уравнение (3) для решений вида  $\propto \exp(-i\omega t + ikz)$  принимает вид:

$$\begin{aligned}
 -\omega \rho_0 c_{v0} \tilde{T} = & -\delta_\lambda \frac{\lambda_0}{T_0} \frac{dT_0}{dz} k \tilde{T} - i \lambda_0 k^2 \tilde{T} + \\
 & + \frac{dT_0}{dz} \left[ i \left( \frac{d^2 \lambda}{dT^2} \right)_0 \frac{dT_0}{dz} - k \left( \frac{d\lambda_0}{dT_0} \right)_0 \right] \cdot \tilde{T} + \\
 & + i \frac{d^2 T_0}{dz^2} \delta_\lambda \lambda_0 \frac{\tilde{T}}{T_0} - i \frac{I^2}{S^2 \sigma_0^2} \delta_\sigma \sigma_0 \frac{\tilde{T}}{T_0} - \\
 & - i \frac{2}{R \cos \gamma} \delta_q q_0 \frac{\tilde{T}}{T_0}. \quad (9)
 \end{aligned}$$

Для мнимой части частоты  $\omega$  имеем соотношение:

$$\begin{aligned}
 \rho_0 c_{v0} \operatorname{Im} \omega = & -\lambda_0 k^2 + \left( \frac{dT_0}{dz} \right)^2 \frac{d^2 \lambda_0}{dT_0^2} + \frac{d^2 T_0}{dz^2} \delta_\lambda \frac{\lambda_0}{T_0} - \\
 & - \frac{I^2}{S^2 \sigma_0} \delta_\sigma \frac{\sigma_0}{T_0} - \frac{2}{R \cos \gamma} \delta_q \frac{q_0}{T_0}. \quad (10)
 \end{aligned}$$

Проанализируем выражение (10). Выясним условия, при которых мнимая часть частоты  $\omega$  положительна ( $\operatorname{Im} \omega > 0$ ), что свидетельствует о неустойчивых решениях уравнения (2). Устойчивость возмущений определяется условием:

$$\begin{aligned}
 k^2 \leq k_{crit}^2 = & \frac{1}{\lambda_0} \left( \frac{dT_0}{dz} \right)^2 \left( \frac{d^2 \lambda_0}{dT_0^2} \right) + \frac{\delta_\lambda}{T_0} \frac{d^2 T_0}{dz^2} - \\
 & - \frac{1}{\lambda_0} \frac{I^2}{S^2 \sigma_0^2} \delta_\sigma \frac{\sigma_0}{T_0} - \frac{1}{\lambda_0} \frac{2}{R \cos \gamma} \delta_q \frac{q_0}{T_0}. \quad (11)
 \end{aligned}$$

В коротковолновом пределе (при достаточно больших  $k$ ), любые возмущения затухают с

декрементом  $\operatorname{Im} \omega = -\frac{\lambda k^2}{\rho_0 c_{v0}}$ . Следует отметить,

что рассматриваемая модель предполагает условие  $kR \leq 1$ .

Таким образом, устойчивость линейных возмущений в существенной мере определяется характером зависимости удельной проводимости электрода  $\sigma$  и плотности потока тепла через границу «катод-плазма»  $q$  от температуры [см.

(7)] и знаками величин  $\frac{d^2 T_0}{dz^2}$ ,  $q$ . Из (10), (11) сле-

дует, что наиболее благоприятными для роста возмущений оказываются области, где выпол-

няются условия  $\frac{d^2 \lambda_0}{dT_0^2} > 0$ ,  $\frac{d^2 T}{dz^2} \delta_\lambda > 0$ ,  $\delta_q \cdot q < 0$ ,

$\delta_\sigma < 0$ .

Полученные результаты позволяют исследовать динамику низкочастотных тепловых возмущений на границе «низкотемпературная плазма-катод» и определять условия развития тепловой неустойчивости в длинноволновом пределе в зависимости от материала катода и химического состава плазмы.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лапин, И. Е. Неплавящиеся электроды для дуговой сварки: монография / И. Е. Лапин, В. А. Косович; ВолгГТУ. – Волгоград, 2001. – 190 с.
2. Моделирование нагрева неплавящихся электродов с учетом катодных процессов / В. И. Атаманюк, И. Е. Лапин, В. И. Лысак, А. В. Савинов, Л. В. Хоперскова // Известия Тульского государственного университета. Сер. Компьютерные технологии в соединении материалов. – 2005. – № 3. – С. 174–180.
3. Теория столба электрической дуги. Низкотемпературная плазма / В. С. Энгельшт [и др.]. – Новосибирск: Наука, Сиб. отд-ние, 1990. – Т. 1. – 376 с.
4. Бочаров, Г. С. Тепловая неустойчивость холодной полевой эмиссии углеродных нанотрубок / Г. С. Бочаров, А. В. Елецкий // Журнал технической физики. – 2007. – Т. 77. – № 4. – С. 107–112.
5. Хоперскова, Л. В. Динамика возмущений в неоднородном плазменном столбе открытой электрической дуги / Л. В. Хоперскова, И. Е. Лапин // Физика волновых процессов и радиотехнические системы. Приложение. – Волгоград, 2004. – С. 355–356.

УДК 621.311.2  
Ш 37

*Н. Ю. Шевченко, преподаватель, Ю. В. Лебедева, ведущий инженер,  
А. Г. Сошинов, канд. техн. наук*

## **МЕТОДИКА ВЫБОРА ТЕХНИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ ВЛЭП В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ МЕТЕОУСЛОВИЯХ**

**Камышинский технологический институт (филиал)  
Волгоградского государственного технического университета  
(e-mail: LebedevaJulija1@yandex.ru)**

Приведены основные варианты развития воздушных линий электропередачи (ВЛЭП). Показан наиболее перспективный вариант развития.

*Ключевые слова:* воздушные линии электропередачи, гололедно-ветровые нагрузки, вариант развития линий электропередачи.

The article deals with the main ways of developing air electricity transmission systems. The most promising way of developing air electricity transmission systems has been shown.

*Keywords:* air electricity transmission systems, ice-wind load, the way of developing electricity transmission systems, net discount income.

В России находится в эксплуатации около 500 тыс. км линий 35–500 кВ. Высоковольтные линии имеют средний срок эксплуатации на 01.01.2001 г. на опорах: металлических – 36,6 лет; железобетонных – 25,1 года; деревянных – 41,4 года. Все более актуальной становится проблема технического перевооружения и реконструкции действующих электросетей [1].

Для повышения надежности действующих и проектируемых ВЛЭП, трассы которых проходят в районах с экстремальными климатическими условиями, можно предложить следующие мероприятия:

- внедрение схем плавки гололеда на проводах и тросах ВЛЭП;
- увеличение механической прочности ВЛЭП путем сокращения длины пролета;
- применение многогранных механических опор;
- использование компактных проводов марки AERO-Z.

Рассмотрим в данные мероприятия.

В период эксплуатации в России основным фактором противодействия гололедно-ветровым нагрузкам на ВЛЭП является плавка гололеда. Многократная плавка приводит к таким негативным последствиям, как перегрев проводов, сокращение срока службы, большие потери электроэнергии на плавку гололеда. Выгодной альтернативой внедрения плавки гололеда на проводах и грозозащитных тросах может стать только реконструкция линий с усилением их механической стойкости [2].

Одним из перспективных направлений развития электрических сетей является строитель-

ство ЛЭП на многогранных опорах (ММО). В аварийном режиме при развитии гололеда они выдерживают нагрузки в 2–3 раза больше, чем железобетонные опоры. Объемы разрушений при авариях снижаются в несколько раз. В то же время габаритный пролет между многогранными опорами может быть увеличен в 1,5–2 раза. Срок службы многогранных металлических опор не менее 50 лет. При использовании ММО в 4 раза снижаются сроки строительства, а стоимость строительно-монтажных работ сокращается примерно на 15 % [3].

Наиболее оптимальным решением проблемы обледенения и налипания снега на проводах является создание конструкции провода, исключающей гололедообразование на его поверхности. Такие провода (типа AERO-Z) предложены на Российский рынок Бельгийской компанией «NEXANS». За счет более гладкой внешней структуры AERO-Z имеют примерно на 30–35 % меньшее аэродинамическое сопротивление ветровым нагрузкам, что приводит к резкому снижению «пляски» проводов, это облегчает работу опор и гирлянд при сильных ветрах и сокращает эксплуатационные расходы. Благодаря плотной скрутке снижается коррозия провода и электрические потери на 10–15 %, повышается механическая прочность конструкции [4].

Актуальной остается задача выбора оптимального варианта строительства воздушной линии электропередачи в экстремальных метеорологических условиях. Для оценки экономической эффективности инвестиций в мероприятия по предотвращению гололедно-ветро-

вых аварий можно предложить следующую методику расчета.

В качестве критерия экономической эффективности примем чистый дисконтированный доход (ЧДД), определяемый по выражению:

$$\text{ЧДД}_i = \sum_{t=1}^T \frac{\mathcal{E}_i - \mathcal{Z}_i}{(1+E)^t} \rightarrow \max, \quad (1)$$

где  $i$  – номер варианта;  $\mathcal{E}_i$  – системный эффект в год  $t$ , оцениваемый снижением ущерба от гололедно-ветровых аварий при внедрении мероприятий;  $T$  – период сравнения;  $\mathcal{Z}_i$  – затраты на внедрение и функционирование мероприятий в год  $t$ , куда входят все затраты, необходимые для сооружения, реконструкции, функционирования и ликвидации объектов, требуемых для осуществления мероприятий;  $E$  – норма дисконта.

Капитальные затраты в каждый вариант можно определить по укрупненным стоимостным показателям с учетом индекса цен на 2006/07 год.

$$\mathcal{Z}_i = K_{\text{лин}} + I_t + I_{\text{ф}} + \Delta I_{\text{пот.э}}, \quad (2)$$

где  $K_{\text{лин}}$  – капиталовложения в линию;  $I_t$  – общие годовые эксплуатационные расходы без учета амортизации;  $I_{\text{ф}}$  – финансовые издержки, равные выплатам процентов по кредиту;  $\Delta I_{\text{пот.э}}$  – затраты на возмещение потерь электроэнергии, используемой для плавки гололеда  $\Delta I_{\text{пот.э}} = \Delta W_{\text{пл}} \cdot n \cdot \Pi$ , (3)

где  $\Delta W_{\text{пл}}$  – расход электроэнергии на единичную плавку гололеда;  $n$  – число плавок в течение года;  $\Pi$  – тариф на электроэнергию.

Расход электроэнергии на единичную плавку:

$$\Delta W_{\text{пл}} = U_{\text{пл}} \cdot I_{\text{пл}} \cdot t_{\text{пл}}, \quad (4)$$

где  $U_{\text{пл}}$ ,  $I_{\text{пл}}$ ,  $t_{\text{пл}}$  – напряжение, ток и время плавки соответственно.

Мероприятие является наиболее оптимальным (эффективным), если обеспечивается максимальное значение ЧДД среди  $n$  сравниваемых вариантов.

Системный эффект  $\mathcal{E}_i$  в год  $t$ , оцениваемый снижением ущерба от гололедно-ветровых аварий при внедрении мероприятий [5]:

$$\mathcal{E}_i = \Delta Y_{\text{сист}} + \Delta Y_{\text{потр}}, \quad (5)$$

где  $\Delta Y_{\text{сист}}$  – снижение системного ущерба;  $\Delta Y_{\text{потр}}$  – снижение ущерба от аварийных ограничений потребителей электроэнергии.

Снижение системного ущерба  $\Delta Y_{\text{сист}}$  определяется снижением параметра потока отказов от гололеда при внедрении мероприятий по повышению надежности:

$$\Delta Y_{\text{сист}} = (\omega_1 - \omega_2) \frac{l_{\text{ВЛ}}}{100} Y_{\text{ед}}, \quad (6)$$

где  $\omega_1$  – параметр потока отказов от гололеда на 100 км ВЛ;  $\omega_2$  – параметр потока отказов при внедрении мероприятий по повышению надежности;  $l_{\text{ВЛ}}$  – расчетная длина ВЛ, км;  $Y_{\text{ед}}$  – среднее значение капиталовложений на восстановление поврежденных участков ВЛ определяется по формуле:

$$Y_{\text{ед}} = K_{\text{л}} \cdot l_{\text{в}}, \quad (7)$$

где  $K_{\text{л}}$  – капиталовложения в линию;  $l_{\text{в}}$  – длина линии, подлежащая восстановлению после гололедной аварии.

Снижение ущерба от аварийных ограничений потребителей электроэнергии  $\Delta Y_{\text{потр}}$  определяется по формуле:

$$\Delta Y_{\text{потр}} = (\omega_1 - \omega_2) \frac{l_{\text{ВЛ}}}{100} \Delta W_{\text{ав}} y_{\text{уд}} \quad (8)$$

где  $\Delta W_{\text{ав}} = \alpha_{\text{рез}} P_{\text{ср}} t_{\text{вос}}$  – среднее значение аварийного недоотпуска электроэнергии для данного класса напряжения ВЛ на одно повреждение;  $\alpha_{\text{рез}}$  – коэффициент учитывающий возможности электроэнергетической системы по резервированию ВЛ;  $P_{\text{ср}}$  – средняя мощность, передаваемая по ВЛ;  $t_{\text{вос}}$  – среднее время восстановления поврежденного участка, сут  $\times 24$ , ч;  $y_{\text{уд}}$  – удельный ущерб от аварийного недоотпуска электроэнергии, руб./кВт·ч.

На основе предложенной методики проводится сравнительный анализ внедрения мероприятий по повышению надежности ВЛ 220 кВ длиной 30 км.

Средняя мощность, передаваемая по ВЛ,  $P_{\text{ср}} = 150$  МВт. Удельный ущерб от аварийного недоотпуска электроэнергии  $y_{\text{уд}} = 3$  долл/кВт·ч [6]. Примем, что после гололедной аварии восстановлению подлежат 11 км ВЛ. Время восстановления 11 км ВЛ  $t_{\text{вос}} = 5 \text{ сут} \times 24 \text{ ч}$ ;  $\alpha_{\text{рез}} = 0,5$ ;  $E = 10 \%$ ; горизонт расчета  $T = 15$  лет. Район по гололеду – III (по ПУЭ-7), нормативное ветровое давление 650 Па. Базовые стоимостные показатели приведены к ценам 2006 года. Срок реконструкции 3 года с одинаковым объ-

Таблица 1

## Результаты расчетов

Показатель	Ед. изм.	Вариант			
		1	2	3	4
Тип опор	шт.	ЖБО	ЖБО	ММО	ММО
Пролет	м	160	96	320	320
Кол-во опор	шт.	187	313	94	94
Марка провода	–	АС	АС	АС	AERO-Z
Наличие плавки гололеда	–	есть	нет	нет	нет
Капиталовложения в линию	млн. руб.	65,7	53,8	58,82	291,3
Стоимость потерь электроэнергии	млн. руб.	1,56	1,42	1,42	1,308
$\Delta U_{\text{сист}}$	млн. руб.	7,47	3,79	7,59	8,16
$\Delta U_{\text{потр}}$	млн. руб.	152,69	162,08	155,0	166,8
Системный эффект, $\mathcal{E}_i$	млн. руб.	160,16	165,8	162,59	174,96
ЧДД	млн. руб.	611,5	721,4	700,1	576,8

емом по годам. Срок возврата кредита – 3 года с выплатой 15 % в год. Время плавки гололеда  $t_{\text{пл}} = 1,4$  ч за два цикла. Время пробной плавки  $t_{\text{пр}} = 0,05$  ч. Во всех вариантах использованы полимерные изоляторы. По данным института «Энергосетьпроект» параметр потока отказов от гололеда на 100 км ВЛ 220 кВ составит  $\omega_1 = 0,073$  отказ/год.

**Вариант 1** – основным фактором противодействия экстремальным нагрузкам на воздушной линии электропередачи является плавка гололеда. Опоры промежуточные железобетонные типа ПБ220-1, провод сталеалюминевый марки АС 400/51.

**Вариант 2** – увеличение механической прочности линии за счет сокращения на 40 % расстояния между железобетонными опорами типа ПБ220-1. Провод АС 400/51.

**Вариант 3** – используется подвеска провода марки АС 400/51 на многогранные металлические опоры ПМ 220-1 (оцинкованные).

**Вариант 4** – для повышения механической прочности ВЛЭП предусмотрена подвеска провода AERO-Z на металлических многогранных опорах.

Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Вывод. Рассмотренные результаты расчетов показывают, что все предложенные варианты по ЧДД равноценны, т. е. различаются не более, чем на 20 %. Поэтому в экстремальных гололедно-ветровых условиях экономически может быть оправдано строительство линии электропередачи без применения плавки гололеда. Наибольший системный эффект можно полу-

чить при использовании современных композитных проводов и многогранных металлических опор, так как они имеют больший срок службы, меньшие потери электроэнергии, а также повышенную механическую прочность. Для окончательного принятия решения о внедрения мероприятий по повышению надежности ВЛЭП в экстремальных условиях необходимо провести многокритериальную оценку с учетом фактора неопределенности.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Яковлев, Л. В. Повышение надежности воздушных линий на стадиях проектирования и эксплуатации / Л. В. Яковлев, Ф. Л. Коган, Р. С. Каверина // *Электрика*. – № 1, 2008.
2. Дьяков, Ф. А. Эксплуатация ВЛ 330–500 кВ в условиях экстремальных гололедно-ветровых воздействий. Внедрение системы автоматического наблюдения за гололедом / Ф. А. Дьяков // *Энергетик*, 2005. – № 6. – С. 20–26.
3. Линт, Н. Г. Экономика строительства линий электропередачи на стальных многогранных опорах / Н. Г. Линт, С. Е. Казаков, О. В. Семенко // *Электро*, 2007. – № 6. – С. 47–53.
4. Куликов, А. С. AERO-Z – высокотехнологичные провода для высоковольтных линий электропередач / А. С. Куликов // *Линии электропередачи 2008: Проектирование, строительство, опыт эксплуатации и научнотехнический прогресс. Третья Российская с международным участием научно-практическая конференция. Новосибирск*, 2008.
5. Диагностика, реконструкция и эксплуатация воздушных линий электропередачи в гололедных районах: учеб. пособие / И. И. Левченко, А. С. Засыпкин, А. А. Аллилуев, Е. И. Сацук. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 448 с.: ил.
6. Справочник по проектированию электрических сетей / Под ред. Д. Л. Файбисовича. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЭНАС, 2007. – 352 с.: ил.

УДК 621.313

*А. Н. Шилин*<sup>1</sup>, д-р техн. наук, *Е. Г. Зенина*<sup>2</sup>, канд. техн. наук,  
*Н. В. Арванитаки*<sup>3</sup>, преподаватель

### АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Волгоградский государственный технический университет<sup>1</sup>

(e-mail: eltech@vstu.ru)

Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ) Волгоградский филиал<sup>2</sup>  
Московский энергетический институт (ГУ) филиал в г. Волжском<sup>3</sup>

Приведен анализ использования схем замещения при моделировании асинхронного двигателя. Рассмотрены основные условия, обеспечивающие нормальную работу двигателя при частотном регулировании. Приведены результаты моделирования механических и энергетических параметров асинхронного двигателя при частотном регулировании с использованием схем замещения.

*Ключевые слова:* электрические машины, асинхронные двигатели, частотно-регулируемый электропривод.

The analysis of use of equivalent circuits is resulted at modelling the asynchronous engine. The basic conditions providing normal work of the engine at frequency regulation are considered. Results of modelling of mechanical and power parameters of the asynchronous engine are resulted at frequency regulation with use of equivalent circuits.

*Keywords:* electric mashine, induction motors, VFD.

В настоящее время одним из приоритетных направлений развития науки и техники является разработка и внедрение энергосберегающих технологий. Практически все современное технологическое оборудование содержит в своем составе различные электромеханические приводы. Необходимо отметить, что среди них сравнительно велика доля мощных приводов. Очевидно, что одним из резервов экономии электроэнергии является минимизация энергетических потерь в электроприводах. Энергетическая эффективность электропривода зависит в большой степени от режима его работы. Поэтому для исследования влияния режима работы электропривода на его энергетические потери необходима математическая модель электропривода. Большая часть потерь электропривода приходится на электрические машины. Поскольку основные потери электрических машин являются функциями частоты тока, то и модель энергетических потерь машины целесообразно представлять как функцию частоты. В качестве моделей электрических машин в инженерной практике широко используются схемы замещения.

В качестве характеристик асинхронных электродвигателей используются следующие функциональные зависимости и параметры: механическая характеристика  $M=f(n)$  или  $M=f(s)$ , зависимость тока статора от нагрузки  $I=f(M)$ , кратность максимального момента  $K_M=M_{\max}/M_{\text{ном}}$ , кратность пускового тока  $K_I=I_{\text{пуск}}/I_{\text{ном}}$ , КПД ( $\eta$ ) и коэффициент мощности  $\cos\phi$ . При частотном анализе энергетических потерь необходимо также исследовать как зависят от частоты основные параметры.

Модель асинхронного двигателя с постоянными параметрами активного  $R$  и реактивного  $X$  сопротивлений может быть представлена в виде двух схем замещения Т-образной и Г-образной. На рис. 1 представлена Т-образная схема замещения.

При использовании в качестве модели асинхронного двигателя схемы замещения принимаются следующие допущения:

1) параметры двигателя  $R$  и  $X$  не зависят от частоты и тока нагрузки, т. е. принимаются постоянными величинами;

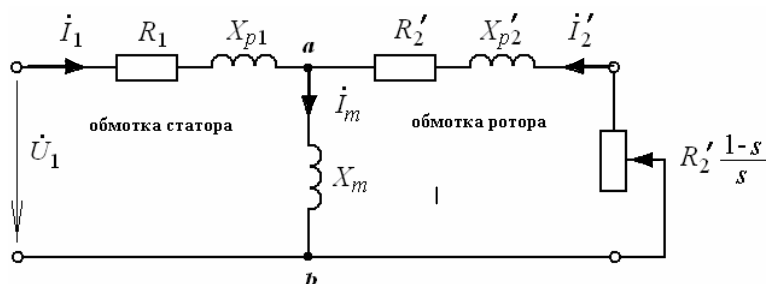


Рис. 1. Т-образная схема замещения асинхронного двигателя



2) проводимость поперечной (намагничивающей) ветви принимают постоянной, т. е. намагничивающий ток пропорционален приложенному напряжению и не зависит от нагрузки;

3) не учитываются добавочные потери от потоков рассеяния при нагрузке;

4) гармонические составляющие в моменте двигателя не учитываются.

Применение схем замещения позволяет в значительной мере приблизиться к изучению процессов, происходящих в асинхронной машине, а моделирование с использованием схем замещения – наиболее простой и наглядный метод, широко применяемый в инженерной практике.

При частотном регулировании синхронная скорость асинхронного двигателя  $n_1 = \frac{60f}{p}$  управ

ляется изменением частоты  $f$  питающей сети. Для обеспечения постоянства величины магнитного потока в воздушном зазоре при частотном управлении должны поддерживаться

постоянным отношение  $\frac{U}{f} = \text{const}$  и учитывать-

ся вид нагрузки. Выполнение этого условия позволит избежать возрастания индукции и соответственно роста потерь в магнитопроводе, а также нарушения изоляционного слоя между

листами стали магнитопровода. При малых значениях  $\alpha = \frac{f}{f_{\text{ном}}}$ , т. е. при низких частотах  $f$ ,

получается и слишком низкое входное напряжение, по сравнению с которым становится соизмеримым падение напряжения в первичной обмотке статора. При частотах  $f \leq 10$  Гц для обеспечения достаточной величины максимального момента отступают от правила  $\frac{U}{f} =$

$= \text{const}$  и снижают напряжение пропорционально меньше, чем частоту. Поэтому при анализе изменение частоты будем проводить в диапазоне от 10 до 1000 Гц при постоянной нагрузке на валу, а, следовательно, с учетом сделанных допущений, при изменении напряжения пропорционально частоте.

Исследование энергетических частотных характеристик выполним на примере асинхронного двигателя 4А 100 S4 со следующими номинальными параметрами:  $U_{\text{ном}}=380$  В;  $R_1=0,078$  Ом;  $X_1=0,089$  Ом;  $X_m=2,2$  Ом;  $R_2=0,053$  Ом;  $X_2=0,13$  Ом;  $s_{\text{ном}}=4,1$ ;  $\eta_{\text{ном}}=85\%$ ;  $\cos\varphi=0,82$ ;  $K_M=2,33$ .

Для Т-образной схемы замещения (рис.1) уравнение напряжения  $U_{ab}$ , приложенного к ветви намагничивания, имеет вид:

$$\dot{U}_{ab} = \frac{\dot{U}_1 \cdot \frac{1}{R_1 + jX_{L1}}}{\frac{1}{R_1 + jX_{L1}} + \frac{1}{R_m + jX_{Lm}} + \frac{1}{\left(\frac{R'_2}{s} + R_{\text{мех}}\right) + jX'_{L2}}} = \dot{U}_1 \cdot \frac{a + jb}{c + jd}, \quad (1)$$

где  $R_{\text{мех}} = R_2 \frac{1-s}{s}$ ;

$$a = R_m \left( \frac{R'_2}{s} + R_{\text{мех}} \right) - X_{Lm} X'_{L2};$$

$$b = X_{Lm} \left( \frac{R'_2}{s} + R_{\text{мех}} \right) + X'_{L2} R_m;$$

$$c = \left( \frac{R'_2}{s} + R_{\text{мех}} \right) \cdot (R_1 + R_m) + R_1 R_m - X_{Lm} (X_{L1} + X'_{L2}) - X_{L1} X'_{L2};$$

$$d = \left( \frac{R'_2}{s} + R_{\text{мех}} \right) \cdot (X_{L1} + X_{Lm}) + R_m (X_{L1} + X'_{L2}) + R_1 (X'_{L2} + X_{Lm}).$$

При моделировании будем учитывать зависимость реактивных сопротивлений схемы замещения от частоты, а механические и энерге-

тические характеристики рассчитывать с учетом заданных и рассчитанных электрических параметров схемы замещения.

Результаты моделирования представлены на рис. 2–4.

Потребляемая мощность асинхронного двигателя:

$$P_1(f) = 3 \cdot U_1(f) \cdot |I_1(f)| \cdot \cos\varphi_1(f). \quad (2)$$

Мощность потерь складывается из потерь мощностей на сопротивлениях схемы замещения и добавочных потерь, принимаемых равными 10 % от механической мощности:

$$P_2(f) = P_{e1}(f) + P_{e2}(f) + P_m(f) + P_{\text{доб}}(f) = 3 \cdot |I_1(f)|^2 \cdot R_1 + 3 \cdot |I'_2(f)|^2 \cdot R'_2 + 3 \cdot |I_m(f)|^2 \cdot R_m + 0,1 \cdot P_{\text{мех}}(f),$$

где  $P_{\text{мех}}(f) = P_{\text{вп}}(f) - P_{\text{в2}} =$

$$= 3 \cdot U_1(f) \cdot |I_2(f)| \cdot \cos \varphi_2 - 3 \cdot |I_2'(f)|^2 \cdot R_2'. \quad (3) \quad M_n(f) =$$

КПД асинхронного двигателя (рис. 2):

$$\eta(f) = \frac{P_1(f) - P_2(f)}{P_1(f)} = 1 - \frac{P_{\Sigma}(f)}{P_1(f)}. \quad (4)$$

Механические параметры асинхронного двигателя (рис. 3):

номинальный момент –

$$= \frac{3 \cdot p \cdot U_1^2(f) \frac{R_2'}{s}}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \left[ \left( \frac{R_2'}{s} + R_1 \right)^2 + (X_{L1} + X_{L2}')^2 \right]}; \quad (5)$$

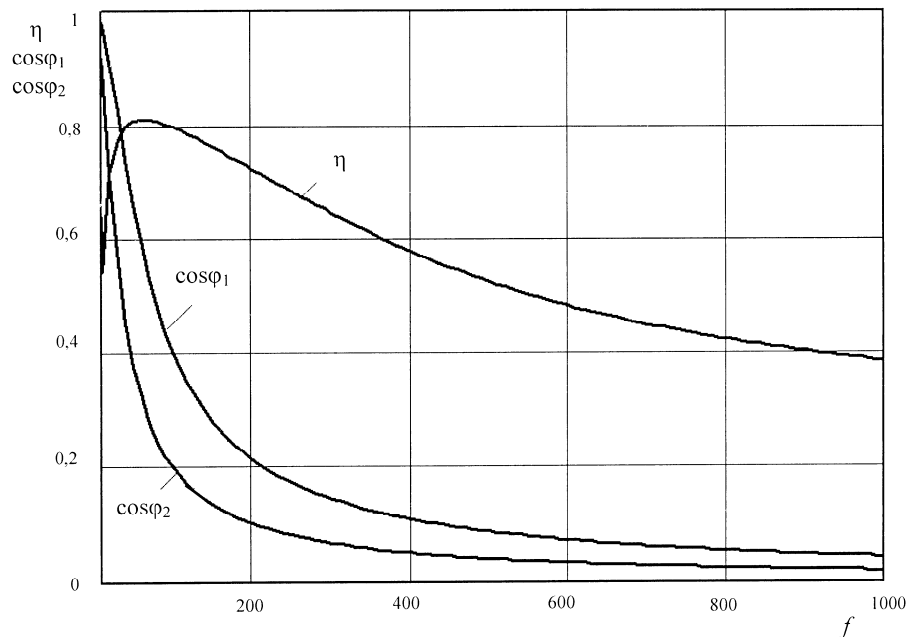


Рис. 2. Зависимости КПД  $\eta(f)$  и коэффициентов мощности статора  $\cos\varphi_1(f)$  и ротора  $\cos\varphi_2(f)$  асинхронного двигателя при частотном регулировании

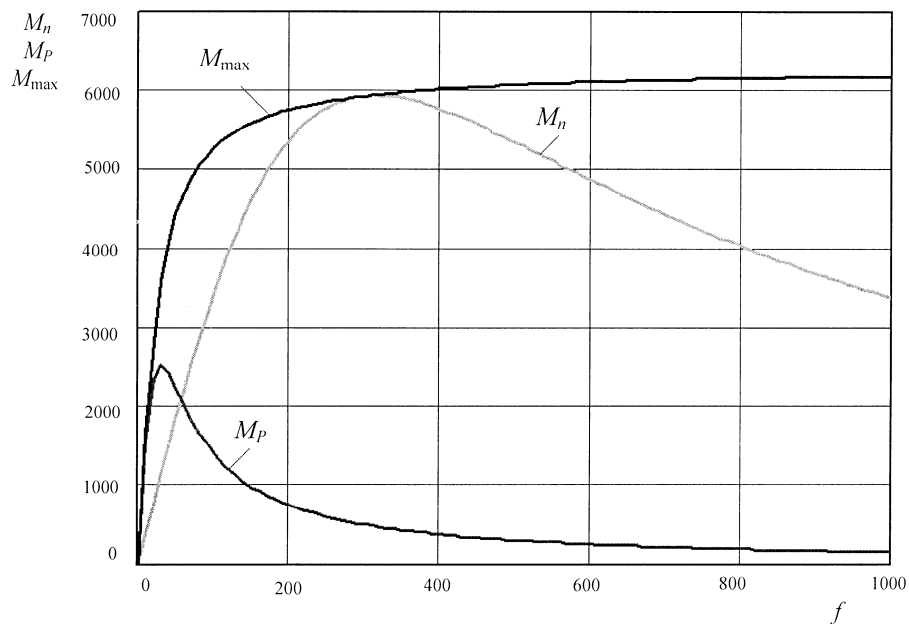


Рис. 3. Зависимости номинального  $M_n(f)$ , пускового  $M_p(f)$  и максимального  $M_{\text{max}}(f)$  моментов асинхронного двигателя при частотном регулировании

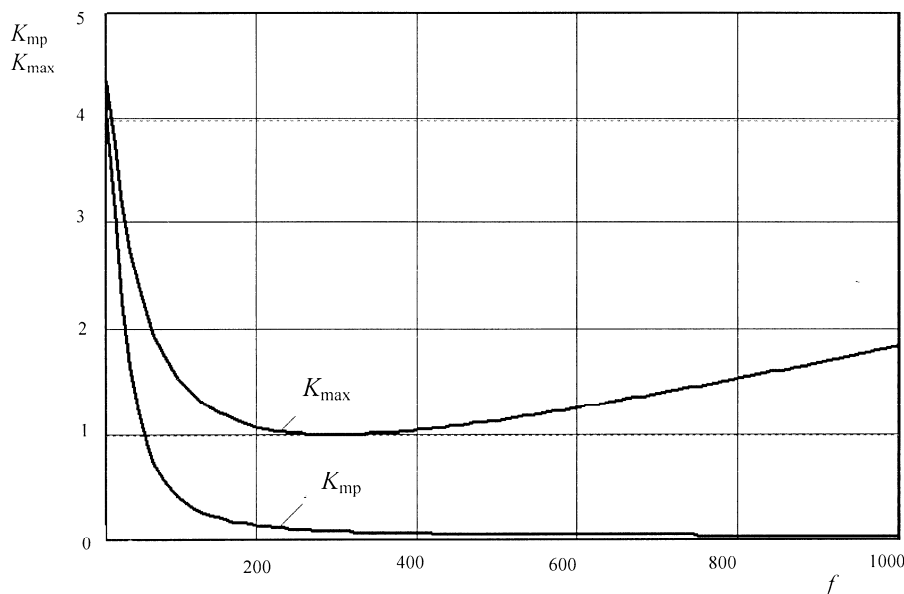


Рис. 4. Зависимости кратностей пускового  $K_{тр}(f)$  и максимального  $K_{max}(f)$  моментов асинхронного двигателя при частотном регулировании

пусковой момент –

$$M_p(f) = \frac{3 \cdot p \cdot U_1^2(f) R'_2}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot ((R_1 + R'_2)^2 + (X_{L1} + X'_{L2})^2)}; \quad (6)$$

максимальный момент –

$$M_{max}(f) = \frac{1}{2} \cdot \frac{3 \cdot p \cdot U_1^2(f)}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \left( R_1 + \sqrt{R_1^2 + (X_{L1} + X'_{L2})^2} \right)}; \quad (7)$$

Кратности моментов (рис. 4):

кратность пускового момента –

$$K_{тр}(f) = \frac{M_p(f)}{M_n(f)}; \quad (8)$$

кратность максимального момента –

$$K_{max}(f) = \frac{M_{max}(f)}{M_n(f)}. \quad (9)$$

Анализ результатов моделирования показывает, что механические параметры при линей-

ном изменении частоты изменяются нелинейно. Особенно чувствительным к такому регулированию оказался пусковой момент – зависимость пускового момента от частоты имеет явно выраженный максимум на частотах порядка 30...40 Гц, а кратность пускового момента резко уменьшается с увеличением частоты и на частотах более 60 Гц становится меньше единицы.

Зависимость КПД от частоты также имеет явно выраженный максимум на частоте порядка 40...100 Гц. Потери с увеличением частоты и питающего напряжения растут медленнее, чем входная мощность.

Значение КПД на частоте 50 Гц близко к параметрам, заложенным в проектные расчеты двигателя (погрешность – 3 %), что говорит об удовлетворительном схождении результатов моделирования.

Таким образом, разработанная модель позволяет обоснованно выбирать режимы частотно-регулируемого электропривода, обеспечивающие минимальные потери энергии и необходимые механические характеристики.

УДК 621.43.05

*С. Н. Шумский, канд. техн. наук, К. В. Приходьков, канд. техн. наук, В. Н. Костычев, аспирант***МОДЕЛИРОВАНИЕ СТОХАСТИЧНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВС  
С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: tig@vstu.ru)

Рассмотрены принципы моделирования стохастичности процесса образования начального горения в двигателях с искровым зажиганием на режиме холостого хода. Предложен способ моделирования случайных вариаций коэффициента остаточных газов.

*Ключевые слова:* поршневые ДВС, искровое зажигание, межцикловая неидентичность, режим холостого хода.

Stochastic model the process of formation the initial burning in a spark ignition engines on a idle conditions are considered. The mode of modelling the casual variations of residual's gases factor is offered.

*Key words:* piston ICE, spark ignition, cycle to cycle variation, idle conditions.

Работа автомобильного двигателя на режиме холостого хода (х.х.) занимает значительную долю времени в условиях современного городского движения. Сокращение потребления топлива двигателем на этом режиме приведет к заметному снижению общего эксплуатационного расхода. На режиме х.х. расход топлива можно снизить, уменьшив частоту вращения коленчатого вала двигателя. Однако, как показывает опыт, с понижением частоты вращения на х.х. сильно начинает возрастать неравномерность частоты вращения коленчатого вала двигателя, вследствие увеличения неидентичности протекания процессов воспламенения и сгорания от цикла к циклу. Известный способ повышения стабильности частоты вращения коленчатого вала двигателя на режиме х.х. за счет обогащения топливовоздушной смеси ведет к увеличению выбросов продуктов неполного сгорания и потому неприемлем.

В связи со сказанным, представляет интерес поиск дополнительных возможностей снижения межцикловой неидентичности (МЦН) и соответственно частоты вращения при сохранении величины коэффициента избытка воздуха в топливовоздушной смеси. Такой путь решения задачи требует углубленного изучения природы МЦН с учетом особенностей рассматриваемого режима работы.

Существенную помощь в исследованиях причин МЦН на режиме х.х. и в поиске путей уменьшения такой неидентичности могут оказать математические модели, воспроизводящие стохастичность процессов воспламенения и сгорания. Так как согласно результатам большого числа исследований МЦН рабочего про-

цесса в целом связана с МЦН формирования начального очага (НО) горения при зажигании электрической искрой, предлагается составить такую математическую модель на основе воспроизведения стохастичности образования НО. В частности, предлагается взять за основу стохастическую математическую модель образования НО, рассмотренную в работе Г. Н. Злотина и др. [1]. В этой модели стохастичность процесса воспроизводится путем формирования случайным образом искривленного фронта турбулентного пламени на поверхности НО. Система уравнений, описывающая случайный процесс формирования поверхности НО в каждый момент времени, включает уравнения состояния и сохранения энергии, массы, а также уравнение, учитывающее скорость изменения реальной площади поверхности фронта пламени на границе НО. Модель позволяет анализировать влияние на процесс развития НО таких факторов, как турбулентность и случайные вариации величины коэффициента избытка воздуха топливовоздушной смеси в зоне электродов свечи зажигания. Вместе с тем, можно предполагать, что на режиме х.х. существенную роль в формировании уровня МЦН начинают играть вариации количества остаточных газов в цилиндре и выделения энергии в искровом разряде.

Для учета вариаций выделения энергии в искровом разряде используем подход, предложенный в работе Г. Н. Злотина и др. [2]. Согласно этому подходу вариации величины энергии, выделившейся в искровом разряде, связаны с вариациями пробивного напряжения, величина которого определяет радиус и температуру ядра начального очага. Предполагается, что канал искрового разряда имеет цилиндрическую форму, а вся энергия в момент пробоя

<sup>1</sup> Работа выполнена под руководством доктора технических наук, профессора Е. А. Федянова

подводится в него изохорно. После завершения пробоя канал принимает сферическую форму с тем же объемом. Этот сферический объем адиабатно расширяется до радиуса ядра НО. Исходя из рассмотренной физической картины, радиус ядра НО можно определить как

$$r_{b0} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot V_{b0}}{4 \cdot \pi}}, \quad (1)$$

где  $V_{b0}$  – объем ядра.

В свою очередь,

$$V_{b0} = \pi \cdot r_{ch}^2 \cdot d_s \left( \frac{T_u'}{T_u} \right)^{1/k}, \quad (2)$$

где  $d_s$  – межэлектродный зазор свечи зажигания.

Температуру ядра НО определяем по формуле

$$T_{b0}' = T_u' \left( \frac{T_u}{T_u'} \right)^{k-1}, \quad (3)$$

где  $T_u$  – температура свежей смеси;  $T_u'$  – температура газа в результате пробоя искрового промежутка.

Считая, что в фазе пробоя напряжение на разрядном промежутке свечи зажигания, а, следовательно, и ток в искровом канале линейно зависят от времени, выражение для радиуса канала пробоя можно получить в виде

$$r_{ch} = A \cdot \rho^{-1/6} \cdot I^{1/3} \cdot \tau^{1/2}, \quad (4)$$

где  $A$  – коэффициент, учитывающий свойства газа в разрядном промежутке;  $\tau$  – длительность фазы пробоя;  $I$  – ток искрового разряда к моменту завершения пробоя межэлектродного промежутка [3].

Ток искрового разряда к моменту завершения пробоя межэлектродного промежутка достигает своего максимального значения

$$I = U_{пр} \cdot \sqrt{\frac{C_{св}}{L_{св}}}, \quad (5)$$

где  $C_{св}$  и  $L_{св}$  – емкость и индуктивность свечи зажигания соответственно;  $U_{пр}$  – пробивное напряжение.

Для того чтобы, используя рассмотренный выше способ определения параметров ядра НО, получить в модели правильную картину влияния вариаций пробивного напряжения  $U_{пр}$  на режиме холостого хода на вариации процесса формирования НО, необходимо знать закон распределения значений  $U_{пр}$  на этом режиме. Ряд экспериментов, проведенных нами на двигателе ВАЗ 21083 с использованием системы

сбора данных о пробивных напряжениях, созданной С. Н. Шумским и Ю. И. Моисеевым [4], показал, что вариации пробивного напряжения на холостом ходу являются случайной величиной, изменяющейся по нормальному закону распределения (пример гистограммы пробивных напряжений представлен на рис. 1). Это дает возможность в модели получать цикловые значения пробивных напряжений, задаваясь средним значением и среднеквадратичным отклонением этой величины.

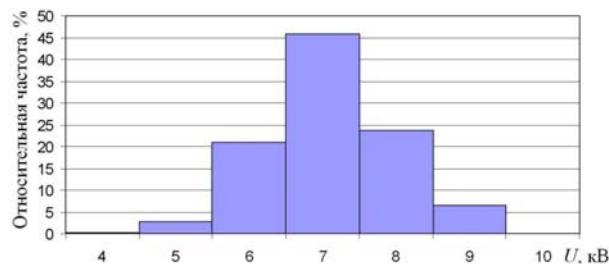


Рис. 1. Гистограмма пробивных напряжений на режиме холостого хода в двигателе ВАЗ-21083

Сложность воспроизведения межцикловых вариаций количества остаточных газов от цикла к циклу заключается в том, что их доля  $\gamma_r$  в текущем цикле зависит от результатов протекания процесса сгорания в предыдущем цикле:

$$\gamma_r = \frac{T_a \cdot p_r}{\varepsilon \cdot p_a \cdot T_r - T_a \cdot p_r}, \quad (6)$$

где  $T_a$  – температура в конце впуска;  $p_a$  – давление в конце впуска;  $T_r$  – температура остаточных газов от предыдущего цикла;  $p_r$  – давление остаточных газов от предыдущего цикла.

Для того чтобы преодолеть указанную сложность, предлагается перед моделированием случайного процесса формирования НО в данном цикле производить расчет всего индикаторного процесса в предыдущем цикле, опираясь на выполненный расчет формирования начального очага в этом же предыдущем цикле. Расчет индикаторного процесса в ходе сгорания ведем, основываясь на определении средней скорости распространения турбулентного пламени. Начальным положением фронта пламени является граница НО в момент завершения его формирования.

Для определения средней скорости распространения турбулентного пламени используем модель «погружения». Согласно этой модели, массовая скорость выгорания топливоздушной смеси пропорциональна скорости «погру-

жения» турбулентных молей во фронт пламени. Для определения последней необходимо знать скорость турбулентных пульсаций, которая пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя. Коэффициент пропорциональности является калибровочным параметром, в модели его величина подбирается на основе экспериментальных данных о скорости сгорания в двигателе конкретной модели. Необходимые для вычисления скорости выгорания значения ламинарной скорости пламени определяем по справочным данным [6].

Зная в каждый момент времени массу сгоревшей топливовоздушной смеси, можно определить положение фронта пламени. При этом следует учитывать, что площадь поверхности фронта пламени меняется по углу поворота коленчатого вала в соответствии с геометрией камеры сгорания. После завершения сгорания расчет параметров состояния продуктов сгорания в цилиндре ведем вплоть до начала выпуска по уравнению политропного процесса. Температуру остаточных газов принимаем равной температуре продуктов сгорания в момент выпуска. Давление остаточных газов принимаем в соответствии с экспериментальными данными [7].

Рассмотренная выше математическая модель позволяет воспроизводить стохастические вариации рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием на холостом ходу с учетом всех основных особенностей этого режима.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Злотин, Г. Н. Моделирование стохастичности воздействия турбулентности на развитие начального очага горения при искровом зажигании / Г. Н. Злотин, А. Ю. Свистачев, Е. А. Федянов // Химическая физика. – 2001. – Т. 20. – № 7. – С. 105–111.
2. Злотин, Г. Н. Развитие начального очага горения гомогенной топливовоздушной смеси в цилиндре ДВС / Г. Н. Злотин, К. В. Приходьков, С. Н. Шумский // Двигателестроение. – 2007. – № 3. – С. 7–10.
3. Брагинский, С. И. К теории развития канала искры / С. И. Брагинский // ЖЭТФ. – 1958. – № 6. – С. 1548–1557.
4. Моисеев, Ю. И. Статистические характеристики пробивного напряжения на свечах зажигания двигателей легкого топлива : дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 : защищена 28.12.1999 / Ю. И. Моисеев. – Волгоград, 2000. – 139 с.
5. Tabaczynski R.J., Ferguson C.R., Radhakrishnan K.A. Turbulent Entrainment Model for Spark Ignition Engine Combustion.- SAE Preprints, s.a.770647, 1977, 17p.
6. Козаченко, Л. С. Горение бензино-воздушных смесей в турбулентном потоке / Л. С. Козаченко // Изв. АН СССР, ОХН. – 1960. – № 1. – С. 45–52.
7. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин [и др.]. – М. : Высш. школа, 1980. – 400 с.

Научное издание

**ИЗВЕСТИЯ**  
**Волгоградского государственного технического университета**  
**№ 7 (55), 2009 г.**

Серия "ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ  
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ"  
(Выпуск 2)

*Межвузовский сборник научных статей*

Редактор *А. К. Саютина*  
Компьютерная верстка *Е. В. Макаровой*

Темплан 2009 г. Поз. № 71.  
Подписано в печать 00.10.2009. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.  
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 10,23. Уч.-изд. л. 9,32.  
Тираж 150 экз. Заказ

Волгоградский государственный технический университет.  
400131 Волгоград, просп. им. В. И. Ленина, 28, корп. 1.

Отпечатано в типографии  
Волгоградского государственного технического университета.  
400131 Волгоград, пр. им. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

В сборнике научных статей "Известия высших учебных заведений", серия "Процессы преобразования энергии и энергетические установки" публикуются статьи, которые содержат результаты теоретических и экспериментальных исследований в области тепло- и электроэнергетики, направленных на улучшение показателей тепловых двигателей и совершенствование методов моделирования и диагностики электроустановок.

Вопрос об опубликовании статьи или ее отклонении решает редакционная коллегия сборника, которая утверждается ректором университета, ее решение является окончательным. Редакция направляет представленный для издания материал на рецензирование.

Рукопись должна быть набрана и сверстана в текстовом редакторе Word и распечатана на лазерном принтере в режиме полной загрузки тонера. Формат бумаги А4 (210×297 мм).

Для ускорения подготовки издания необходимо представлять файлы статей на дискетах или компакт-дисках (CD) в полном соответствии с распечатанным оригиналом. Дискета должна быть вложена в отдельный конверт, на этикетке дискеты указываются фамилии авторов статьи.

При наборе текста следует соблюдать следующие требования: поля – верхнее – 2,0 см, нижнее – 3,0 см, левое – 2,5 см, правое – 2,5 см; шрифт Times, кегль 14, интервал полуторный.

Текст набирается с применением автоматического переноса слов, перед знаками препинания (в том числе внутри скобок) пробелы не допускаются, после них ставится один пробел. Разрядка слов не допускается, следует избегать перегрузки статей большим количеством формул, рисунков, таблиц. Для набора символов в формульном редакторе MS Equation (MS Word) использовать установки (Стиль/Размеры) только по умолчанию; рисунки должны быть выполнены в редакторах векторной графики, таких как CorelDRAW или в любом приложении к Word. Допускается сканирование рисунков в программе Microsoft Photo Editor.

Инициалы и фамилия автора (авторов) пишутся над заглавием статьи. Ниже заглавия, перед основным текстом, указывается организация или предприятие, в котором работает автор статьи. В конце статьи ставится полное название учреждения, которое рекомендует статью для публикации, дата и подпись автора (всех авторов).

Литературные ссылки должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 7.1–2003 "Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления". Библиографический список использованной литературы, составленный в порядке упоминания в тексте, дается в конце статьи; связь с основным текстом осуществляется цифровым порядковым номером в квадратных скобках в строке. Подстрочные ссылки не допускаются.

Иностранные фамилии и термины в тексте следует приводить в русском переводе. В библиографическом списке фамилии авторов, полное название книг и журналов приводится на языке оригинала.

Ссылки на неопубликованные работы не допускаются.

При обозначении единиц физических величин должна применяться Международная система единиц (СИ).

Объем статьи не должен превышать 8 страниц бумаги формата А4, включая таблицы и библиографический список; число рисунков – не более четырех, включая рисунки, помеченные буквами *a*, *b*, и т. д. Рекомендуется включать в сборник статьи с авторским коллективом не более четырех человек с участием каждого автора в одной–двух статьях.

Статьи должны представлять сжатое четкое изложение результатов, полученных автором без повторов приводимых данных в тексте статьи, таблицах и рисунках. К статье должны быть приложены: сведения об авторах (полное имя, отчество, фамилия, ученая степень, звание, домашний адрес, номер телефона служебный, домашний, E-mail), документация, подтверждающая возможность ее открытого опубликования.