

Метод расчета позволяет учесть изменение параметров внешней среды на входе в двигатель.

Проведенные эксперименты подтверждают достоверность предлагаемого метода при сравнительной оценке изменения концентрации оксидов азота в условиях эксплуатации. Сравнение результатов расчетов совместной работы двигателя и турбокомпрессора с экспериментальными данными так же позволяет судить о достоверности методики расчета совместной работы.

#### **ЛИТЕРАТУРА:**

1. Stefan Gros. Marine emission legislation./ Wartsila Diesel Group. Marine News. -№ 1.-1994. -р. 37-43.

2. Толшин В.И. Приближенная оценка концентрации оксидов азота в отработавших газах (ОГ) судового 4-х тактного дизеля // Двигателестроение. 2003, №2, Приложение 1, с. 5-6.

3. Толшин В.И., Амбросов Д.Б., Зябров В.А., Минаев А.Ю. Альтернативный упрощенный метод контроля выбросов NOx // Речной транспорт 2004, №3.

### **ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКОЛОГИЧНОСТИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВАНКЕЛЯ**

**Злотин Г.Н., Морщихин Е.Б., Федянов Е.А., Ярыгин К.Е.**  
*Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград*

В последнее время вновь усилился интерес к роторно-поршневым двигателям (РПД) Ванкеля. Это связано, в том числе, с перспективами их применения в легкомоторной авиации, для которой этот тип двигателей по сочетанию удельной мощности, уравновешенности, металлоемкости и трудоемкости изготовления обладает неоспоримыми преимуществами.

На кафедре «Теплотехника и гидравлика» Волгоградского государственного технического университета ведутся исследования, целью которых является повышение эксплуатационной топливной экономичности РПД и улучшение их экологических характеристик. Первое направление исследований связано с применением управляемого фазированного впрыскивания топлива, а второе – с использованием метода отключения части рабочих циклов.

Фазированное впрыскивание топлива во впускное окно осуществляется для того, чтобы путем расслоения топливовоздушного заряда в камере сгорания уменьшить недогорание топливовоздушной смеси вблизи задней, по ходу вращения, вершины ротора. Это недогорание обусловлено тем, что

однонаправленное движение заряда в рабочей камере, вызванное вращением ротора, затрудняет распространение пламени от свечей зажигания в сторону, противоположную движению заряда.

Для управления фазированным впрыскиванием необходимо знать границы распространения пламени в камере сгорания на всех скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя.

В связи со сложностью экспериментального изучения процесса распространения пламени в камере сгорания РПД нами было выполнено теоретическое исследование этого процесса на основе специально разработанной математической модели.

Пространство камеры сгорания, согласно этой модели, разделяется на пять зон: три зоны исходной топливовоздушной смеси и две зоны продуктов сгорания. Каждая из зон продуктов сгорания разделяется на две полузоны. Первые полузоны каждой из зон ограничены фронтами пламени, которые движутся в сторону задней вершины ротора, вторые полузоны - фронтами пламени, которые движутся в сторону передней вершины. При этом учитывается, что пламя от свечей зажигания распространяется как в продольном, относительно ротора, так и в поперечном направлениях.

В основе модели лежит система уравнений, включающая уравнения сохранения энергии для каждой из трех зон свежего заряда и каждой из двух зон продуктов сгорания, уравнение баланса объемов и уравнение состояния идеального газа.

Уравнения сохранения энергии для зон, соответственно, топливовоздушной смеси и продуктов сгорания записаны в виде

$$\frac{k_{u_i}}{k_{u_i} - 1} p \frac{dV_{u_i}}{d\varphi} + \frac{1}{k_{u_i} - 1} V_{u_i} \frac{dp}{d\varphi} = c_{pu_i} \cdot T_{u_i} \frac{dm_{u_i}}{d\varphi} - \frac{Q_{Wu_i}}{\omega} \quad (i = 1..3), \quad (1)$$

$$\frac{k_{b_i}}{k_{b_i} - 1} p \frac{dV_{b_i}}{d\varphi} + \frac{1}{k_{b_i} - 1} V_{b_i} \frac{dp}{d\varphi} = (q_u - q_{diss}) \frac{dm_{b_i}}{d\varphi} - \frac{Q_{Wb_i}}{\omega} +$$

$$+ c_{pu_i} \cdot T_{u_i} \frac{dm_{b_{i1}}}{d\varphi} + c_{pu_{i+1}} \cdot T_{u_{i+1}} \frac{dm_{b_{i2}}}{d\varphi} \quad (i=1..2),$$

где  $p$ ,  $V$ ,  $T$  – соответственно давление, объем и температура,  $q_u$  и  $q_{diss}$  – удельные теплоты сгорания топливовоздушной смеси и потерь на диссоциацию,  $Q_W$  – потери теплоты в стенки камеры сгорания,  $k$  и  $c_p$  – показатель адиабаты и теплоемкость.

Уравнение баланса объемов в дифференциальной форме выглядит следующим образом:

$$\sum_1^3 \frac{dV_{u_i}}{d\varphi} + \sum_1^2 \frac{dV_{b_i}}{d\varphi} = \frac{dV_{\Sigma}(\varphi)}{d\varphi}, \quad (3)$$

где  $V_{\Sigma}$  – объем всей камеры сгорания при текущем положении ротора.

Указанная выше система уравнений дополняется уравнениями сохранения масс для каждой из рассматриваемых зон и уравнениями, описывающими механизм распространения турбулентного пламени. В итоге модель представляет собой систему из 28 дифференциальных уравнений.

Для описания процесса распространения турбулентного пламени использована модель «погружения», согласно которой движение передней границы зоны горения полностью определяется характеристиками турбулентности в набегающем потоке свежей смеси, а сгорание в охваченном пламенем объеме свежей смеси происходит в многочисленных ламинарных фронтах по поверхностному механизму. Размер сгорающих в ламинарных фронтах пламени турбулентных молей принимается равным микромасштабу Тейлора ( $\lambda_t$ ), который в свою очередь считается пропорциональным интегральному масштабу турбулентности. Исходя из микромасштаба  $\lambda_t$  определяется время  $\tau_f$  выгорания турбулентных молей:

$$\tau_f = \lambda_t / w_{n(ij)}, \quad (4)$$

где  $w_{n(ij)}$  – скорость распространения ламинарного пламени на границе  $ij$ -ой полузоны. Значения  $w_{n(ij)}$  вычисляются по формулам, аппроксимирующим экспериментальные данные.

Скорость выгорания смеси во фронте пламени определяется как

$$\frac{dm_{b(ij)}}{d\varphi} = \frac{m_{e(ij)} - m_{b(ij)}}{\omega \cdot \tau_f(ij)}, \quad (5)$$

где  $m_{e(ij)}$  – масса свежего заряда, погружаемого во фронт пламени на границе  $ij$ -ой

полузоны,  $m_{b(ij)}$  – масса продуктов сгорания в  $ij$ -ой полузоне,

$\omega$  – угловая скорость

вращения ротора,  $\varphi$  – угол поворота ротора.

Для нахождения массы  $m_e$  свежего заряда, погруженной во фронт пламени, предварительно вычисляется скорость погружения:

$$\frac{dm_{e(ij)}}{d\varphi} = \frac{\rho_{u(i+j-1)} \cdot A_f(ij) \cdot (w'_{ij} + w_{n(i+j-1)})}{\omega}, \quad (6)$$

где  $w'_{ij}$  – интенсивность турбулентных пульсаций,  $A_f$  – площадь фронта пламени для полузоны.

Интенсивность турбулентных пульсаций принимается линейно зависящей от средней скорости потока:

$$w'_{ij} = C_1 \cdot |w_{ij}| \cdot \left( \frac{p}{p_0} \right)^{0,5}, \quad (7)$$

где  $w_{ij}$  – средняя скорость потока в сечении камеры сгорания, соответствующем положению передней границы фронта пламени,  $p_0$  – давле-

ние в камере сгорания в начале сжатия,  $C_1$  – константа, значение которой принято равным 0,1. Множитель  $(p/p_0)^{0,5}$  в формуле (7) учитывает уменьшение микромасштаба турбулентности при сжатии.

Положение границ фронтов пламени и зон продуктов сгорания рассчитывается из текущих значений объемов полужон.

Теоретическое исследование проводилось применительно к двигателю ВАЗ-311, который имеет следующие геометрические параметры: эксцентриситет  $e=14,985$  мм, производящий радиус приближенного контура рабочей полости  $a=102$  мм, ширина статора  $H=80$  мм. Рабочий объем двигателя  $649$  см<sup>3</sup>. В ходе моделирования частота вращения ( $n$ ) изменялась в диапазоне от  $1500$  до  $5500$  мин<sup>-1</sup>, а разрежение во впускном трубопроводе ( $\Delta p_k$ ) от  $3$  до  $35$  кПа.

Результаты моделирования показали, что на величину недогорания влияют оба указанных режимных фактора.

Наибольшее недогорание наблюдается на малых нагрузках (рис. 1). Так, например, на смеси стехиометрического состава (кривая 2) при  $\Delta p_k=21$  кПа недогорание примерно в 1,8 раза больше, чем при  $\Delta p_k=3$  кПа. На наш взгляд, причиной значительного недогорания на малых нагрузках является снижение ламинарной скорости горения вследствие повышения доли остаточных газов. Такое заключение подтверждается, в частности, тем, что на малых нагрузках, как видно из рис. 1, влияние коэффициента избытка воздуха на недогорание ослабевает – остаточные газы на этих нагрузках оказывают большее влияние на нормальную скорость распро-

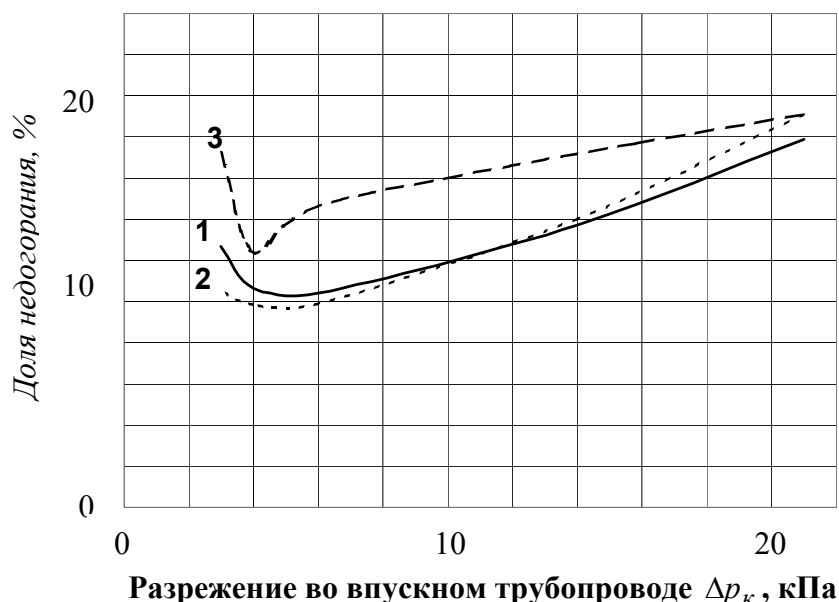


Рис. 1. Зависимость доли недогорания от разрежения во впускном трубопроводе  $\Delta p_k$  ( $n=2000$  мин<sup>-1</sup>):  
 1– при  $\alpha=0,92$ ;  
 2– при  $\alpha=1$ ;  
 3– при  $\alpha=1,1$ .

странения пламени, чем величина  $\alpha$ .

При рассмотрении зависимости доли недогорающего топлива от нагрузки обращает на себя внимание то, что минимум недогорания при всех составах смеси оказывается в диапазоне нагрузок от  $\Delta p_k=4$  до  $\Delta p_k=6$  кПа.

Характер зависимости недогорания от частоты вращения иллюстрируют графики, приведенные на рис. 2. Видно, что при всех составах топливовоздушной смеси значение доли несгоревшего топлива при частоте вращения  $5500 \text{ мин}^{-1}$  существенно больше, чем при  $1500 \text{ мин}^{-1}$ . Например, на стехиометрической смеси (кривая 2) при  $n=5500 \text{ мин}^{-1}$  доля недогорания в 2,4 раза больше, чем при  $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ . Вместе с тем, при любом составе смеси можно указать некоторый интервал изменения частоты вращения, в котором с ростом последней недогорание несколько уменьшается. На наш взгляд, это объясняется тем, что при повышении частоты вращения, с одной стороны, увеличивается средняя скорость движения заряда относи-

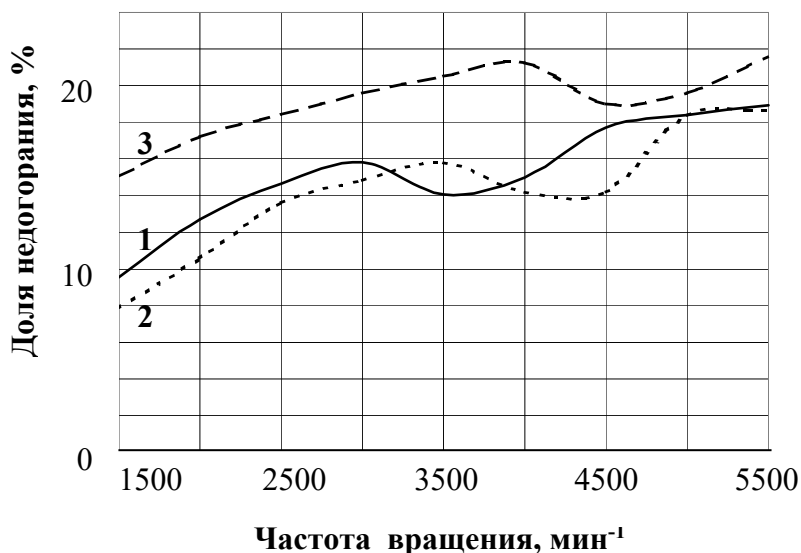


Рис. 2. Зависимость доли недогорания от частоты вращения ротора ( $\Delta p_k=3$  кПа):

- 1— при  $\alpha=0,92$ ;
- 2— при  $\alpha=1$ ;
- 3— при  $\alpha=1,1$ .

тельно статора, препятствующая распространению пламени в сторону задней вершины ротора, а, с другой, растет интенсивность турбулентных пульсаций и, соответственно, скорость перемещения турбулентного пламени относительно свежей смеси. В отмеченных выше интервалах изменения частоты вращения влияние второго фактора несколько превалирует над влиянием первого.

В целом, моделирование позволило определить для всех нагрузочных и скоростных режимов положение в камере сгорания зоны, в пределах

которой должна располагаться содержащая топливо часть расслоенного заряда.

Результаты моделирования позволили также оценить возможное снижение расхода топлива и, соответственно, выбросов несгоревших углеводородов за счет расслоения заряда при фазированном впрыскивании. На осредненном режиме городского ездового цикла ( $p_e = 0,2$  МПа,  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>) указанное снижение может достигать до 15 %.

Для оценки эффективности применения метода отключения циклов в РПД и, в частности, с целью изучения возможности сохранения на частичных режимах топливной экономичности на уровне ее минимального значения по нагрузочной характеристике были проведены теоретические исследования зависимости расхода топлива от доли отключаемых рабочих циклов.

Методика исследований заключалась в следующем. При отключении части рабочих циклов их индикаторная работа становится равной нулю, однако, в этих циклах сохраняются потери на газообмен. При этом на фиксированной частоте вращения эффективная мощность двигателя должна оставаться постоянной при изменении доли отключаемых циклов:

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}} = N_i^- - N_{\text{мех}}^-, \quad (8)$$

где  $N_e$  - заданная эффективная мощность двигателя,  $N_i$  - индикаторная мощность двигателя при работе без отключения циклов,  $N_{\text{мех}}$  - мощность механических потерь, в т.ч. и на газообмен,  $N_i^-$  - индикаторная мощность двигателя при работе с отключением части циклов,  $N_{\text{мех}}^-$  - мощность механических потерь двигателя при работе с отключением части циклов.

Индикаторные мощности  $N_i$  и  $N_i^-$  связаны с числом рабочих циклов следующим образом:

$$N_i = p_i \cdot V_h \cdot n_{\text{ц}}, \quad (9)$$

$$N_i^- = p_i^- \cdot V_h \cdot (n_{\text{ц}} - n_{\text{откл}}), \quad (10)$$

где  $p_i$  - среднее индикаторное давление цикла при работе без отключения части циклов,  $V_h$  - рабочий объем двигателя,  $n_{\text{ц}}$  - общее число рабочих циклов за единицу времени,  $n_{\text{откл}}$  - количество отключенных циклов за то же время,  $p_i^-$  - среднее индикаторное давление в рабочих циклах при отключении  $n_{\text{откл}}$  циклов.

Исходя из результатов проведенных экспериментов, можно принять, что  $N_{\text{мех}} \cong N_{\text{мех}}^-$ . Тогда  $N_i = N_i^-$ . Последнее позволяет найти необходимую величину среднего эффективного давления  $p_e^-$  в рабочих циклах:

$$p_e^- = p_e \frac{n_{\text{ц}}}{n_{\text{ц}} - n_{\text{откл}}} = p_e \frac{100}{100 - x}, \quad (11)$$

где  $x$  - доля отключенных циклов в %.

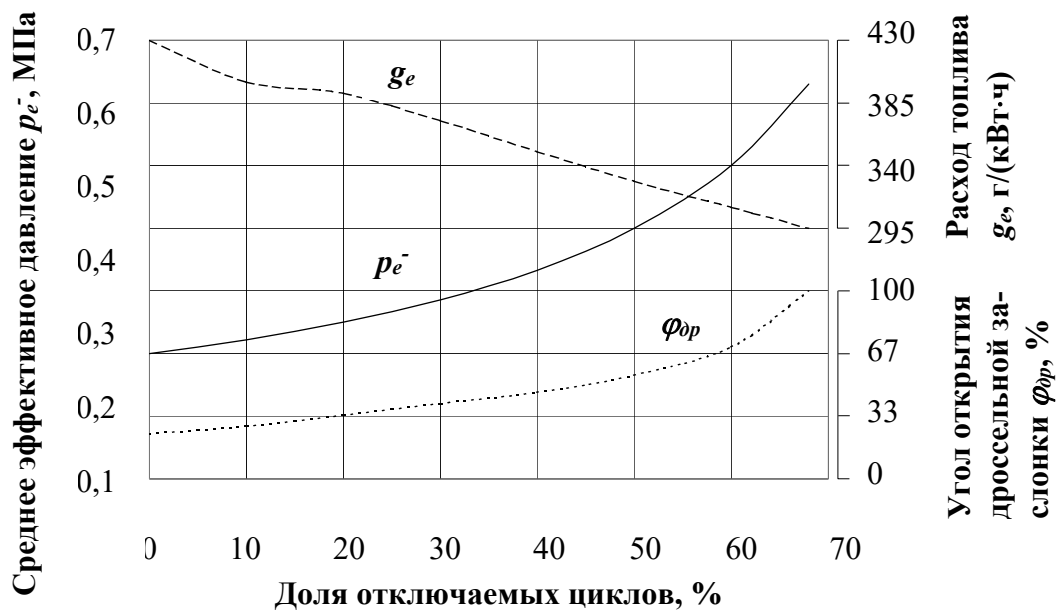


Рис. 3. Изменение удельного расхода топлива, среднего эффективного давления рабочих циклов и угла открытия дроссельной заслонки в зависимости от доли отключенных циклов.

Из формулы (11) следует, что для сохранения мощности двигателя при отключении части циклов среднее эффективное давление  $p_e^-$  в рабочих циклах должно быть больше, чем при отсутствии отключения. Для повышения среднего эффективного давления рабочих циклов необходимо приоткрывать дроссельную заслонку.

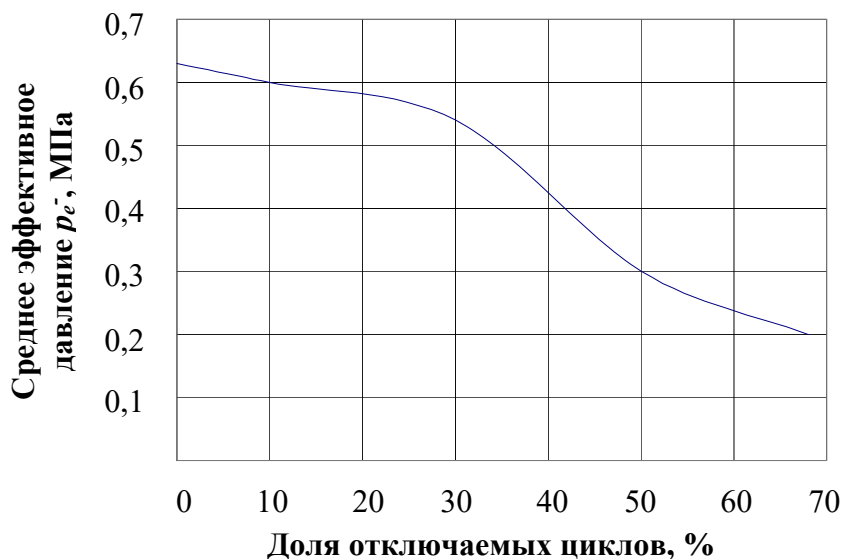


Рис. 4. Зависимость максимального реализуемого эффективного давления от доли отключенных циклов

Зависимость требуемой величины открытия дроссельной заслонки при заданной доле отключенных циклов (рис.3) была найдена с использованием описанной выше математической модели индикаторного процесса РПД исходя из условия  $N_i = N_i^-$ . Необходимые для расчетов значения средних механических потерь были определены экспериментально методом прокрутки двигателя ВАЗ-311 при различных степенях открытия дроссельной заслонки.

Зависимость среднего эффективного давления  $p_e^-$  при полном открытии дроссельной заслонки на частоте вращения  $2000 \text{ мин}^{-1}$  от доли отключаемых циклов приведена на рис. 4.

Значение  $p_e^-$  при полном открытии дроссельной заслонки определяет величину возможного улучшения топливной экономичности двигателя за счет отключения части циклов. Так, например, на осредненном режиме городского ездового цикла:  $p_e = 0,2 \text{ МПа}$ ,  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ , минимум удельного расхода теоретически достигается (рис. 3) при отключении 68% циклов. Следует, однако, иметь в виду, что с увеличением доли отключаемых циклов растет неравномерность частоты вращения. Выбор для каждого режима работы РПД максимально допустимой, с учетом неравномерности частоты вращения, доли отключаемых циклов требует дополнительных исследований

## **РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ КАК ИНСТРУМЕНТАРИЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕЖЦИКЛОВОЙ НЕСТАБИЛЬНОСТИ ПРОЦЕССОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА ДОЛЕВЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ**

**Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю.**

*Хабаровский государственный технический университет, г. Хабаровск*

Как было показано ранее в работе [1] для исследования стабильности процессов топливоподачи в последовательных циклах впрыскивания возможно использовать расходные характеристики топливного насоса высокого давления (ТНВД)  $V_k = f_1(p_{ocm})$  и форсунки  $V_\phi = f_2(p_{ocm})$ , представляющие собой зависимости объемного расхода топлива насоса и форсунки от величины остаточного давления  $P_{ocm}$  в системе высокого давления (СВД) перед началом цикла.

Для анализа протекания процессов топливоподачи в последовательных циклах впрыскивания используется критерий стабильности процессов впрыскивания  $X$ , определяющийся растром угла взаимного пересечения расходных характеристик