

### Выводы

Анализ полученного решения позволяет утверждать следующее:

1) при расчетах образования оксидов азота необходимо учитывать изменение скорости химической реакции в турбулентном потоке за счет пульсаций температуры и концентраций компонент смеси;

2) основным механизмом образования оксидов азота является тепловой механизм, однако при рассмотрении горения топливо-обогащенных смесей при низких температурах эмиссия NO по быстрому механизму начинает вносить значительный вклад в общий выход NO;

3) негомогенность смеси и рост концентрации атомарного кислорода по сравнению с равновесной являются основными причинами, вызывающими увеличение выхода NO;

4) предложенная методика образования оксидов азота показала удовлетворительное качественное и количественное согласование с экспериментальными данными.

Работа проведена в рамках гранта МОН Украины 0103V001439 “Теоретические основы моделирования турбулентных течений газовых смесей с химическими и фазовыми превращениями”.

### Список литературы:

1. Tieszen S.R. *On the fluid mechanics of fires*// *Ann. Rev. Fluid Mech.* 2001. V.33. P.67-92.
2. Зельдович Я.Б., Баренблатт Г.И., Либрович В.Б. и др. *Математическая теория горения и взрыва*. М., 1980. 370 с.
3. Бочков М.В., Ловачев Л.А., Хвисевич С.Н. и др. *Образование оксида азота при распространении ламинарного пламени по гомогенной метановоздушной смеси*// *Физика горения и взрыва*. 1998. Т34. №1. С.9-19.
4. Кузнецов В.Р., Сабельников В.А. *Турбулентность и горение*. М., 1986. 287с.
5. Тропина А.А. *Моделирование турбулентного горения метановоздушной смеси*// *Автомобильный транспорт*. Харьков, 2003. С.245-249.
6. Gran I., Magnussen B.F. *A numerical study of a bluff –body stabilized diffusion flame. 2. Influence of combustion modeling and finite rate chemistry*// *Combust. Sci. Technology*. 1996. V.119. P.191-217.
7. Кондратьев В.Н. *Константы скорости газофазных реакций*. Л., 1970. 351 с.
8. Методы расчета турбулентных течений/Под ред. М. Хонькина. М., 1984. 463 с.
9. Марчук Г.И. *Методы расщепления*. М., 1988. 264 с.
10. Иссерлин А.С. *Основы сжигания газового топлива*. Л., 1987. 336 с.

УДК 621.43.052

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.А. Петросянц, канд. техн. наук, Д.Е. Самойленко, асп.*

## ВЛИЯНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА С БЕЗЛОПАТОЧНЫМ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ 4ЧН12/14

### Введение

Работа транспортного двигателя характеризуется большим количеством переходных и долеговых режимов работы. При этом, у ДВС со свободным тур-

бокомпрессором характеристики поршневого двигателя и лопаточных машин согласованы в узком диапазоне расчетных режимов (например номинальной мощности либо крутящего момента), доля которых в

эксплуатации не превышает 15%. Изменение режима работы двигателя приводит к рассогласованию характеристик поршневого ДВС и лопаточных машин, что влечет за собой ухудшение показателей токсичности, снижение экономичности и приемистости силовой установки. Регулирование поршневой части и системы турбонаддува является актуальной задачей, решение которой позволяет значительно улучшить технико-экономические характеристики двигателя во всем диапазоне эксплуатационных режимов его работы.

#### Постановка проблемы исследования

Среди систем регулирования турбонаддува наибольшее распространение получили комбинированные схемы, включающие турбокомпрессор и вспомогательный агрегат, а также различные способы внешнего и внутреннего регулирования ТКР. При этом известно, что системы внутреннего регулирования турбины постепенно вытесняют конструкции турбокомпрессоров (ТКР) с перепуском газа в обход турбины.

Можно выделить два конкурирующих способа управления потоком газа через турбину: сопловое регулирование (Garett, Mitsubishi, ИИ) и регулирование за счет изменения площади эффективного проходного сечения турбины в конструкциях ТКР с безлопаточными направляющими аппаратами (ККК, Holset, Garett). Эффективность соплового регулирования и его влияние на показатели рабочего процесса дизеля 4ЧН 12/14 показаны в работе [1]. В статьях [2,3] на основании экспериментального исследования дизеля 6ЧН 13/11,5 были сделаны выводы, что регулирование в турбокомпрессорах с БНА позволяет снизить удельный эффективный расход топлива в широком поле эксплуатационных режимов работы двигателя, повысить коэффициент приспособляемости, а на режимах внешней характеристики значительно уменьшить оптическую плотности отрабо-

тавших газов (ОГ). Вместе с тем, в литературных источниках отсутствуют данные о влиянии регулирования в турбокомпрессорах с БНА на показатели двигателя 4ЧН 12/14. Такое исследование является актуальным и в дальнейшем позволит провести сравнительную оценку эффективности применения соплового регулирования и регулирования в ТКР с БНА на двигателях украинского производства.

#### Цель и задачи исследования

1. Провести совместное моделирование на ЭВМ рабочих процессов двигателя 4ЧН 12/14 и регулируемого турбокомпрессора с БНА при различных сечениях площади конца разгонного участка улитки турбины.

2. Для исследуемых режимов работы двигателя, а именно: номинальной мощности, максимального крутящего момента и скоростного режима ( $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ ) определить значение площади сечения конца разгонного участка улитки турбины исходя из условия наилучшего протекания рабочего процесса дизеля.

3. Провести сравнение показателей качества протекания рабочего процесса  $g_e$  и  $\alpha$  для исследуемого двигателя с серийным и регулируемым турбокомпрессорами.

4. Оценить возможность выполнения норм, предусмотренных правилами ЕЭК ООН №24 дизелем 4ЧН 12/14 с регулируемым ТКР.

#### Объект моделирования и результаты исследования

В качестве объекта расчетного моделирования выбран дизель СМД-23 типа 4ЧН 12/14, укомплектованный серийным турбокомпрессором ТКР -7,5 ТВ - 02 с эффективным сечением конца разгонного участка БНА  $F_c = 1055 \text{ мм}^2$ . При этом исследовались следующие режимы работы двигателя:

- режим номинальной мощности  $N_e = 117,7$

кВт и  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ;

- режим максимального крутящего момента  $N_e = 106,6 \text{ кВт}$ ,  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ .

- скоростной режим  $N_e = 55 \text{ кВт}$  и  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ .

В расчетном исследовании были выбраны следующие значения  $F_c$ :  $1055 \text{ мм}^2$ ,  $910 \text{ мм}^2$ ,  $800 \text{ мм}^2$ ,  $745 \text{ мм}^2$  и  $600 \text{ мм}^2$ . Для каждого из указанных выше сечений моделировались 3 режима работы двигателя. Для дальнейшего анализа были выбраны те значения  $F_c$ , при которых достигается минимальный расход топлива ( $g_e$ ) и приемлемый с точки зрения снижения дымности отработавших газов коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ . Моделирование осуществлялось при наложенных ограничениях по максимальному давлению сгорания и температуре выпускных газов перед турбиной, а также по максимальной частоте вращения ротора турбокомпрессора, с учетом его беспомпажной работы. Идентификация расчетно-экспериментальной модели проводилась при сопоставлении расчетных данных с данными эксперимента, полученными в ГСКБД по двигателям СМД-23 в серийной комплектации для приведенных выше ре-

жимов работы двигателя с турбокомпрессором, который имеет серийное (номинальное) сечение БНА улитки турбины.

### Влияние регулирования в ТКР с БНА на показатели рабочего процесса дизеля СМД-23

1. На режиме номинальной мощности минимальное значение удельного эффективного расхода топлива ( $g_e = 232,8 \text{ г/(кВт·ч)}$ ) достигается при  $F_c = 1055 \text{ мм}^2$ . При этом, коэффициент избытка воздуха принимает значение 2,03. На указанном режиме значения  $g_e$  и  $\alpha$  соответствуют показателям двигателя с серийным ТКР. Уменьшение  $F_c$  до  $910 \text{ мм}^2$  приводит к ухудшению экономичности дизеля на  $3 \text{ г/(кВт·ч)}$ , с увеличением  $\alpha$  до 2,12. Ухудшение экономичности объясняется тем, что рост насосных потерь превышает величину приращения индикаторного КПД двигателя (как следствие увеличения сопротивления на выпуске из – за уменьшения площади конца разгонного участка БНА). В табл. 1 приведены изменения показателей дизеля СМД-23 при различных сечениях  $F_c$  для 3-х исследуемых режимов его работы.

Таблица 1. Показатели рабочего процесса дизеля СМД-23 при различных площадях сечения конца разгонного участка улитки турбины  $F_c$

$N_e = 117,7 \text{ кВт}, n = 2000 \text{ мин}^{-1}$				
$F_c, \text{ мм}^2$	$g_e, \text{ г/(кВт·ч)}$	$\alpha$	$p_i, \text{ МПа}$	$p_{нх}, \text{ МПа}$
1055	232,8	2,03	1,429	0,0403
910	235	2,12	1,449	0,0576
$N_e = 106,6 \text{ кВт}, n = 1500 \text{ мин}^{-1}$				
$F_c, \text{ мм}^2$	$g_e, \text{ г/(кВт·ч)}$	$\alpha$	$p_i, \text{ МПа}$	$p_{нх}, \text{ МПа}$
1055	218,5	1,68	1,595	0,0012
910	216,9	1,83	1,602	0,0072
800	217,65	1,94	1,615	0,0184
$N_e = 55 \text{ кВт}, n = 1000 \text{ мин}^{-1}$				
$F_c, \text{ мм}^2$	$g_e, \text{ г/(кВт·ч)}$	$\alpha$	$p_i, \text{ МПа}$	$p_{нх}, \text{ МПа}$
1055	249,5	1,36	1,267	-0,0105
910	241,9	1,51	1,263	-0,0146
800	236,4	1,69	1,2595	-0,018
745	234,2	1,79	1,2576	-0,0198
600	231,8	2,094	1,2581	-0,0193

2. Для режима максимального крутящего момента совместная работа двигателя и турбокомпрессора

возможна при значениях  $F_c$  в диапазоне от  $1055$  до  $800 \text{ мм}^2$ . Наилучшие значения  $g_e$  ( $216,9 \text{ г/(кВт·ч)}$ )

и  $\alpha$  (1,83) имеют место при площади конца разгонного участка БНА соответствующей  $910 \text{ мм}^2$ . Экономичность двигателя для этого режима улучшается на  $2 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$  по сравнению с ДВС, укомплектованным серийным вариантом ТКР, а коэффициент избытка воздуха увеличивается на  $9\%$  (табл.1). Уменьшение сечения до  $800 \text{ мм}^2$  практически не влияет на  $g_e$  (имеет место увеличение на  $1 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ , что не превышает погрешности расчетного моделирования), однако способствует увеличению  $\alpha$  с  $1,833$  до  $1,935$ , что свидетельствует о более качественном протекании рабочего процесса и возможном снижении дымности отработавших газов дизеля. Таким образом, для данного режима наилучшим можно принять сечение конца разгонного участка БНА  $F_c = 800 \text{ мм}^2$ .

3. Скоростной режим, при  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ , характеризуется наибольшим диапазоном изменений  $F_c$ , обеспечивающих возможность совместной работы двигателя и ТКР. Площадь эффективное сечение конца разгонного участка БНА может принимать значения от  $1055$  до  $600 \text{ мм}^2$ . Наилучшей, как с точки зрения уменьшения удельного эффективного расхода топлива, так и  $\alpha$  является величина  $F_c = 600 \text{ мм}^2$  со следующими показателями рабочего процесса:  $g_e = 231,8 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$  и  $\alpha = 2,094$ . При этом, экономичность двигателя улучшилась в сравнении с ДВС, укомплектованным серийным ТКР на  $17,7 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ , а значение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  – на  $35\%$  (табл.1).

Как видим из полученных результатов, эффективность применения регулирования наиболее ощутима для скоростных режимов внешней характеристики дизеля, расположенных в диапазоне частот вращения от максимального крутящего момента до минимального скоростного режима с  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ . В указанном диапазоне серийный турбокомпрессор не обеспечивает необходимых параметров рабочего процесса ДВС ни по экономичности, ни, особенно,

по токсичности. Значениям  $\alpha \approx 1$  соответствует недопустимо большой уровень оптической плотности отработавших газов дизеля.

#### Влияние регулирования на оптическую плотность ОГ дизеля

В источниках [4, 5] на основании анализа скоростных и нагрузочных характеристик рядных и V-образных дизелей с газотурбинным наддувом указано, что оптическая плотность отработавших газов  $N$  зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и слабо зависит от частоты вращения коленчатого вала дизеля. Однако, опираясь на экспериментальные данные [3], нами было принято решение при определении  $N$  учитывать не только  $\alpha$ , но и частоту вращения вала двигателя  $n$ . Такой подход особенно актуален для значений  $\alpha$ , находящихся в диапазоне от  $1,1$  до  $1,5$ , где разница в оптической плотности для одних и тех же значений коэффициента избытка воздуха в зависимости от числа оборотов коленчатого вала ДВС может достигать  $20\text{-}30\%$  [5].

На основании указанного подхода была получена эмпирическая функция, описывающая зависимость оптической плотности ОГ от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и частоты вращения вала  $n$  для двигателя СМД-23 с серийным турбокомпрессором ТКР 7,5 ТВ – 02. А результаты расчетного исследования приведены в табл. 2. Зависимость, описанная уравнением полинома 3-й степени имеет следующий вид:

$$N = 998,2 - 347,5 \cdot \alpha - 1,16 \cdot n + 56,23 \cdot \alpha^2 + 1,776 \cdot 10^{-1} \cdot \alpha \cdot n + 5,653 \cdot 10^{-4} \cdot n - 5,462 \cdot \alpha^3 + 1,157 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha^2 \cdot n - 5,17 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha \cdot n^2 - 8,889 \cdot 10^{-8} \cdot n^3, \quad (1)$$

где  $N$  – оптическая плотность ОГ, %;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $n$  – обороты двигателя.

Приведенные в табл. 2 расчетные и нормируемые значения оптической плотности отработавших газов дизеля с серийным и регулируемым ТКР были

получены по формуле (1) в соответствии с методикой Правил ЕЭК ООН №24.

Как видно из табл.2 на режимах, близких к скоростному с  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  оптическая плотность ОГ двигателя с серийным ТКР превышает нормы, установленные Правилами ЕЭК ООН №24. Регулирование с глубиной 43% (от номинального сечения  $F_c$ )

позволяет снизить  $N$  на 43% и выполнить указанные Правила. На режиме максимального момента, уменьшение площади эффективного сечения конца разгонного участка до  $800 \text{ мм}^2$  способствует снижению оптической плотности ОГ на 10% без потери экономичности.

Таблица 2. Расчетные и нормируемые значения  $N$  для дизеля с серийным и регулируемым ТКР

№ $n/n$	Режим	Серийный ТКР $F_c=1055 \text{ мм}^2$		Регулируемый ТКР		Нормируемая величина $N, \%$
		$\alpha$	$N, \%$	$\alpha$	$N, \%$	
1	$N_e = 117,7 \text{ кВт},$ $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$	2,03	20	2,03	20	46
2	$N_e = 106,6 \text{ кВт},$ $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$	1,68	36	1,94	26	51
3	$N_e = 55 \text{ кВт},$ $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$	1,36	95	2,01	52	58

### Заключение

1. Проведенное расчетное исследование показало, что применение регулирования в турбокомпрессоре с БНА позволяет значительно повысить качество протекания рабочего процесса дизеля 4ЧН12/14, на ненормальных режимах его работы, а также улучшить экологические показатели последнего. Так, на режиме максимального крутящего момента без ухудшения экономичности за счет увеличения  $\alpha$  до 1,94 можно ожидать снижение оптической плотности ОГ на 10%. На скоростном режиме ( $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ) при  $\alpha = 2,01$  экономичность дизеля увеличилась на  $17,7 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ , а предполагаемое снижение  $N$  составило 43%.

2. На основании экспериментальных данных получена эмпирическая зависимость оптической плотности ОГ от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и частоты вращения вала  $n$  для двигателя СМД-23 с серийным турбокомпрессором ТКР 7,5 ТВ – 02.

3. Установлено, что регулирование ТКР с глубиной 43%, реализованное на исследуемом дизеле, позволит выполнить экологические нормы дымности, предусмотренные Правилами ЕЭК ООН №24.

В дальнейшем намечено проведение экспериментальной проверки результатов расчета с применением макетного образца регулируемого турбокомпрессора с БНА, а также оценка эффективности та-

кого регулирования в сравнении с сопловым регулированием наддува.

### Список литературы:

1. А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко, В.А. Петросяни. Оценка эффективности применения соплового регулирования для наддува четырехцилиндрового автотракторного дизеля// Вестник науки и техники. – Харьков: ООО “ХДНТ”, 2004. - №1(16). – с. 42 – 51.
2. А.П. Марченко, В. А. Петросяни, Д.Е. Самойленко и др. Улучшение технико – экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом// Двигатели внутреннего сгорания, Вып. 1, 2004.
3. А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, Д.Е. Самойленко, В.А. Петросяни, В.Н. Михайлик. Выбор закона регулирования турбины автотранспортного дизеля// Авиационно – космическая техника и технология. –Х.: Нац. аэрокосм. ун-т “ХАИ”. -2005. – Вып.18. – С.54 – 57.
4. Г.И. Остапенко. Определение программы регулирования давления наддува тракторного дизеля// Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Высшая школа, 1985. – Вып. 42. – с. 54 – 59.
5. Гуменчук М.І. Визначення раціональних параметрів подачі повітря в дизелі з газотурбінним наддувом: Дис. ...канд. техн. наук: 05.05.03. – К., 2005. – 155с.