

УДК 621.43.052

**А.П. МАРЧЕНКО<sup>1</sup>, И.В. ПАРСАДАНОВ<sup>1</sup>, Д.Е. САМОЙЛЕНКО<sup>1</sup>,  
В.А. ПЕТРОСЯНЦ<sup>2</sup>, В.Н. МИХАЙЛИК<sup>2</sup>**<sup>1</sup> *Национальный технический университет "ХПИ", Украина*<sup>2</sup> *ООО "Турбо-Веста", Украина*

## **ВЫБОР ЗАКОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИНЫ АВТОТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

Проведена оценка экологических и экономических показателей дизельных двигателей со штатным и регулируемым турбокомпрессорами. Получен закон регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом, обеспечивающий наилучшую экономичность и минимальную токсичность автотранспортного дизеля. Реализованный подход к выбору закона регулирования турбины справедлив для любых агрегатов с системой регулирования, включая авиационные турбины.

**наддув, турбина, безлопаточный направляющий аппарат, закон регулирования**

### **Введение**

Известно, что двигатели со свободным турбокомпрессором (ТКР) имеют наилучшие показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) лишь на отдельных режимах работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Согласование работы ДВС и ТКР в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала является эффективным способом повышения технико-экономических характеристик, особенно автотранспортных дизелей. Для этого применяют различные способы регулирования компрессора или турбины.

### **1. Формулирование проблемы**

Необходимость регулирования обусловлена резким падением степени повышения давления лопаточных машин при уменьшении расхода газа и частоты вращения ротора ТКР, вызванных снижением нагрузки и частоты вращения коленчатого вала двигателя. В результате создаются неблагоприятные условия для формирования внешней характеристики двигателя, ухудшается его работа на малых нагрузках при неустановившихся режимах.

Анализ литературных источников показал, что отмеченная выше проблема может решаться несколькими способами:

– применением комбинированных систем, т.е. установкой совместно со свободным ТКР вспомогательного агрегата – приводного нагнетателя, гидравлической турбины, компрессора с электроприводом, вспомогательного аккумулятора давления и других агрегатов; основные недостатки таких систем описаны в работе [1].

– применением внешнего и внутреннего регулирования, основанного на непосредственном управлении работой турбокомпрессора; среди способов внешнего регулирования наибольшее распространение получил перепуск части отработавших газов мимо турбины [2], однако в этом случае не в полной мере используется энергия ОГ, что снижает эффективность силовой установки в сравнении с внутренними способами регулирования турбины турбокомпрессора.

К способам внутреннего регулирования турбины относятся:

– регулирование изменением парциальности турбины ТКР;

– регулирование изменением угла выхода потока газа из соплового аппарата (сопловое регулирование);

– регулирование за счет изменения проходного сечения улитки турбины.

Среди указанных способов внутреннего регулирования наиболее простым принято считать третий, реализованный при регулировании в ТКР с безлопаточным направляющим аппаратом (БНА). Его преимущества в сравнении с сопловым регулированием рассмотрены в работе [3].

### 2. Цели и задачи исследования

Целью и задачей исследования является выбор закона регулирования турбокомпрессора с БНА автотранспортного дизеля, обеспечивающего снижение удельного эффективного расхода топлива и минимальную токсичность ОГ.

### 3. Объект и результаты исследования

В качестве объекта исследования был выбран дизель 6ЧН 13/11,5 (СМД-62) в базовой комплектации, на котором последовательно устанавливались серийный ТКР-8,5ТВ-02 и опытный ТКР с регулируемой турбиной.

Исследование проводилось по нагрузочным и внешним характеристикам. Ограничительным параметром являлась максимально допустимая, с точки зрения надежной работы ТКР, температура ОГ дизеля  $t_{ог} \leq 660$  °С.

Экологические показатели дизеля оценивались эмиссией оксидов азота ( $NO_x$ ) и монооксида углерода ( $CO$ ), а также оптической плотностью ОГ ( $N$ ).

Определение оптической плотности отработавших газов проводилось в соответствии с методикой Правил ЕЭК ООН №24.03 и с использованием обобщенной эмпирической зависимости, позволяющей определять  $N$  при различных частотах вращения коленчатого вала ( $n$ ) по известным значениям коэффициента избытка воздуха ( $\alpha$ ) [4]. Оценка эмиссии  $NO_x$  и  $CO$  выполнена с использованием данных исследований, проведенных в ГСКБД.

Одним из факторов, определяющих качество протекания рабочего процесса дизеля, является соотношение количества подаваемого в цилиндр воздуха к количеству впрыскиваемого топлива, опреде-

ляемое коэффициентом избытка воздуха. Известно, что величина проходного сечения в турбокомпрессорах с БНА на одном и том же режиме работы дизеля позволяет изменять величину давления наддува, а следовательно, и  $\alpha$ . В связи с этим, при реализации регулирования турбокомпрессора с БНА необходимо определить зависимость величины проходного сечения улитки турбины ( $F_c$ ) от режима работы двигателя.

Испытуемый регулируемый турбокомпрессор был оснащен механизмом, позволяющим плавно изменять сечение  $F_c$  в диапазоне от 1330 до 2360 мм<sup>2</sup> (у серийного ТКР  $F_c = 2065$  мм<sup>2</sup>).

Как видим из графиков (рис. 1), на режимах малых нагрузок при частотах вращения коленчатого вала, соответствующих режиму максимального крутящего момента  $n = 1550$  и  $1300$  мин<sup>-1</sup>, максимальное раскрытие сечения  $F_c$  позволяет снизить удельный эффективный расход топлива ( $g_e$ ) на 3 ... 8 г/(кВт·ч). С увеличением нагрузки выигрыш в  $g_e$  уменьшается, и при достижении границы нечувствительности  $g_e$  к регулированию [3], имеет место обратная тенденция – уменьшение  $F_c$  приводит к

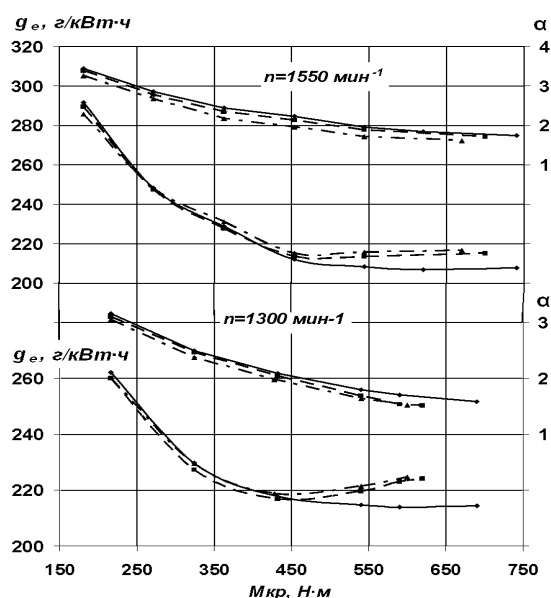


Рис. 1. Изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочным характеристикам дизеля при  $n = 1300$  и  $1550$  мин<sup>-1</sup>:

- ◆— минимальное сечение  $F_c$ ;
- сечение  $F_c$  для серийного ТКР;
- ▲— максимальное сечение  $F_c$

снижению удельного эффективного расхода топлива. В то же время максимальное уменьшение сечения БНА улитки позволяет достичь больших значений крутящего момента, подняв коэффициент приспособляемости двигателя на 8%, при снижении  $g_e$  (рис. 2). На номинальном режиме работы дизеля величина сечения  $F_c$  не оказывает влияния на удельный эффективный расход топлива.

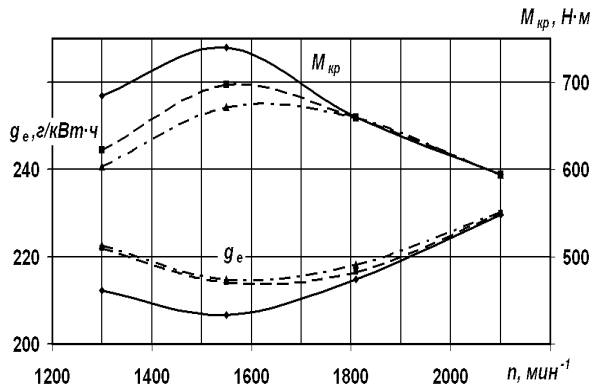


Рис. 2. Изменение удельного эффективного расхода по внешней характеристике дизеля:

- ◆— минимальное сечение  $F_c$ ;
- сечение  $F_c$  для серийного ТКР;
- ▲— максимальное сечение  $F_c$

В табл. 1 приведены значения оптической плотности ОГ исследуемого дизеля. На режимах  $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$  и  $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$  внешней характеристики с серийным ТКР она превышает значения норм, установленных Правилами ЕЭК ООН № 24. Это свидетельствует о необходимости перенастройки турбокомпрессора, либо установки регулируемого ТКР.

Как видно из рис. 3, на скоростном режиме номинальной мощности увеличение  $\alpha$  с 2,06 до 2,2, которое обеспечивается при регулировании, практически не влияет на эмиссию  $NO_x$  и  $CO$ . Но, поскольку оптическая плотность ОГ при этом снижается на 7% без ухудшения экономичности (табл. 1), рационально обеспечить величину сечения  $F_c = 1330 \text{ мм}^2$  с соответствующим значением  $\alpha = 2,2$ .

Для режима максимального крутящего момента (рис. 3) выбор минимального сечения  $F_c$  более существенно сказывается на экономических и экологических

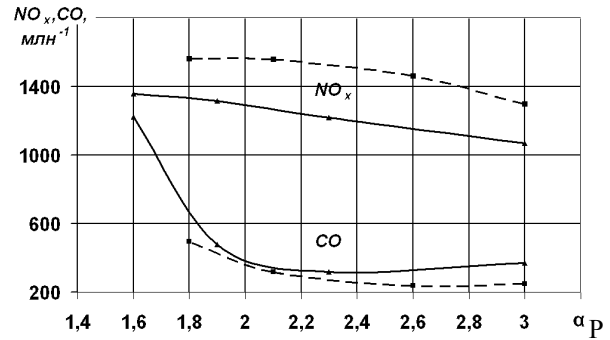


Рис. 3. Зависимость состава ОГ от коэффициента избытка воздуха при  $n = 2100$  и  $1550 \text{ мин}^{-1}$ :

- $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ ;
- ▲—  $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$

показателях дизеля. Так, увеличение  $\alpha$  с 1,66 до 1,84 приводит к улучшению экономичности на  $7 \text{ г/(кВт·ч)}$ , уменьшению эмиссии  $NO_x$  на  $250 \text{ млн}^{-1}$ ,  $CO$  – на  $530 \text{ млн}^{-1}$  и снижению  $N$  на 10%. Таким образом, можно сделать вывод о целесообразности уменьшения сечения  $F_c$  на всей ветви внешней характеристики.

Результаты проведенных исследований позволяют предложить трехпозиционное регулирование турбины ТКР, представленное графически на рис. 4.

В соответствии с рис. 4, нахождение рабочей точки в одной из трех зон регулирования будет однозначно определять необходимую величину  $F_c$  регулируемого ТКР.

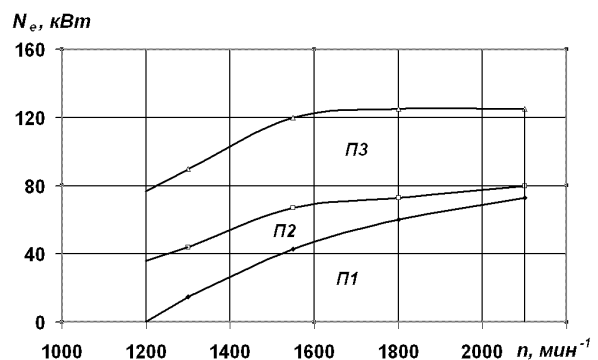


Рис. 4. Закон трехпозиционного регулирования дизеля типа СМД – 62:

- П1 – область регулирования, соответствующая максимально раскрытому сечению БНА ( $F_c = 2360 \text{ мм}^2$ );
- П2 – область регулирования, соответствующая серийному сечению БНА ( $F_c = 2065 \text{ мм}^2$ );
- П3 – область регулирования, соответствующая минимальному сечению БНА ( $F_c = 1330 \text{ мм}^2$ )

Таблица 1

Расчетные и нормируемые значения  $N$  для дизеля с серийным и регулируемым турбокомпрессорами по внешней характеристике

№ п/п	Режим	Серийный ТКР $F_c = 2065 \text{ мм}^2$		Регулируемый ТКР $F_c = 1330 \text{ мм}^2$		Нормируемая величина $N$ , %
		$\alpha$	$N$ , %	$\alpha$	$N$ , %	
1	$Ne = 84,7 \text{ кВт}$ , $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$	1,51	58	1,74	42	48
2	$Ne = 113,2 \text{ кВт}$ , $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$	1,66	47	1,84	37	45
3	$Ne = 125 \text{ кВт}$ , $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	1,85	37	2,02	31	43
4	$Ne = 125,1 \text{ кВт}$ , $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$	2,06	34	2,2	27	38

При этом такой подход будет справедлив для поля характеристик, находящихся в диапазоне частот от 1200 до 2100  $\text{мин}^{-1}$ .

### Заключение

1. На основании исследования дизеля 6ЧН 13/11,5 установлено:

- регулирование турбокомпрессора эффективно как на режимах малых нагрузок, где снижение удельного эффективного расхода топлива составляет 3 ... 8 г/(кВт·ч), так и на режимах максимального крутящего момента, где обеспечивается снижение  $g_e$  на 7 ... 12 г/(кВт·ч). При этом коэффициент приспособляемости дизеля увеличивается на 8%;

- на номинальном режиме увеличение  $\alpha$  незначительно сказывается на эмиссии  $NO_x$  и  $CO$ , однако способствует снижению оптической плотности ОГ на 7%;

- для режима максимального крутящего момента при  $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$  регулирование позволило уменьшить выбросы  $NO_x$  на 250  $\text{млн}^{-1}$ ,  $CO$  на 530  $\text{млн}^{-1}$ , оптическую плотность ОГ на 10%.

2. Проведенные исследования позволили предложить закон трехпозиционного регулирования турбокомпрессора в диапазоне частот вращения вала двигателя от 1200 до 2100  $\text{мин}^{-1}$ .

### Литература

1. Марченко А.П., Самойленко Д.Е., Петросянц В.А. Оценка эффективности применения соплового регулирования для наддува четырехцилиндрового автотракторного дизеля // Вестник науки и техники. – Х.: ООО “ХДНТ”, 2004. – №1 (16). – С. 42 – 51.
2. Турбодвигатели и компрессоры: Справ. пособие / Г. Хак, Гангкайель. – М.: Астрель, 2003. – 351 с.
3. Марченко А.П., Петросянц В.А., Самойленко Д.Е. и др. Улучшение технико-экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – Вып. 1. – С. 3 – 6.
4. Остапенко Г.И. Определение программы регулирования давления наддува тракторного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Х.: Высш. шк. – 1985. – Вып. 42. – С. 54 – 59.

Поступила в редакцию 14.03.2005

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. С.А. Ерошенко, Харьковская государственная академия железнодорожного транспорта, Харьков.