

УДК 621.43.052

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.А. Петросяни, канд. техн. наук, Д.Е. Самойленко, А.Ф. Минак, канд. техн. наук, С.В. Обозный, инж., А.Г. Косулин, канд. техн. наук*

## УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА С БЕЗЛОПАТОЧНЫМ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ

### Введение

Современные тенденции в развитии двигателестроения характеризуются форсированием рабочего процесса дизелей, стремлением улучшить экономические и экологические показатели двигателей, повысить их надежность. В данной работе исследуются возможности повышения технико-экономических показателей за счет применения конструкции регулируемого турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом турбины.

### Постановка проблемы исследования

В Украине существует острая необходимость создания транспортного дизеля, имеющего высокие технико-экономические показатели, а также обладающего конкурентоспособностью не только на внутреннем рынке, но и на Европейских рынках и рынках стран СНГ. Учитывая это, учеными и практиками ведется постоянный поиск путей улучшения показателей экономичности и токсичности выбросов как основных характеристик двигателей (ДВС) автотранспортного назначения, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Одним из способов указанного является регулирование рабочего процесса двигателя путем согласования работы силовой установки и системы воздухообеспечения, что позволяет улучшить экологические показатели ДВС, а также снизить эксплуатационный расход топлива. Отсутствие достаточного количества экспериментальных исследований в данной области препятствует внедрению систем регулируемого наддува на двигателях украинского производства.

### Обзор публикаций. Анализ нерешенных задач

Анализ патентов на изобретения, а также литературных источников, относящихся к системам регулирования наддува [1–3 и др.], показал, что за последние 5 лет наибольшее развитие получили системы регулирования, основанные на возможности изменения пропускной способности турбины. Постепенно они вытесняют конструкции турбокомпрессоров (ТКР) с перепуском газа в обход турбины. Выделяются два конкурирующих способа управления потоком газа через турбину: сопловое регулирование (Garett, Mitsubishi, IHI) и регулирование за счет изменения эффективного проходного сечения турбины в конструкциях ТКР с безлопаточными направляющими аппаратами (KKK, Holset, Garett). Эффективность соплового регулирования рассмотрена в работах [4–7].

Однако, такие турбокомпрессоры имеют сложную конструкцию из-за наличия механизма поворота лопаток соплового аппарата, что отражается на их высокой стоимости.

Регулирование же в турбокомпрессорах с безлопаточным направляющим аппаратом (БНА) является конструктивно более простым и его концепция рекомендуется фирмой Holset Engineering для турбокомпрессоров напряженных дизелей [8]. Данная концепция может быть перспективной и для украинского двигателестроения ввиду простоты конструкции регулируемого ТКР, а значит, и простоты ее изготовления, а также более низкой стоимости в сравнении с ТКР, имеющим сопловым регулированием наддува.

### Задачи исследования

Задачей экспериментального исследования является определение резервов по улучшению показателей экономичности, приемистости, мощности и надежности при использовании регулируемого турбокомпрессора с БНА для импульсного наддува автотранспортного дизеля.

### Результаты исследования

Испытания проводились на V-образном 6-ти цилиндровом двигателе типа СМД-62 в базовой комплектации, на котором устанавливались серийный (ТКР-8,5 ТВ-02) и регулируемый турбокомпрессоры. Определялись основные показатели дизеля с указанными типами ТКР по нагрузочной характеристике при следующих частотах вращения вала: 1300, 1550, 1800 и 2100 мин<sup>-1</sup>. В качестве основного ограничительного параметра при исследовании регулируемого турбокомпрессора принималась максимально допустимая температура отработавших газов дизеля  $t_{o.z.} \leq 660$  °С.

Как показывают результаты испытаний, наибольшая эффективность от применения регулирования ТКР достигается при работе двигателя с высокими нагрузками и малыми частотами вращения вала. Так, для нагрузочных режимов с  $n = 1300$  мин<sup>-1</sup> (рис.1), снижение удельного эффективного расхода топлива наблюдается уже при мощностях, превышающих 60 кВт (что составляет 70% от максимальной мощности на данном режиме работы), а наибольшая разница по  $g_e$  достигается при 82 кВт и составляет 9,7 г/кВт·ч. Такой уровень  $g_e$  может объясняться повышением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в указанном диапазоне мощностей (рис.2), которое достигается за счет

возможности увеличения давления наддува при регулировании ТКР.

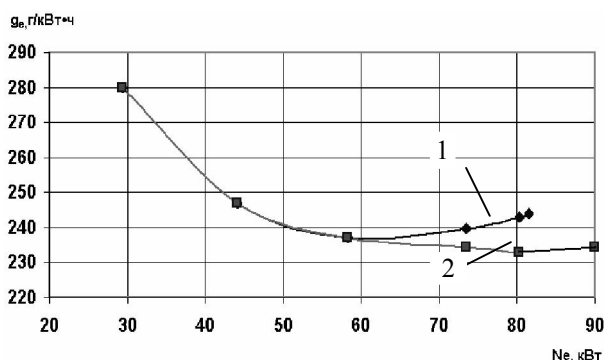


Рис. 1. Изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике при  $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ : 1 – серийный ТКР; 2 – регулируемый ТКР.

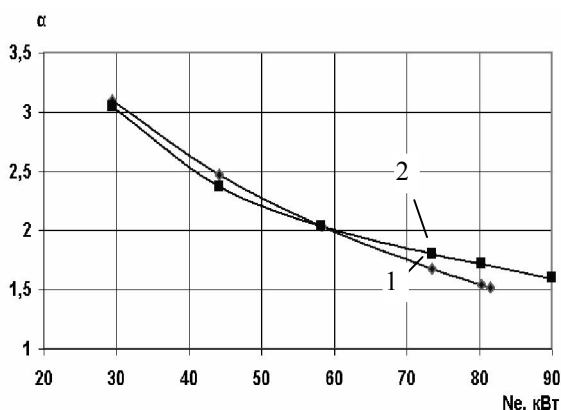


Рис. 2. Изменение коэффициента избытка воздуха по нагрузочной характеристике при  $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ : 1 – серийный ТКР; 2 – регулируемый ТКР.

Аналогичной выглядит закономерность изменения  $g_e$  и  $\alpha$  по нагрузочной характеристике при  $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 3, 4), где максимальное улучшение удельного эффективного расхода топлива составляет 7,5 г/кВт·ч.

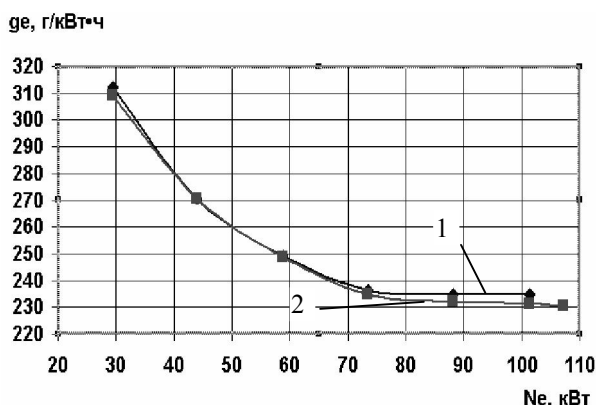


Рис. 3. Изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике при  $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$ : 1 – серийный ТКР; 2 – регулируемый ТКР

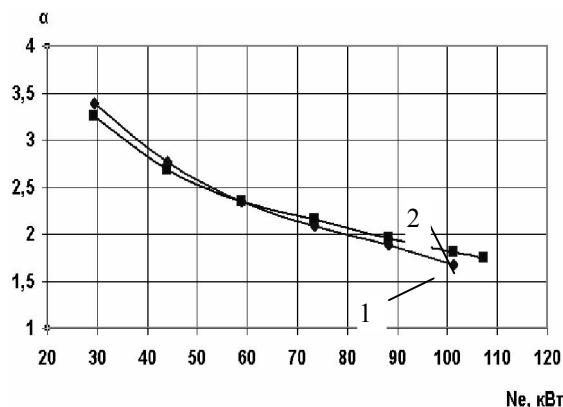


Рис. 4. Изменение коэффициента избытка воздуха по нагрузочной характеристике при  $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$ : 1 – серийный ТКР; 2 – регулируемый ТКР.

На режимах, близких к номинальному ( $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  и  $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ ), эффективность от регулирования снижается, поскольку значения  $\alpha$  и остальных показателей рабочего процесса двигателя являются оптимальными как у дизеля с серийным, так и регулируемым ТКР. Так, улучшение по  $g_e$  не превышает 2 г/кВт·ч для режимов с  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  и практически неизменно при  $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ .

Относительное изменение удельного эффективного расхода топлива ( $\Delta g_{ep}$ ) при работе двигателя с различными типами турбокомпрессоров как по скоростной, так и нагрузочным характеристикам может быть описано выражением:

$$\Delta g_{ep} = g_{ep} - g_{ec}, \quad (1)$$

где  $g_{ep}$  – удельный эффективный расход топлива у двигателя с регулируемым ТКР на заданном режиме работы дизеля;

$g_{ec}$  – удельный эффективный расход топлива у двигателя с серийным ТКР на заданном режиме работы дизеля.

На рис.5 представлен график изменения величины  $\Delta g_{ep}$  как функции от частоты вращения  $n$  при работе дизеля по внешней скоростной характеристике. Нулевому значению по оси абсцисс соответствует  $\Delta g_{ep}$  для двигателя с серийным турбокомпрессором. Полученная зависимость позволяет наилучшим образом отразить эффективность регулирования турбонаддува в диапазоне с  $n = 1300 - 1550 \text{ мин}^{-1}$ . В дальнейшем, для более детального изучения влияния регулирования ТКР на экономичность двигателя предлагается проводить анализ по величине относительного изменения удельного эффективного расхода топлива исходя из эксплуатационной характеристики конкретного двигателя. Это связано прежде всего с тем, что регулирование турбокомпрессора позволяет в значительной степени улучшить экономичность двигателя при его работе на режимах малых мощностей, что достигается за счет снижения высоких значений  $\alpha$  (могут достигать 6), которые характерны для V-

образных 6-ти цилиндровых двигателей (рис.3). Так, при  $N_e = 30$  кВт,  $n = 1550$  мин<sup>-1</sup>, расход топлива снизился на 3 г/кВт·ч, а при той же мощности, но с частотой вращения 1800 мин<sup>-1</sup>, улучшение  $g_e$  составляет 8 г/кВт·ч. При этом, необходимо отметить, что несмотря на незначительную разницу в экономичности на режимах малой мощности в сравнении с рабочими режимами, находящимися на внешней ветви скоростной характеристики, суммарная доля таких режимов в эксплуатации автомобильного дизеля может составлять до 60% [9].

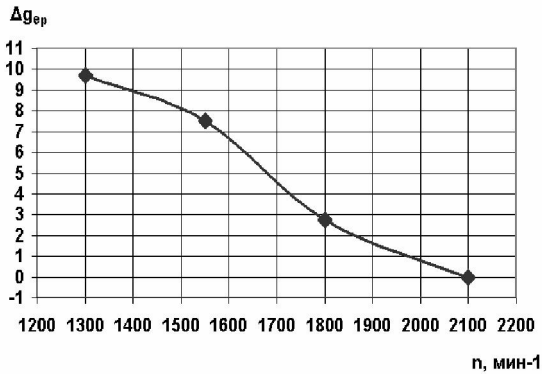


Рис.5. Относительное изменение удельного эффективного расхода топлива при работе двигателя по внешней скоростной характеристике

По результатам экспериментального исследования была установлена линия (граница) нечувствительности к регулированию (рис.6), которая характеризуется постоянными значениями  $g_e$  вне зависимости от положения регулирующего органа ТКР. Зона, находящаяся над линией граничной мощности обозначает область, при работе в которой эффективность от регулирования турбины турбокомпрессора будет максимальной. Как видно из графика, граница нечувствительности имеет практически линейную зависимость от числа оборотов двигателя.

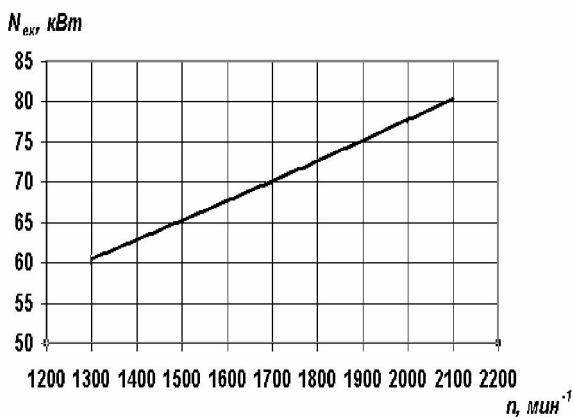


Рис.6. Изменение граничной мощности при регулировании ТКР

Одним из основных критериев, определяющих степень совершенства автотранспортных двигателей, является запас по крутящему моменту, который определяется величиной коэффициента приспособляемости  $k_n$ :

$$k_n = \frac{M_{кр\max}}{M_{крном}}, \quad (2)$$

где  $M_{кр\max}$  – максимальное значение крутящего момента двигателя по внешней скоростной характеристике,

$M_{крном}$  – величина крутящего момента на режиме номинальной мощности.

При уменьшении пропускной способности турбины, располагаемая работа газов перед турбиной возрастает, что позволяет увеличивать давление наддува [10]. Увеличение давления наддува  $p_k$  особенно эффективно на режимах внешней скоростной характеристики, при частотах вращения вала двигателя в диапазоне от 1000 до 1550 мин<sup>-1</sup>, где значения  $\alpha$  даже для импульсных систем редко превышают 1,5. Введение регулирования турбины, с целью увеличения  $p_k$  на указанных режимах, с одной стороны способствует значительному улучшению  $g_e$ , а с другой – позволяет снизить температуру отработавших газов дизеля (до 50 °С). Таким образом, предоставляется возможность путем увеличения цикловой подачи топлива на двигателе с регулируемым ТКР поднять коэффициент приспособляемости  $k_n$ , достигнув больших значений  $M_{кр\max}$ . При этом, степень увеличения цикловой подачи может контролироваться по уровню температур отработавших газов дизеля. Максимальное значение  $t_{ог}$  в условиях данного эксперимента принималось равным 660 °С и соответствовало максимально допустимой температуре о.г. для двигателя с серийным ТКР.

Таким образом, на исследуемом двигателе применение регулирования турбины при работе на внешней скоростной характеристике позволило увеличить максимальный крутящий момент на 9 % при  $n = 1300$  мин<sup>-1</sup> и 5,7 % при  $n = 1550$  мин<sup>-1</sup>. В результате, образовалась линия (полка) постоянного крутящего момента в диапазоне частот вращения вала от 1300 до 1550 мин<sup>-1</sup>. А величина коэффициента приспособляемости возросла на 8%.

Увеличение давления  $p_k$  при регулировании ТКР на режиме номинальной мощности привело к снижению температуры отработавших газов дизеля на 40 °С. Экономичность двигателя, при этом, осталась на уровне, соответствующему дизелю с серийным ТКР. Это, во-первых, свидетельствует о снижении теплонапряженности деталей ДВС и турбокомпрессора, что может означать увеличение их надежности. Во-вторых, появляется запас форсирования двигателя по мощности с сохранением прежнего уровня надежности.

### Заключение

Проведенные экспериментальные исследования показали, что регулирование в турбокомпрессорах с БНА является перспективным направлением по улучшению эксплуатационных, технико-экономических показателей современных автотранспортных двигателей. Это отражается в значительном улучшении экономичности дизеля типа СМД-62 на неноминальных режимах работы, повышении коэффициента приспособляемости на 8%, снижении максимальной температуры отработавших газов на режимах предельной мощности. Улучшение теплового состояния ДВС позволит в будущем произвести форсирование двигателя по мощности.

### Список литературы:

1. Жуков В.А., Курин М.С. Влияние параметров наддува на рабочий процесс дизеля ЯМЗ – 840 // *Авіаційно – космічна техніка і технологія*. – 2003. – №41/6. – С. 23 – 26. 2. US Pat. №0110768 A1/2003. Exhaust gas recirculation system with variable geometry turbine and bypass venture assembly / Gerald N. Coleman, David A.

Pierpont. 3. US Pat. № 0079474 A1/2003. Exhaust gas turbocharger for an internal combustion engine / Helmut Finger. 4. US Pat. № 4679398/1987. Variable capacity turbocharger control device / Fumio Nishiguchi, Masato Noguchi. 5. Moody Joseph F. Variable geometry turbocharging with electronic control // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1986. – № 860107. – 11 p. 6. Garrett. Turbocharger advancements for high speed diesels // *Diesel Progr. N. Amer.* – 1986. – Vol. 52, № 9. – P. 13 – 14. 7. Manz P. W., Emmenthal K. D. Passenger car diesel engines charged by different systems for improved fuel economy // *Int. Conf. Fuel Eff. Power Trains and Veh.: VECON'84, (London, 22–24 Oct.), 1984.* – P. 211 – 218 (англ.). 8. Franklin P.C. Performance development of the Holset variable geometry turbocharger // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1989. – № 890646. – P. 137 – 149. 9. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентноспроможності дизелів на основі комплексного паливно – економічного критерію: Монографія. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2003. – 244 с. 10. Байков Б.П., Бордуков В.Г., Иванов П.В. Турбокомпрессорі для наддува дизелів: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.

УДК 621.43 : 629.113

У.А. Абдулгасис, д-р техн. наук, Г.П. Подзноев, канд. геол.-мин. наук,  
А.У. Абдулгасис, асп.

## БЛОЧНЫЕ МОДУЛИ КОРРЕКЦИИ СОСТАВА ВОДЫ В ОХЛАЖДАЮЩИХ СИСТЕМАХ ДВС

### Введение

Охлаждающая система автотракторных ДВС, как и других теплоэнергетических установок (тепловозов, дизель-поездов, водогрейных котлов и т. п.) предъявляют весьма жесткие нормативные требования к качеству используемой воды по ряду таких основных показателей, как общая жесткость, содержание, рН, Eh и др. В настоящее время разработаны и освоены в производстве многочисленные системы централизованной коррекции воды для теплоэнергетических установок как стационарного (котельные и паротурбинные установки, так и передвижного (тепловозы, дизель-поезда, суда и т.п.) типа.

### Формулирование проблемы

Для реальных условий эксплуатации автотранспорта весьма затруднительно выдерживать нормативные требования к качеству заливочной воды и соблюдать постоянство ее состава во времени.

В подобных условиях необходима универсальная по широкому диапазону состава используемой исходной заливочной воды и в тоже время малогабаритная индивидуализированная блочно-модульная система коррекции качества охлаждающей воды, специализированная применительно к условиям работы автотранспортных средств и которая может быть встроена в транспортное средство или же установлена стационарно в любом автотранспортном предприятии.

### Решение проблемы

Для решения проблемы и выбора наиболее эффективного варианта водоподготовки охлаждающей системы ДВС необходим тщательный качественно-количественный и причинно-следственный анализ факторов и критериев коррозионных процессов, которыми являются: минерально-солевой состав воды, температурный режим в системе охлаждения, пространственная стереометрия путей циркуляции охлаждающей жидкости и конструкционные матери-