

позволяет ускорить процесс выбора оптимального состава материала и проектирования поршней минимально необходимой массы.

Список литературы:

1. Суходольская Е.А. Критерий оценки термической вы-

носливости чугунов, применяемых для головок цилиндров/ Е.А.Суходольская, Е.А.Затолокин // Вестник ХП. – 1973. – № 5. – С. 20-21. 2. Скок Ю.Я. Упругие характеристики углеродистых и легированных сталей при высоких температурах./ Ю.Я.Скок, В.Л. Найдек, Р.Я.Якобиш // Процессы литья. – 2003. – №4. – С.70-73.

УДК 621.43.052

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.А. Петросянц, канд. техн. наук, Д.Е. Самойленко, канд. техн. наук А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, Е.И. Зинченко, канд. техн. наук, Косулин А.Г., канд. техн. наук, Д.В. Мешков, ассистент

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИНЫ ТКР С БНА: ЭФФЕКТИВНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ, НИЗКАЯ СЕБЕСТОИМОСТЬ

Постановка проблемы

В двигателестроении особую актуальность приобрели проблемы, связанные с улучшением топливной экономичности ДВС, снижением токсичности отработавших газов, уменьшением затрат на производство и эксплуатацию двигателей.

Теория и практика мирового двигателестроения свидетельствуют о том, что регулирование поршневой части и системы турбонаддува позволяет значительно улучшить технико-экономические характеристики ДВС во всем диапазоне эксплуатационных режимов его работы и выполнить современные нормы по токсичности. Ведущие двигателестроительные фирмы для решения обозначенной проблемы используют сопловое регулирование турбин системы газотурбинного наддува (такие турбокомпрессоры выпускаются фирмами BorgWarner Inc., Mitsubishi, Garrett), которое при всей его привлекательности отличается сложностью конструкции регулируемого соплового аппарата, высокой стоимостью и низкой надежностью [1].

Обзор последних исследований

Новый способ регулирования турбины системы турбонаддува, исключающий обозначенные выше недостатки соплового регулирования, и реализующие его макетные и экспериментальный образцы, были разработаны совместной группой ученых кафедры ДВС НТУ "ХПИ" и ООО "Турбо - Веста". Новый способ запатентован [2-4], были изготовлены и испытаны макетные и промышленный образцы турбокомпрессоров, реализующие новый способ регулирования. Конструкции разработаны применительно к 2-м типам (рядному и V –

образному) двигателей, получивших широкое распространение в Украине. Для этих двигателей задача была решена исходя из условия – произвести установку механизма регулирования **в серийно выпускаемые корпуса турбин**. Непосредственно регулирование осуществлялось с помощью пневмо – механического механизма.

Все конструкции турбокомпрессоров реализуют принцип регулирования в турбине с безлопаточным направляющим аппаратом (БНА) путем изменения площади проходного сечения конца разгонного участка БНА от ее минимального F_{cmin} до максимального F_{cmax} значения.

В работах [4-8] представлены результаты расчетного моделирования совместной работы двигателя с различными типами регулирования турбин ТКР, результаты экспериментальных исследований макетного образца регулируемого ТКР БНА на 4-х цилиндровых ДВС с изобарной системой наддува и 6-ти цилиндровом двигателе с полумпульсной системой наддува. Также были получены характеристики регулируемой турбины на безмоторном стенде.

Проведенная сравнительная оценка эффективности применения соплового регулирования и нового способа регулирования турбины ТКР с БНА показала, что регулирование турбины ТКР с БНА практически не уступает по эффективности сопловому регулированию. Однако по сравнению с сопловым регулированием новый способ имеет следующие преимущества: сопловый аппарат отсутствует, а механизм регулирования значительно проще, что удешевляет стоимость турбокомпрессора и повышает надежность его работы в эксплуатации.

Преимуществом также является тот факт, что при регулировании расходной характеристики турбины при помощи нового способа ее КПД практически не ухудшается, что было доказано испытаниями на безмоторном стенде [1].

Накопленный расчетно-экспериментальный материал позволяет сформулировать основные требования к системе регулирования ТКР с БНА, для достижения ее наилучшей эффективности, надежности, минимальной себестоимости. Правильность изложенных в статье подходов и реализующих их конструктивных решений подтверждается результатами испытаний на двигателе и безмоторном стенде.

Цель исследования

Цель исследования – разработка мероприятий для обеспечения эффективного и надежного регулирования в ТКР с БНА.

Эффективность регулирования

Для обеспечения регулирования с наибольшей эффективностью (обеспечение высокого КПД турбины во всем диапазоне изменения ее пропускной способности), а также возможности установки механизма регулирования в уже существующие корпуса турбин, элемент регулирования (ЭР) должен быть специальным образом спрофилирован, а закон его движения должен обеспечивать максимальную глубину регулирования при минимальном угловом перемещении ЭР.

С другой стороны, необходимо исключить прорыв газов из рабочей полости улитки в процессе регулирования. Прорыв не только ухудшает экологические характеристики ДВС, но и способствует значительному падению КПД турбокомпрессора.

Надежность конструкции

Известно, что основные проблемы при реализации любых способов внутреннего регулирования турбины ТКР связаны с необходимостью обеспечения работоспособности конструкции, исключаящие заклинивание элементов регулирования, находящихся в непосредственном контакте с горячими газами.

Особенности конструкции регулируемой турбины с БНА

Рассмотрим более подробно, как были учтены описанные выше рекомендации по обеспечению эффективного и надежного регулирования в ТКР с БНА в конструкции, созданной на базе ТКР – 7. Регулируемая турбина представлена на рис. 1, 2.

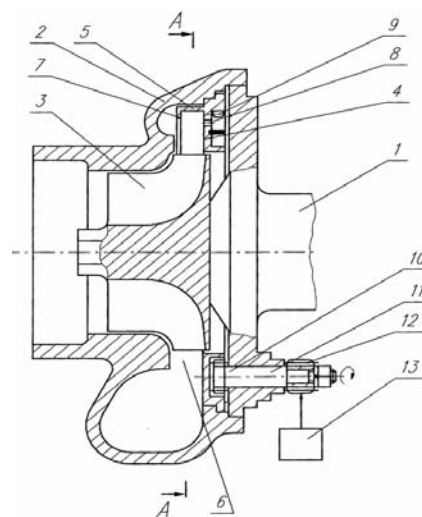


Рис. 1. Продольный разрез центробежной турбины

На рис.1 показан общий вид (продольный разрез) центробежной турбины; на рис. 2 - поперечное сечение А-А турбины, а также сечение Б – Б регулировочного диска с профилированной лопаткой.

Центробежная турбина в соответствии с рис.1 содержит корпус 1, газоподводящую улитку 2, в которой размещено рабочее колесо 3. В осевом зазоре между корпусом 1 и улиткой 2 установлен регулировочный диск 4 с профилированной лопаткой 5, имеющей постоянную высоту - h . Одна кромка профилированной лопатки 5 в соответствии с рис. 2 находится на радиусе входа в кольцевой конфузор - R_k , другая - на наружном радиусе регулировочного диска 4. Поверхность лопатки 5, обращенная к рабочему колесу, образована плавной вогнутой кривой. На поверхности внутреннего меридиального обвода в конечной части улитки выполнен цилиндрический участок, имеющий радиус R_y , равный наружному радиусу регулировочного диска 4. На торце лопатки 5 выполнена тонкостенная пластинка 7, ограниченная наружным контуром лопатки 5 и хордой, соединяющей её кромки. Пластинка 7 служит для предотвращения перетекания газа из входного конфузора улитки в конечную полость улитки. Поверхность лопатки, обращенная к улитке, содержит два участка: a - выполненный по радиусу R_y и b - образованный плавной кривой, соединяющей конец первого участка (a) с кромкой, расположенной на радиусе входа в щелевой конфузор улитки R_k .

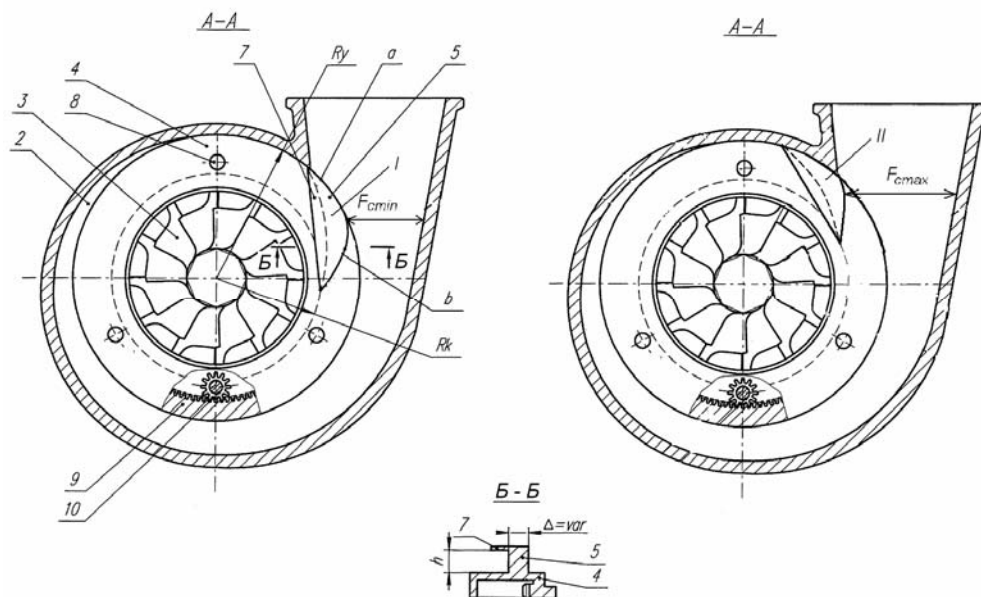


Рис. 2. Поперечный разрез центробежной турбины с профилированной лопаткой

В регулировочном диске 4 выполнены три осевых отверстия, расположенные равномерно на одной окружности. Отверстия 8 сообщают полость улитки с полостью, образованной тыльной стороной диска 4 и корпусом турбины. Отверстия 8 предназначены для разгрузки диска 4 от осевых усилий, создаваемых давлением газа со стороны полости улитки 2. На диске 4 с внутренней стороны выполнен зубчатый венец 9, который имеет внутреннее зацепление с шестерней 10, установленной на оси 11 в корпусе турбины 1. С внешней стороны турбины на оси 11 закреплено зубчатое колесо 12, которое входит в зацепление с зубчатым элементом механизма поворота диска 13.

Положение I лопатки 5 на рис. 2 соответствует минимальному проходному сечению $F_{сmin}$ конца разгонного участка БНА улитки турбины, положение II – максимальному $F_{сmax}$.

При больших расходах газа через турбину поворачивают регулировочный диск 4 с профилированной лопаткой 5 против часовой стрелки и обеспечивают увеличение проходного сечения улитки турбины на входе.

При малых расходах газа через турбину регулировочный диск 4 с лопаткой 5 перемещают по часовой стрелке и обеспечивают уменьшение проходного сечения улитки 2 турбины на входе.

Вращение регулировочного диска 4 в ту или иную сторону осуществляются с помощью механизма поворота 13 через зубчатые элементы

12,10,9.

В приведенной конструкции задача эффективного регулирования - обеспечения высокого КПД турбины в широком диапазоне изменения её пропускной способности, решалась с помощью следующих мероприятий:

1. Поверхность внутреннего меридиального обвода в конечной части улитки выполнена с цилиндрическим участком, радиус которого R_y равен наружному радиусу регулировочного диска. Это обеспечивает надежное уплотнение газового стыка между входным и конечным участками улитки во всем диапазоне перемещения регулировочного диска;

2. Профилированная лопатка выполнена одинаковой по высоте - h , что обеспечивает плавное сужение разгонного участка улитки и исключает срыв потока газа на входе в рабочее колесо;

3. Размещение одной кромки профилированной лопатки на радиусе входа в кольцевой конфузор улитки, а другого – на наружном радиусе регулировочного диска, а также выполнение поверхности лопатки обращенной к рабочему колесу плавной вогнутой кривой обеспечивает плавное уменьшение сечения конечного участка улитки турбины (лопатка как бы является продолжением профиля улитки) и надежное уплотнение газового стыка между входным и конечным участками улитки турбины;

4. Наличие на торце лопатки тонкостенной

пластины, ограниченной наружным контуром лопатки и хордой, соединяющей ее кромки, исключает перетекание газа из входного участка улитки в конечный через зазор над лопаткой и предотвращает, тем самым, падение давления на разгонном участке улитки;

5. Поверхность профилированной лопатки, обращенная к улитке состоит из двух участков - первый выполнен по наружному радиусу регулировочного диска, а второй – по плавной кривой, соединяющей конец первого участка с кромкой лопатки, размещенной на радиусе входа в концевой конфузор, обеспечивает надежное уплотнение газового стыка между улиткой и профилированной лопаткой по цилиндрической поверхности.

Для обеспечения надежности конструкции, в регулировочном диске с элементом регулирования выполнены три осевые отверстия. Отверстия равномерно расположены на одной окружности. Это обеспечивает разгрузку диска от осевого усилия, создаваемого газом со стороны улитки.

В приведенной на рис.1, 2 конструкции регулируемой турбины, прорыв газов в зоне средней корпус – ось 11 был исключен за счет лабиринтного уплотнения.

Особенности выбора серийного корпуса турбины ТКР для реализации эффективного регулирования

Одним из ключевых вопросов при создании эффективной и надежной системы регулируемого турбонаддува является выбор серийного корпуса турбины ТКР, который имеет свои особенности. Результаты исследований, приведенных в [1], показали, что оптимальной глубиной регулирования турбины ТКР с БНА для дизеля типа 4ЧН 12/14 является величина 30% по F_c . С этой целью была поставлена задача подобрать серийный корпус турбины, в котором можно реализовать указанную глубину регулирования с наибольшей эффективностью. В качестве базового был взят корпус турбины с номинальным сечением 1200 мм^2 . С этим корпусом турбины была снята внешняя характеристика дизеля типа СМД -23, которая представлена на рис. 3 (кривая “0 градусов”). Для достижения рекомендуемой глубины регулирования в 30% в конструкцию корпуса турбины были внесены изменения, которые заключались в уменьшении сечения F_c до величины 840 мм^2 . Это осуществлялось за счет увеличения длины разгонного участка БНА. Его угловая протяженность при этом соста-

вила более 90° . Была снята внешняя характеристика дизеля с измененным корпусом турбины, которая на рис. 3 показана как кривая “90 градусов”. Анализ графиков показывает, что такое увеличение длины разгонного участка недопустимо, поскольку имеет место ухудшение g_e по всей внешней характеристике. Экономичность двигателя падает из-за низкого КПД турбины и, следовательно, КПД ТКР. КПД турбокомпрессора снижается из-за неоптимального угла атаки газа на колесо турбины и высоких потерь на трение потока в БНА вследствие большой длины разгонного участка БНА

Полученные данные позволяют предположить, что длина разгонного участка должна быть минимальной, а это можно достичь только при такой конструкции корпуса турбины, в которой максимальное значение F_c находится как можно ближе к входному фланцу.

Такая доработка корпуса турбины была выполнена путем смещения разгонного участка в сторону входного фланца на максимально возможную, с точки зрения надежности конструкции, глубину. Проведенные испытания (рис. 3 кривая - 30° углового перемещения) показали, что КПД турбины по всей характеристике вырос в среднем на 4%, что является экспериментальным подтверждением высказанных ранее предположений.

Из полученных результатов следует, что выбор корпуса турбины для реализации в нем нового метода регулирования необходимо осуществлять таким образом, чтобы максимальное проходное сечение конца разгонного участка F_c находилось как можно ближе к входному фланцу турбины, а его угловая протяженность не превышала 90° градусов. С учетом данных расчетных исследований предлагаемая автором величина протяженности разгонного участка составляет 70° градусов.

В соответствии с изложенными рекомендациями совместно со специалистами ООО “Турбо - Веста” был подобран новый корпус турбины ТКР – 7 с номинальным сечением $F_c = 830 \text{ мм}^2$. В последующем была выполнена его доработка, связанная с уменьшением длины разгонного участка БНА на 30% для достижения величины $F_c = 1079 \text{ мм}^2$.

Новый корпус был испытан на дизеле типа СМД -23 при его работе по внешней характеристике. Результаты испытаний представлены на рис. 4. Из рис. 4. видно, что применение нового корпуса турбины позволило добиться стабильности КПД ТКР во всем диапазоне режимов по внешней ско-

ростной характеристике вне зависимости от F_c . В результате экономичность двигателя с корпусом турбины, имеющим $F_c = 830 \text{ мм}^2$, на режиме с $n =$

1250 мин^{-1} улучшилась на $5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$, а на режиме максимального крутящего момента с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ – на $3 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$.

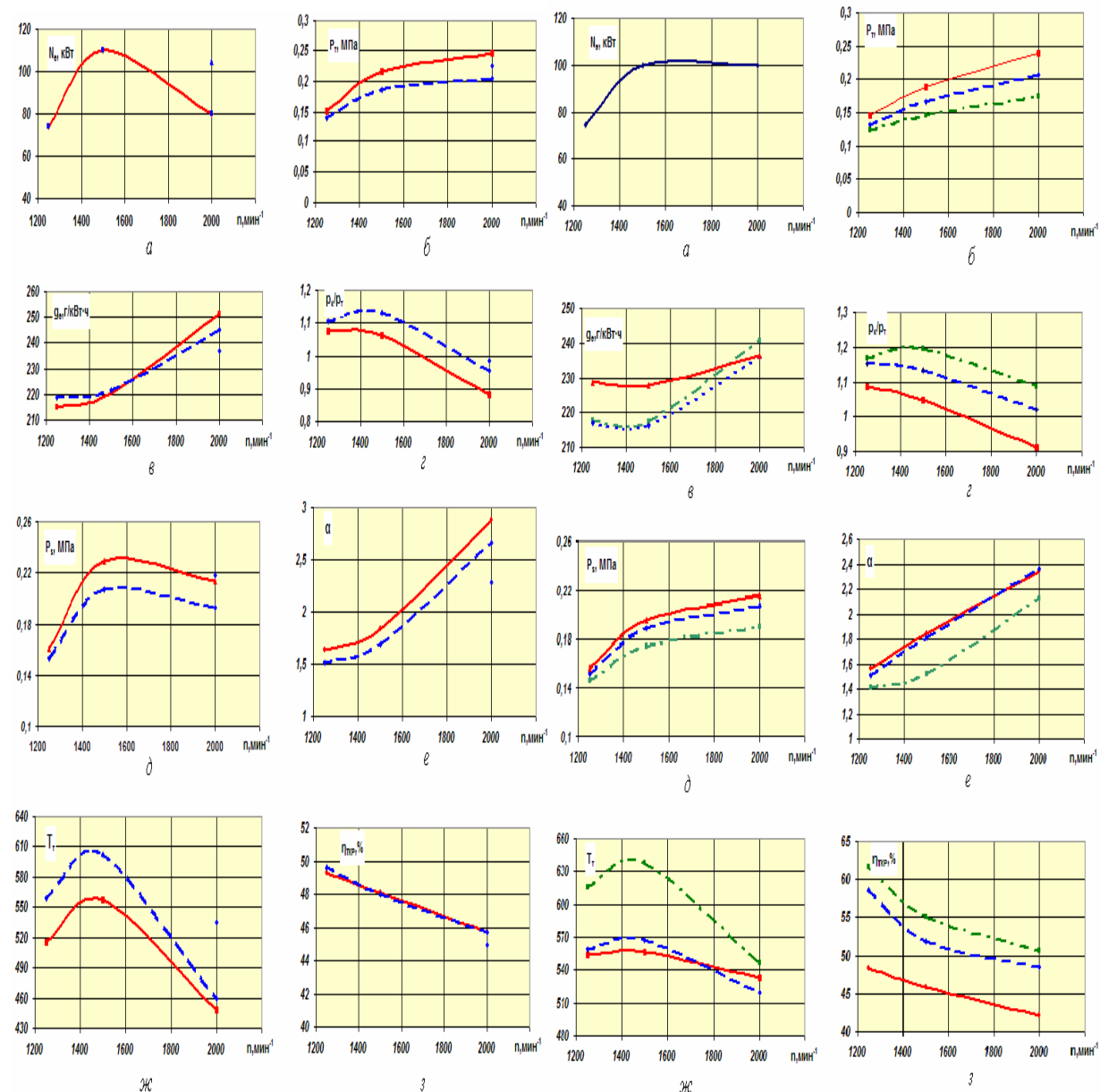


Рис. 3. Показатели дизеля СМД-23 с исходным вариантом корпуса турбины и различной глубиной регулирования
 а – ж - параметры дизеля;
 з – КПД турбокомпрессора
 —■— — 90° углового перемещение элемента регулирования (глубина регулирования 30%)
 —■— — серийное положение элемента регулирования (0° углового перемещения)
 —■— — 30° углового перемещения элемента регулирования (максимальная подрезка корпуса турбины)

Рис. 4. Показатели дизеля СМД – 23 с новым корпусом турбины
 а – ж - параметры дизеля
 з – КПД турбокомпрессора
 —■— — серийное сечение корпуса турбины (830 мм^2)
 —■— — максимальное сечение корпуса турбины (1079 мм^2)

На номинальном режиме с $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ сечение $F_c = 830 \text{ мм}^2$ является нерациональным, поскольку приводит к увеличению α до 2,9, что сказывается на экономичности, в результате чего g_e ухудшается на 6 г/кВт·ч в сравнении с корпусом турбины, в котором величина F_c составляет 1079 мм² (рис. 4.).

Исходя из результатов экспериментальных исследований дизеля типа СМД – 23 с исходным и новым вариантом корпуса турбины, можно сделать вывод о том, что корпус турбины регулируемого ТКР с БНА с размещенным в нем механизмом регулирования должен быть спроектирован таким образом, чтобы максимальное сечение конца разгонного участка БНА (F_c) находилось как можно ближе к входному фланцу турбины, а угловая протяженность разгонного участка не превышала 90 градусов. Данные рекомендации были учтены при создании опытного образца регулируемой по новому методу турбины турбокомпрессора.

Выводы

1. Разработан новый способ и реализующие его конструкции, которые обеспечивают эффективное и надежное регулирование в ТКР с БНА.

2. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали, что для обеспечения высокого КПД турбины во всем диапазоне регулирования необходимо специальным образом спроектировать элемент регулирования, а закон его движения должен обеспечивать максимальную глубину регулирования при минимальном угловом перемещении ЭР.

3. Разработан комплекс мероприятий, исключающих заклинивание элементов системы регулирования. В рассмотренной конструкции, выполненной на базе ТКР-7, в регулировочном диске были выполнены 3 отверстия, равномерно расположенные на одной окружности, что обеспечило его разгрузку от осевого усилия, создаваемого газом со стороны улитки.

4. По результатам исследований был спроек-

тирован корпус турбины с размещенным в нем механизмом регулирования, в котором максимальное сечение конца разгонного участка БНА находится максимально близко ко входному фланцу турбины, а угловая протяженность разгонного участка составляет 90 градусов.

Список литературы:

1. Самойленко Д.Е. Улучшение технико – экономических показателей автотракторного дизеля путем регулирования турбонаддува.: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03/ Самойленко Дмитрий Евгеньевич. – Харьков, 2008. – 166 с. 2. Пат. 79451, Украина, МПК F01D 17/14, F 04D 27/00. Спосіб регулювання доцентрової турбіни з безлопатковим направляючим апаратом / В.А. Петросянци, Ю.Й. Карнаухов, А.П. Марченко, Д.Є. Самойленко – № 20040907860; Заявл. 27.09.2004; Опубл. 15.12.2006, Бюл. № 9. – 4 с.:ил. 3. Патент 2298652, РФ С2, МКИ F01D 17/14, F 04D 27/00. Способ регулирования центропретельной турбины с безлопаточным направляющим апаратом / В.А. Петросянци, Ю.И. Карнаухов, А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко – № 2004130568; Заявл. 10.04.2006; Опубл. 10.05.2007. – Бюл. №13. – 4 с.:ил. 4. Международная заявка PCT WO 2006/036134 A1, МКИ F01D 17/14, F 04D 27/00. Способ регулирования центропретельной турбины с безлопаточным направляющим апаратом / В.А. Петросянци, Ю.И. Карнаухов, А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко– № PCT/UA 2005/000038; Заявл.21.09.2005; Опубл. 6.04.2006. –14 с.:ил. 5. Марченко А.П. Оценка эффективности применения соплового регулирования для наддува 4-х цилиндрового автотракторного дизеля/ А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко, В.А. Петросянци // Вестник науки и техники.– НТУ "ХПИ", ООО "ХДНТ". – Харьков: ООО "ХДНТ". – 2004. - Вып. 1(16). – С.42 – 51. 6. Марченко А.П.. Выбор закона регулирования турбины автотранспортного дизеля / А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, Д.Е. Самойленко, В.А. Петросянци, В.Н. Михайлик// Авиационно – космическая техника и технология. – 2005. – Вып.18. – С.54 – 57. 7. Марченко А.П. Влияние регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим апаратом на показатели дизеля 4ЧН 12/14/ А.П. Марченко, В. А. Петросянци, Д.Е. Самойленко. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 35-39. 8. Марченко А.П. Улучшение технико-экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим апаратом / А.П. Марченко, В. А. Петросянци, Д.Е. Самойленко, А.Ф. Минак, С.В. Обозный, А.Г. Косулин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 3-6.