

т "ХАИ", 2003. - Вып. 42/7. - С.51-53 .
 2. Рязанцев Н.К., Алёхин С.А., Перерва П.Я., Бородин Ю.С., Бородин Д.Ю. Улучшение процесса газообмена двухтактного транспортного дизельного двигателя БДН12/2×12 за счёт совершенствования конфигурации и размеров впускных окон цилиндров. Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. науч. тр. - Харь-

ков: ХГПУ, 1998, Вып. 6 Ч.2.- С.93-96. 3. Алёхин С.А., Опалев В.А., Перерва П.Я. Исследование на статической модели движения заряда в цилиндрах двухтактных дизелей с противоположно движущимися поршнями типа БТД. Авиационно-космическая техника и технология. - 2004. - Вып. 8 (16). - С.59-62.

УДК 621.43.052

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, Е.Н. Овчаров, инж.

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО РАСШИРЕНИЮ ДИАПАЗОНА БЕССРЫВНОЙ РАБОТЫ ЛОПАТОЧНОГО ДИФFUЗОРА ВЫСОКОНАПОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Введение

Известно, что в высоконапорном центробежном компрессоре (ЦБК) диапазон характеристик по расходу воздуха ($\Delta \bar{G}_k = \frac{G_{\max} - G_{\text{номл}}}{G_{\text{номл}}}$ при $M_{u2} = \text{const}$) определяется диапазоном бессрывной работы его лопаточного диффузора. Решающими для оценки взаимодействия двух основных элементов ЦБК – рабочего колеса и лопаточного диффузора – являются процессы течения потока и энергообмена в безлопаточном кольцевом пространстве между ними. Здесь взаимодействуют между собой пульсации потока на выходе из колеса и неравномерное поле давления, обусловленное встречным влиянием лопаточного венца диффузора. Трудно поддающееся расчетному исследованию это взаимодействие оказывает большое влияние на дальнейшее преобразование скорости течения в давление и, в конечном счете, на характеристики ЦБК.

На выходе из рабочего колеса всегда имеет место

неравномерная структура потока как по окружности, так и в меридиональном сечении, обусловленная различными факторами – диффузорностью межлопаточного канала колеса, образованием в нем осевого вихря, кромочными следами, неравномерностью потока на входе в колесо при применении, например, коленообразного воздухозаборного патрубка, наличием торцевого зазора между лопатками колеса и обтекателем и др. Чем выше напорность компрессора и, соответственно, уровень скоростей течения, тем заметнее проявление этих факторов, тем больше их влияние на величину потерь в компрессорной ступени. При относительно небольшой протяженности безлопаточного участка диффузора, характеризуемой отношением $\bar{D}_3 = D_3 / D_2$, поток не успевает приобрести однородную структуру на входе в лопаточный венец диффузора, вследствие чего сокращается диапазон бессрывного течения в лопаточном диффузоре с изменением расхода воздуха через компрессор.

Очевидно, что уменьшая неравномерность потока

на входе в диффузор, можно получить более высокий КПД компрессора на расчетном и нерасчетном режимах работы при относительно малых величинах \bar{D}_3 , обеспечивая тем самым и меньшие диаметральные размеры ЦБК.

1. Формулирование проблемы

Публикации многих авторов, а также исследования компрессоров наддува двухтактных транспортных дизелей типа 6ТД показывают, что воздействуя на структуру потока в безлопаточном участке диффузора, можно значительно улучшить характеристику ЦБК. Так, например, исследованиями [1] установлено, что только при уменьшении кромочных следов на выходе из колеса за счет утонения выходных кромок лопаток путем выполнения скоса на нерабочей стороне лопатки достигнуто увеличение КПД компрессора с $\bar{D}_3 = 1,082$ на 2,5%, а диапазон характеристик по расходу воздуха увеличился на 16%. Также значительно улучшается протекание характеристик компрессора при применении многоярусного рабочего колеса [2].

Исследования [1, 3, 4 и др.] показывают, что на входе в лопаточный диффузор помимо окружной имеет место и меридиональная неравномерность поля скоростей, обусловленная, в основном, образованием пограничного слоя на стенках, ограничивающих безлопаточную часть. И одним из резервов увеличения КПД и диапазона характеристик высоконапорного ЦБК, работающего с высокими условными числами Маха M_{u2} , является выравнивание меридионального профиля поля скоростей на входе в лопаточный венец диффузора.

Эта задача довольно эффективно может быть решена, например, применением комбинированного безлопаточного диффузора, состоящего из вращающейся и неподвижной частей [3,5]. Исследования [1]

ЦБК дизеля 6ТД-1 с комбинированной безлопаточной частью диффузора, образованной продолжением диска полукрытого рабочего колеса, показали достаточно высокую эффективность такого конструктивного решения. По сравнению с традиционной (неподвижной) безлопаточной частью диффузора комбинированная позволила повысить КПД компрессора при условном числе Маха $M_{u2} = 1,16$ на 2%, а $\Delta \bar{G}_k$ - на 15%. Но применение комбинированной безлопаточной части диффузора с вращающейся одной [1] или двумя (при закрытом рабочем колесе [3]) стенками в высоконапорном ЦБК приводит к снижению прочности колеса. Поэтому необходимо изыскивать другие, не влияющие на надежность компрессора способы уменьшения меридиональной неравномерности течения на входе в диффузор.

2. Исследования по решению проблемы

Наши исследования [6] и исследования других авторов [7] показывают, что для высоконапорных ЦБК достаточно простым и практически не затрачивающим надежность компрессора способом выравнивания меридионального профиля потока на входе в лопаточный диффузор представляется уменьшение соотношения осевых размеров диффузора v_3 и колеса v_2 , т.е. v_3/v_2 .

В практике компрессоростроения существуют различные подходы к выбору рациональной величины v_3/v_2 . Для компрессоров наддува дизелей, которые обычно выполняются с полукрытыми рабочими колесами и $\beta_{2,l} = 90^\circ$, принимаемая величина v_3/v_2 , по данным [8], равна $0,9 \dots 1,0$.

С.П. Лившиц [9] отмечает, что при расчете параметров течения воздуха в безлопаточной части диффузора с $v_3/v_2 > 1,0$ необходимо введением специального коэффициента $K_\alpha > 1,0$ учитывать неоднородность потока и неравномерность заполнения

канала активным потоком, а при $v_3/v_2 = 1,0$ величина этого коэффициента равна 1,0. Т.е. в этом случае предполагается равномерность поля скоростей по высоте лопатки диффузора на входе в него.

Однако, как показали исследования [6] компрессора дизеля 5ДН12/2х12 с различными вариантами лопаточного диффузора, отличающимися лишь величиной v_3 (рис. 1а), выполнение v_3/v_2 менее 1,0 сопровождается, например, при $M_{u2} = 1,195$ повышением показателей компрессора - π_k , η_k и $\Delta \bar{G}_k$ (рис. 1б), что свидетельствует об улучшении структуры потока в безлопаточной части диффузора.

Как видно из рис. 1б, с уменьшением отношения v_3/v_2 от 1,18 до 0,909 граница запираания диффузора изменяется незначительно, т.е. в этом диапазоне отношений v_3/v_2 площадь "живого" сечения потока меньше геометрической площади горловины канала диффузора, и лишь при дальнейшем уменьшении v_3/v_2 ниже 0,909 граница запираания диффузора начинает заметно смещаться в сторону меньших расходов воздуха.

Граница же помпажа компрессора смещается в сторону меньших расходов при каждом варианном уменьшении v_3/v_2 , что обуславливает увеличение диапазона характеристик $\Delta \bar{G}_k$. Так, при уменьшении v_3/v_2 от 1,18 до 0,818 величина $\Delta \bar{G}_k$ увеличилась почти в два раза. Одновременно с этим максимальные значения КПД и степени повышения давления возросли на 5% и 6% соответственно.

Рис. 1б показывает также, что при меньшей величине $M_{u2} = 0,962$ наблюдается значительно меньшее изменение η_k , π_k и $\Delta \bar{G}_k$ с изменением v_3/v_2 в указанных выше пределах. Т.е. для компрессоров с таким уровнем M_{u2} и менее, изменение величины v_3/v_2 может быть использовано, в основном, только как инструмент согласования их характеристик с гидравлической характеристикой сети, в данном случае - дизеля.

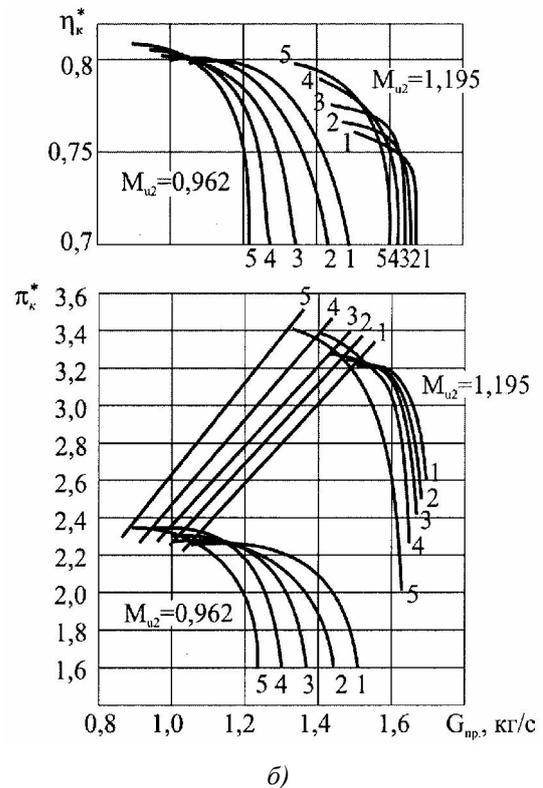
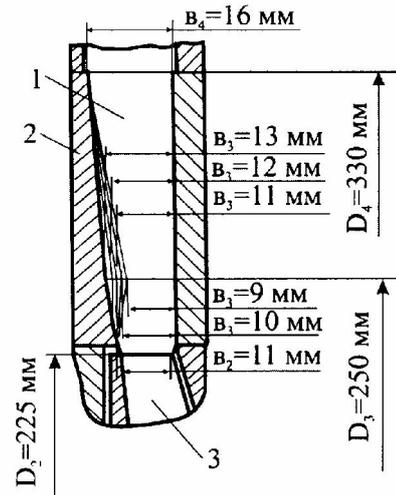


Рис. 1. Исследования компрессора дизеля 5ДН12/2х12 с двухъярусным рабочим колесом: а - варианты диффузора (1 - лопаточный диффузор; 2 - диск конический; 3 - рабочее колесо); б - характеристики компрессора с различной величиной v_3/v_2 (1 - 1,18; 2 - 1,091; 3 - 1,0; 4 - 0,909; 5 - 0,818)

Подробно течение в безлопаточной части лопаточного диффузора высоконапорного ЦБК ($\pi_k=3,4$ при $M_{u2}=1,22$) исследовано в работе [7] измерением давления и углов потока с помощью лазерного двухфокусного метода. Результаты этих исследований показывают, что у передней стенки безлопаточной части диффузора со стороны открытых концов лопаток полуоткрытого рабочего колеса при $v_3/v_2=0,912$ и $\bar{D}_3 = 1,15$ поток сильно заторможен. При угле потока в ядре около 20° угол потока у передней стенки равен $3 \dots 10^\circ$. При уменьшении v_3/v_2 до $0,827$ наблюдается выравнивание профиля скоростей, угол потока на передней стенке увеличивается до $11 \dots 18^\circ$, а КПД компрессора возрастает при этом на 2% и достигает 0,8.

Итак, исследования [6] и [7] показывают, что у высоконапорного ЦБК выравнивание меридионального профиля поля скоростей на входе в лопаточный диффузор происходит при отношениях v_3/v_2 , меньших по сравнению с рекомендуемыми в [8] величинах $v_3/v_2=0,9 \dots 1,0$. Чем выше напор, создаваемый компрессором, тем больше меридиональная неравномерность течения в безлопаточной части диффузора, тем, очевидно, при меньшей величине v_3/v_2 происходит энергизация пристенных слоев воздуха, способствующая выравниванию профиля скоростей.

Подтверждением этому служат исследования высоконапорного ЦБК ($\pi_k=4,1$) дизеля ЗТД-4 с еще меньшими по сравнению с предыдущими примерами величинами v_3/v_2 , которые получены дообработкой лопаточного диффузора по схеме рис. 1а. У этого компрессора с трехъярусным рабочим колесом [2] величина \bar{D}_3 такая же, как у рассмотренного выше компрессора дизеля 5ДН12/2х12.

Характеристики компрессора дизеля ЗТД-4 с $v_3/v_2=0,85; 0,8$ и $0,73$, изображенные на рис. 2, показывают, что на высоком скоростном режиме ($M_{u2}=1,292$) уменьшение v_3/v_2 от $0,85$ до $0,8$ приводит

к незначительному изменению положения границы записания диффузора, в то время, как граница помпажа компрессора сместилась в сторону меньших расходов воздуха почти пропорционально уменьшению v_3 . Это обусловило увеличение диапазона характеристик компрессора $\bar{\Delta G}_k$ от $0,15$ до $0,29$, т.е. почти в два раза. Дальнейшее уменьшение v_3/v_2 от $0,8$ до $0,73$ приводит к смещению всей характеристики компрессора влево и уже к незначительному увеличению $\bar{\Delta G}_k$ - до $0,31$. Рост же $\pi_{k \max}$ и $\eta_{k \max}$ происходит, как показывают графики, при каждом варианном уменьшении отношения v_3/v_2 . Суммарное относительное увеличение $\eta_{k \max}$ при уменьшении v_3/v_2 от $0,85$ до $0,73$ составило почти 4%. С уменьшением окружной скорости колеса эффект от уменьшения v_3/v_2 снижается и при $M_{u2}=0,994$ уменьшение v_3/v_2 приводит лишь к смещению характеристики компрессора в сторону меньших расходов воздуха (рис.2) без какого-либо существенного изменения $\pi_{k \max}$, $\eta_{k \max}$ и $\bar{\Delta G}_k$.

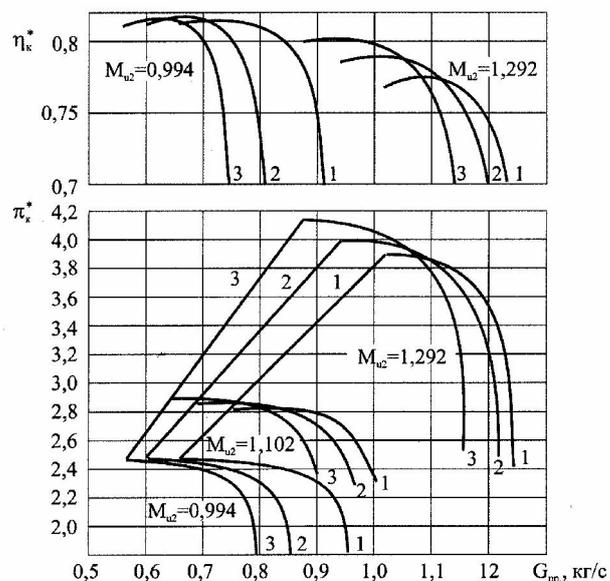


Рис. 2. Характеристики компрессора ЗТД-4 с трёхъярусным рабочим колесом и различной величиной v_3/v_2 : 1 - $0,85$; 2 - $0,8$; 3 - $0,73$.

В таблице 1 приведены отдельные конструктивные и газодинамические параметры некоторых компрессоров наддува двухтактных транспортных дизелей разработки КП ХКБД в последовательности их создания. У компрессора дизеля 5ТДФ, освоенного в серийном производстве в 1965 году, величина v_3/v_2 равнялась 1,143. С созданием новых дизелей с более высоким уровнем форсирования по среднему эффективному давлению за счет повышения давления наддува в их ЦБК стали применяться много-

ярусные рабочие колеса и уменьшенные величины v_3/v_2 , что обеспечило получение высокого КПД и широкодиапазонной характеристики компрессора при высоких значениях π_k . Так, у упомянутого в вышеприведенных экспериментальных исследованиях компрессора дизеля 3ТД-4 с $v_3/v_2=0,73$ диапазон характеристик $\bar{\Delta G}_k$ при $\pi_{k\max}=4,15$ и $\eta_{k\max}=0,8$ достигает 0,31, что более чем в два раза превышает данные в работе [10] по обобщению характеристик многих ЦБК.

Таблица 1. Конструктивные и газодинамические параметры высоконапорных одноступенчатых ЦБК двухтактных транспортных дизелей

Параметр	Дизель					
	5ТДФ	6ТД-1	6ДН 14 / 2×14	5ТДФМ	3ТД-3	3ТД-4
Тип рабочего колеса с $\beta_{2л} = 90^\circ$	однорядное	двухъярусное	трехъярусное	двухъярусное	двухъярусное	трехъярусное
$\bar{D}_3 = D_3 / D_2$	1,111	1,083	1,08	1,083	1,122	1,114
$\bar{e}_2 = e_2 / D_2$	0,0467	0,047	0,0544	0,045	0,0366	0,034
e_3/e_2	1,143	1,048	0,965	0,944	0,837	0,733
M_{u2}	1,115	1,21	1,215	1,21	1,192	1,291
$\pi_{k\max} / \eta_{k\max}$	2,75 / 0,8	3,35 / 0,8	3,45 / 0,8	3,35 / 0,8	3,35 / 0,8	4,15 / 0,8
$\bar{\Delta G}_k$	0,38	0,21	0,28	0,26	0,3	0,31

Заключение

Приведенные выше исследования показывают, что в высоконапорных ЦБК ($\pi_k > 3,0$) с радиальнолопаточными колесами ($\beta_{2л} = 90^\circ$) для обеспечения широкого диапазона характеристик компрессора по расходу воздуха целесообразно выполнять $v_3/v_2 < 0,9$.

Список литературы:

1. Влияние конструкции выходных элементов рабочего колеса на характеристики центробежного компрессора / Анимов Ю.А., Петренко Ю.Г., Рязанцев Н.К., Столяренко Ю.Д., Шапошников В.А. // Энергомашиностроение. – 1977. – №4. – С.12-14.
2. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Центробежные компрессоры с широкодиапазонной характеристикой для наддува двухтактных транспортных двигателей // Вестник нац.техн.ун-та "ХПИ": Сб. научн.тр.

- Харьков, 2001. – Вып.26. – С.70-77.
3. Журавлев Ю.И., Ревзин Ю.С. Результаты испытаний вращающихся диффузоров центробежных нагнетателей // Энергомашиностроение. – 1971. – №9. – С.41-42.
4. Иноуэ, Кампсти. Экспериментальное исследование потока, выходящего из центробежного рабочего колеса в безлопаточный и лопаточный диффузоры // Энергетические машины и установки: Пер. с англ. – 1984. – Журн. США. – №2. – С.80-93.
5. Manfred Jachu. Radial-Verdichter mit umlaufendem Diffusor // Chemiker – Zeitung. – 1970. – 94. – №21. – s.s. 843-847.
6. Анимов Ю.А., Мальцев А.Н., Фрадкин Б.В. Влияние формы меридионального сечения диффузора на характеристики центробежного компрессора // Двигатели внутреннего сгорания. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1974. – №1. – С.17-21.
7. Untersuchung über die Wechselwirkung zwischen Laufrad und Diffusor in Radialverdichtern / Rautenberg

М., Stein W., Teipel J., Wiedermann A. // MTZ. - 1988. - №6. - с.с.247-253. 8. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: Справочник / Байков Б.П., Бордуков В.Т., Иванов П.В., Дейч Р.С. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с. 9. Лившиц С.П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин.- М.-Л.: Машинострое-

ние, 1966. – 340 с. 10. Кочетов Л.В. Проектирование центробежного компрессора на заданный запас устойчивой работы / В сб.: Исследование, конструирование и расчет тепловых двигателей внутреннего сгорания. – М.: НАМИ, 1985. – С.81-87.

УДК 621.43

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, Д.И. Тимченко, инж.

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ МАЛОЙ МОЩНОСТИ ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ УСЛОВИЙ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Введение

ДВС, в частности высокооборотные дизели малой мощности, благодаря своим высоким потребительским качествам получили широкое распространение, а на транспорте и в сельскохозяйственном комплексе являются основными силовыми агрегатами машин. Одновременно их широкое применение привело к появлению ряда проблем, вызванных истощением мировых природных запасов нефти и газа, а следовательно и ростом цен на моторные топлива, загрязнением вредными веществами и шумом окружающей среды, влиянием ДВС на глобальное потепление в природе и др. Единого подхода к пути устранения или уменьшения влияния этих и др. недостатков ДВС нет, а основное внимание разработчиков и эксплуатационников ДВС сосредоточено на повышении их экономичности и экологической безопасности, в первую очередь, за счет совершенствования рабочего цикла.

Из этого вытекает актуальность данного исследования, основной целью которого было определение наиболее рациональных направлений изменения

условий смесеобразования, для улучшения технико-экономических и экологических показателей работы высокооборотных автотракторных дизелей малой мощности (на примере СМД-900).

1. Формулирование проблемы

Смесеобразование является одним из основных процессов, определяющих эффективность рабочего цикла дизеля, на протекание его влияет комплекс конструктивных и регулировочных параметров. Зачастую это влияние не однозначно или даже противоречиво. Поэтому для повышения эффективности смесеобразования, а следовательно достижения высоких технико-экономических и экологических показателей работы дизелей необходимо в каждом конкретном случае оптимизировать эти параметры, обеспечивая, таким образом, наилучшие условия смесеобразования.

Единого подхода к выбору направлений оптимизации параметров нет из-за многообразия конструктивных решений в дизелях и способах осуществления рабочего цикла. Поэтому, как правило эти за-