

групи. Для визначення параметрів робочого процесу була використана система комп'ютерного діагностування D4.0H, розроблена на кафедрі СЕУ і ТЕ ОНМУ.

DETERMINATION OF WORKING PROCESS PARAMETERS AND DIAGNOSIS OF MEDIUM-SPEED MAIN ENGINES OF M/V «GREIFSWALD»

R.A. Varbanets, E.V. Belousov, V.P. Savchuk, B.I. Kyrnats

Diagnosis of the four main engines of m/v "Greifswald" was produced during the voyage Odessa-Istanbul-Odessa in January 2015. The weather conditions allowed producing parametric diagnosis of all cylinders main engines at the same load, including diagnostics of high pressure fuel equipment, the valves timing and units of the cylinder group. The working process parameters was determining with the help of computer diagnostic system D4.0H, developed in marine engineering department of Odessa national maritime university.

УДК 621.452.3.037.015.2

С.А. Алёхин, Д.Ю. Бородин, В.П. Герасименко, В.А. Опалев

РАСШИРЕНИЕ ДИАПАЗОНА УСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУРБОПОРШНЕВОГО ДИЗЕЛЯ

Рассмотрены основные проблемы обеспечения газодинамической устойчивости турбопоршневых дизелей с высоким наддувом. Изучены условия возникновения помпажа и вращающегося срыва – наиболее часто встречающихся форм неустойчивости центробежных компрессоров агрегатов газотурбинного наддува. Предложены рекомендации по предотвращению срывных процессов путём локального воздействия на поток в области срывных зон с помощью целевых устройств с присоединёнными объёмами.

Введение

Обеспечение газодинамической устойчивости поршневых двигателей с турбонаддувом во всём диапазоне эксплуатационных режимов за счет совершенствования агрегатов турбонаддува (АТН) – одна из основных задач, возникающих при создании высокофорсированных дизелей [1, 2]. Эта проблема особенно актуальна для центробежных компрессоров (ЦБК) АТН с высокими степенями повышения давления $\pi_k^* > 3,0$ и числом цилиндров дизеля $Z \leq 5$.

Формулирование проблемы

Нарушение газодинамической устойчивости компрессорных систем, как правило, приводит к аварийным ситуациям в результате возникновения значительных гидродинамических нагрузок на элементы проточной части компрессоров и примыкающих трубопроводов. К подобным системам относятся авиационные и судовые газотурбинные двигатели и энергетические установки, АТН поршневых двигателей, приводы газоперекачивающих агрегатов и их центробежные нагнетатели природного газа, центробежные компрессорные машины химических предприятий, шахтные вентиляционные системы и др. Столь обширные области перечисленных систем требуют изучения причин нарушения газодинамической устойчивости компрессоров и путей устранения или предотвращения неустойчивости. Однако, большое разнообразие форм газодинамической неустойчивости, сложность физических процессов, вызывающих эту неустойчи-

вость, а также большое количество факторов, влияющих на развитие их в реальных ситуациях, требуют дополнительных исследований для разработки мероприятий по её устранению.

Целью данной статьи является изучение условий нарушения устойчивости центробежного компрессора АТН пятицилиндрового поршневого двигателя наземной транспортной машины и возможности его предотвращения.

Результаты исследования

Предотвращение нарушения устойчивости ЦБК АТН является одной из задач согласования характеристик системы газотурбинного наддува и двухтактного транспортного дизеля [2]. Если при сравнительно невысоких степенях повышения давления $\pi_k^* \leq 1,8...2,0$ компрессора АТН согласование его характеристики и поршневой части дизеля для получения требуемых нагрузочных и внешних характеристик обычно не вызывает затруднений, то при $\pi_k^* > 3,0$ требуются специальные меры по расширению диапазона устойчивой работы ЦБК [3 - 8]. Однако, чтобы то или иное мероприятие оказалось эффективным средством предотвращения помпажа, необходимо глубокое понимание срывных явлений, которые вызывают его возникновение. Помпаж и вращающийся срыв – наиболее частые формы неустойчивой работы компрессоров в различных гидравлических системах с осевым или центробежным компрессорами. Их основное отличие в том, что вращающийся срыв является

"локальной" формой неустойчивости в виде срывных зон, вращающихся в окружном (поперечном к оси турбомашин) направлении [9] и возникающих в проточной части как результат отрывных процессов. Причём, если в осевых компрессорах зоны срыва образуются в рабочих колёсах, то в ЦБК они могут возникать как в рабочих колёсах [10], так и в лопаточном и безлопаточном диффузорах [11].

Известно также, что в многоступенчатых осевых турбинах на компрессорных режимах работы иногда наблюдают наличие зон частичного срыва в рабочих колёсах последних ступеней цилиндра низкого давления [12]. Более того, в многоступенчатых ЦБК подобная «локальная» неустойчивость выявлена на турбинных режимах работы [13].

В отличие от вращающегося срыва, помпаж представляет собой "глобальную" неустойчивость системы компрессор-сеть в виде низкочастотных продольных колебаний рабочей среды с большой амплитудой [14, 15], вызывающих значительную вибрацию всей системы и завершающейся, как правило, аварийными разрушениями. Простейший метод одномерного теоретического анализа нарушения устойчивости подобных систем малыми возмущениями заключается в решении систем дифференциальных уравнений движения газа в виде законов сохранения массы - неразрывности, импульса, энергии, состояния идеального газа [15 -17], записанных для участков гидравлической системы, примыкающей к компрессору. К аналогичному виду сводится задача анализа нарушения устойчивости турбопоршневого дизеля на режиме продувки, газоздушный тракт которого состоит из компрессора-наддува и турбины-дросселя турбонаддувочного агрегата, входного патрубка и выходной улитки ЦБК, цилиндров с выхлопным коллектором, представляемым простейшей одномерной по координате x системой: центробежным компрессором, трубопроводом, ресивером и турбиной (дросселем). В системе выделяют следующие контрольные сечения: 1 – перед компрессором; 2 – за компрессором; 3 – за трубопроводом (перед ресивером); 4 – за ресивером (перед турбиной); 5 – за турбиной, условно разделяющих свойства системы: наддувочные - $\pi_k^* = P_2 / P_1$ - степень повышения давления; инерционные, характеризующие конвективным ускорением потока по длине трубопровода; аккумулирующие массу газа в ресивере; дрессельные - $\pi_t = P_4 / P_5$ - степень понижения давления в турбине с учётом потерь давления в гидравлической сети.

Записав для участка компрессора с трубопроводами и турбины уравнения движения:

$\frac{dC_x}{dt} = \bar{f}_x - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx}$, где C_x - продольная скорость; \bar{f}_x - силы взаимодействия потока с лопатками компрессора или турбины, включая диссипативные силы; P - давление и ρ - плотность воздуха - газа, можно их представить через расход в виде $G = C_x \rho A$ для компрессора с трубопроводом:

$$\frac{dG_K}{dt} = \frac{A \bar{v} x}{L_K} (\Delta P_K - P_3 + P_1), \quad (1)$$

где $A \bar{v} x$ и $L = A \bar{v} x \int_0^l \frac{dx}{A(x)}$ - площадь поперечного сечения и длина трубы за компрессором; $\Delta P_K = P_2 - P_1$ - повышение давления в компрессоре.

Аналогично расход газа через турбину-дрессель за ресивером:

$$\frac{dG_T}{dt} = \frac{A_T}{L_T} \Delta P_T, \quad (2)$$

где $\Delta P_T = P_4 - P_5$ - понижение давления в турбине.

Из уравнения неразрывности разность расходов через компрессор и турбину за счёт сжимаемости воздуха в ресивере при условии быстрого выравнивания давления в нём $P_3 = P_4 = P_p$ и $\delta P_3 = \delta P_4 = \delta P_p$, получим:

$$G_K - G_T = \frac{V_p}{\kappa} \cdot \frac{\rho_p}{P_p} \cdot \frac{dP_p}{dt}, \quad (3)$$

где $\kappa P / \rho = a^2$ - квадрат скорости звука.

Для проверки на устойчивость системы уравнений (1) – (3), применим к ней метод малых возмущений А.М. Ляпунова, записав параметры G , ΔP_K и ΔP_T в виде сумм средних значений \bar{G} , $\bar{\Delta P}_K$, $\bar{\Delta P}_T$ и возмущений δG , $\delta \Delta P_K$, $\delta \Delta P_T$. Одновременно разложим в ряды Тейлора характеристики компрессора и турбины в окрестности средних значений и ограничимся линейными членами разложения при условии их совместной работы:

$$\bar{G}_K = \bar{G}_T; \quad \bar{\Delta P}_K = \bar{\Delta P}_T;$$

$$\Delta P_K = \bar{\Delta P}_K + (d\bar{\Delta P}_K / dG_K) \delta G_K;$$

$$\Delta P_T = \bar{\Delta P}_T + (d\bar{\Delta P}_T / dG_T) \delta G_T \quad \text{и} \quad P_1 = P_5 = const$$

(т.е. $\delta P_1 = 0$ и $\delta P_5 = 0$).

В итоге уравнения (1) – (3) преобразуем к виду:

$$\left(\frac{d\bar{\Delta P}_K}{dG_K} \right) \delta G_K - \frac{L}{A \bar{v} x} \cdot \frac{d\delta G_K}{dt} - \delta P_3 = 0; \quad (4)$$

$$\left(\frac{d\bar{\Delta P}_T}{dG_T} \right) \delta G_T - \delta P_4 = 0; \quad (5)$$

$$\delta G_k - \delta G_T - \frac{V_p}{a^2} \cdot \frac{d\delta P_p}{dt} = 0; \quad (6)$$

где, как указано выше, $\delta P_3 = \delta P_4 = \delta P_p$.

Система уравнений (4) – (6) является системой линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, что позволяет на основе операционного исчисления преобразовать её в систему линейных алгебраических уравнений путём преобразования Лапласа $\delta p = e^{\lambda t}$, решая которую исключением переменной, получим квадратное характеристическое уравнение относительно новой переменной λ :

$$\lambda^2 + \lambda \left(\frac{a^2}{V_p Y} - X \frac{A \alpha x}{L} \right) + \frac{a^2 A \alpha x}{L V_p} \cdot \left(1 - \frac{X}{Y} \right) = 0, \quad (7)$$

где, $X = d\Delta \bar{P}_k / dG_k$; $Y = d\Delta \bar{P}_T / dG_T$ - производные характеристик компрессора и турбины (сети) в точке их пересечения на установившемся режиме работы; $a \cdot \sqrt{A \alpha x / L \cdot V_p} = \omega$ - собственная частота системы (резонатора Гельмгольца).

Нетрудно заметить, что уравнение (7) является квадратным уравнением колебательного движения линейного осциллятора вида:

$$\lambda^2 + 2\alpha\lambda + \beta = 0, \quad (8)$$

где α - коэффициент, характеризующий затухание (демпфирование) колебаний; β - жёсткость (упругость) системы. Условие $X=Y$ соответствует значению $\beta=0$, при котором теряется статическая устойчивость (возникает вращающийся срыв), тогда как при $\alpha=0$ ($X \approx 0$) в точке максимума напорной характеристики компрессора теряется динамическая устойчивость с переходом к помпажу при малых возмущениях (в идеальных условиях). Необходимо подчеркнуть, что в изложенных выкладках характеристики компрессора и турбины использованы в виде: $\Delta P_k = f(G_k)$; $\Delta P_T = f(G_T)$, тогда как обычно принятые формы $\pi_k^* = f(G_k)$ и $G_T = f(\pi_T)$, не приведут к изменению результата вышеприведенной зависимости (8) по условиям нарушения статической и динамической устойчивости в виду наличия связей: $\pi_k^* = \Delta P_k / P_1 + 1$; $\pi_T = \Delta P_T / P_5 + 1$, (где $P_1 = P_5 = const$), свидетельствующих о неизменности результатов теоретического решения [16]. В отличие от идеальных условий малых возмущений реальные условия нарушения устойчивости АТН в системе дизеля заключаются в наличии значительных периодических возмущений потока ввиду циклического характера работы цилиндропоршневой группы дизеля, как внешнего источника гидродинамического возбуж-

дения колебаний [17] в гидравлической сети, прилегающей к компрессору. В этом случае в правой части характеристического уравнения (8) размещают член $P_0 e^{i\Omega t}$, характеризующий возмущающее давление с вынужденной частотой Ω . Циклическая работа турбопоршневого дизеля [1] накладывает отпечаток как на развитие помпажных колебаний, так и на условия возникновения помпажа путём проявления акустического импеданса [14, 18], заключающегося в отклонении линии рабочих режимов от гидравлической характеристики сети $\Delta P(t) = R_x C_x^2$ - (турбины $\Delta P_T = f(G_T)$) к характеристике $\Delta P(t) = R_x C_x^2 + r C_x$, где P - давление; $C_x = c \cdot \sin \omega t$ - скорость потока; $R_x C_x^2$ - гидравлическое сопротивление сети; $r C_x$ - акустическое (реактивное) сопротивление. Т.е. к гидравлическому сопротивлению добавляется акустическое сопротивление и, таким образом, процесс совершается по линии импеданса r , при пологом положении которой возрастает вероятность возникновения помпажа [14]. При увеличении наклона линии импеданса r - возрастании положительного демпфирования нагрузочной сети на компрессоре [18] и уменьшении амплитуды пульсации давления снижается вероятность помпажа - улучшаются условия устойчивости системы компрессор – сеть. Следует иметь в виду, что в реальной сети наличие сдвига фаз между пульсирующим давлением и скоростью видоизменяет характеристику акустического импеданса из прямой в эллипс.

Не менее важной особенностью турбопоршневых дизелей [3] является использование в качестве АТН центробежного компрессора. ЦБК существенно отличаются от осевых по развитию срывных и неустойчивых режимов работы в частности в виде вращающегося срыва [9, 10], о чём отмечено выше. В работе [10] представлены систематизированные экспериментальные исследования неустойчивых режимов (вращающегося срыва и помпажа) трёх вариантов ЦБК. Были обнаружены вращающиеся срывы в рабочих колёсах и безлопаточном диффузоре. Число зон срыва находилось в диапазоне от 1 до 5 зон, относительная скорость вращения зон в разных случаях отмечалась в диапазоне $\bar{\omega}_3 = 0,2 \dots 0,8$. Обращают на себя внимание три типа вращающегося срыва в рабочем колесе (РК): мягкий, внезапный и прогрессирующий, а также в безлопаточном диффузоре (БД): высокочастотный $0,17 \leq \bar{\omega}_3 \leq 0,21$ и низкочастотный $0,14 \leq \bar{\omega}_3 \leq 0,16$. Появление зон вращающегося срыва в РК иногда подавляло вращающийся срыв в

диффузоре. Помпаж наблюдался левее максимума на напорной характеристике при высокой частоте вращения колеса одновременно с режимами вращения колеса одновременно с режимами вращения срыва при размещении на входе в ЦБК успокоительной камеры большой ёмкости. Частота помпажа находилась в диапазоне от 6 до 20 Гц с амплитудой колебаний скорости $A = 0,2 \dots 1,0$.

В работах [6, 19, 20] выполнены визуальные методы исследования развития срывных зон в межлопаточных каналах РК ЦБК. Такие зоны формировались на стороне разрежения лопаток на выходе из колеса, что подтверждено также численным моделированием процессов срыва в работе [21]. В работе [13] срыв обнаружен на стороне давления лопаток. В работе [22] в сверхзвуковом рабочем колесе ЦБК экспериментально обнаружено зарождение отрывного течения вследствие взаимодействия пограничного слоя на входной кромке конца лопаток колеса со скачком уплотнения и отражённым скачком у покрывного корпуса. Зарождение нестационарных отрывных зон трёхмерного пограничного слоя экспериментально исследовано в радиальном безлопаточном диффузоре ЦБК в работах [11, 23], что предшествовало возникновению вращающегося срыва с дальнейшим возникновением помпажа. В работе [24] исследовано влияние близко расположенного дросселя за лопаточным диффузором ЦБК на развитие статической неустойчивости в точке положительного наклона характеристики без образования вращающегося срыва, тогда как при дросселировании сетками на всасывании неустойчивость нарушалась в точке максимума напорной характеристики с развитием сильного вращающегося срыва. В работах [13, 25] впервые обнаружена возможность возникновения вращающегося срыва, вызванного отрывом потока на стороне давления слабо назад загнутых рабочих лопаток ЦБК в виде крыльевых профилей (при больших расходах воздуха-газа).

Таким образом, изложенный краткий анализ публикаций по срывным режимам работы ЦБК подтвердил многообразие развития срывных зон на входе или выходе из рабочих колёс, в безлопаточном и лопаточном диффузорах, что предполагает возможность управления срывными процессами локальным воздействием на поток в указанных зонах с помощью щелевых устройств с присоединёнными объёмами [4-7, 26] в ЦБК, аналогично осевым компрессорам [27], с целью расширения диапазона устойчивых режимов работы. Очевидно, что подобное устройство необходимо располагать в области начала развития отрывных зон.

Данное предположение экспериментально подтверждено воздействием щелевым устройством

(рис. 1) на обтекание трёхъярусного РК ЦБК с коротким колёнообразным входным патрубком дизеля 5ТДФМА [28].

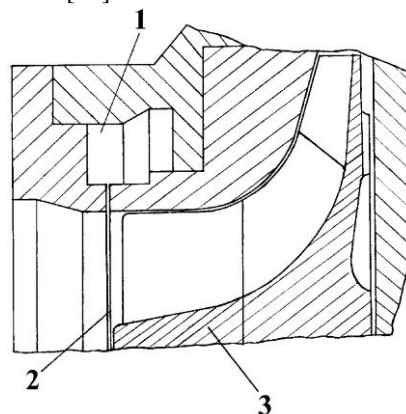


Рис. 1. Щелевое устройство на входе в РК ЦБК дизеля 5ТДФМА:
1 - замкнутый объём; 2 - кольцевая щель;
3 - трёхъярусное РК

Как видно из рис. 1, щелевое устройство с замкнутым объёмом, расположенное на входе в РК, существенно увеличило рабочий диапазон и запас по помпажу (рис. 2), при незначительном ухудшении напорной характеристики компрессора.

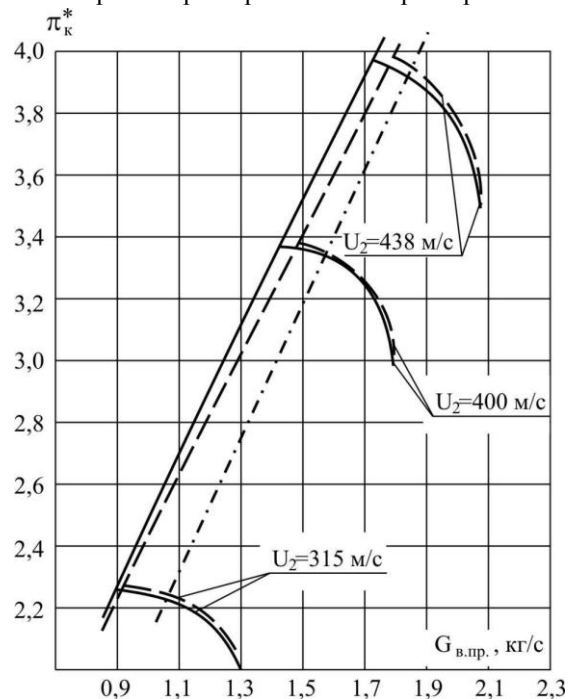


Рис. 2. Характеристики компрессоров с границами неустойчивости:
- - - - без щелевого устройства;
— со щелевым устройством;
- · - · - гидравлическая характеристика дизеля

Целевое устройство путём выравнивания параметров потока по окружности на входе в РК задерживает образование срыва и предотвращает импеданс. Это позволило применить в конструкции ЦБК вместо радиально-кольцевого патрубка более технологично простой коленообразный входной патрубок, который без целевого устройства создаёт значительную окружную неравномерность потока на входе в РК [28] и тем самым способствует появлению в данной области нестационарных срывных участков с проявлением акустического импеданса.

Заключение

Внедрение в конструкцию ЦБК целевого устройства позволило существенно увеличить рабочий диапазон компрессора и улучшить характеристики двухтактного дизеля 5ТДФМА.

Список литературы:

1. Герасименко В.П. Обеспечение газодинамической устойчивости компрессора в условиях периодических возмущений потока [Текст] / В.П. Герасименко, Ю.А. Анимов // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2004. - №7 (15). - с. 69 - 73. 2. Алёхин С.А. Согласование характеристик турбонаддува и двухтактного транспортного дизеля [Текст] / С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, В.А. Опалев // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2013. - №2. - с. 8 - 12. 3. Алёхин С.А. Сравнительный анализ одно- и двухступенчатого компрессора для наддува высокофорсированных дизелей [Текст] / С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, И.А. Краюшкин, Ю.А. Анимов // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2007. - №1. - с. 76 - 80. 4. Алёхин С.А. Исследования по расширению диапазона бессрывной работы лопаточного диффузора высоконапорного центробежного компрессора [Текст] / С.А. Алёхин, Ю.А. Анимов, Е.Н. Овчаров // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2006. - №1. - с. 81-86. 5. Рязанцев Н.К. Центробежные компрессоры с широкодиапазонной характеристикой для наддува двухтактных транспортных дизелей [Текст] / Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2001. - №2. - с. 70 - 77. 6. Анимов Ю.А. Использование метода визуализации для исследования течения воздуха в рабочем колесе центробежного компрессора [Текст] / Ю.А. Анимов, Ю.С. Бородин, В.А. Опалев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. - 2002. - №34. - с.16 - 17. 7. Eisenlohr G. *Masnahmen zur verringering der auswirkungen von einlaufstorungen auf das betriebverhalten eines radialverdichter* [Text] / G. Eisenlohr, F.W. Benfer // *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)*. - 1988. - v.49. № 6. - P. 265 - 270. 8. Герасименко В.П. К повышению устойчивости газовых систем с компрессором [Текст] / В.П. Герасименко // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. - 2001 - Вип. 23. - с. 45-49. 9. Еришов В.Н. Неустойчивые режимы турбомашин. Вращающийся срыв. [Текст] / В.Н. Еришов. - М.: Машиностроение. - 1966. - 180 с. 10. Фринге. Типы вращающихся срывов в рабочем колесе и в диффузоре компрессора с безлопаточным диффузором [Текст] / Фринге, Ван-ден-Брамбюссхе // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. - 1984. - т.106, №2.- с. 93-100. 11. Янсен. Вращающийся срыв потока в радиальном безлопаточном диффузоре [Текст]

/ Янсен // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов* - 1964. - т.86, №4.- с. 140-150. 12. Козлоков О.Ю. Удосконалення експлуатаційних характеристик ЦНТ теплофікаційних турбін на основі аналізу структури потоку на маловитратних режимах: автореф. дис. канд. техн.наук: 05.05.16 / Козлоков Олександр Юрійович; Інститут проблем машинобудування АН України - Х.: 2013 - 16 с. 13. Герасименко В.П. Диагностика срывных режимов центробежного компрессора [Текст] / В.П. Герасименко, Р.А. Довлетов, А.С. Ткачук // *Вестник НТУ «ХПИ»* - 2013 - №12 (986) - с. 50 - 54. 14. Дьярмати. Нелинейный анализ циклов помпажа [Текст] / Дьярмати // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов* - 1977. - т.99, №1.- с. 359 - 368. 15. Герасименко В.П. Нарушение устойчивости гидравлических систем с компрессором [Текст] / В.П. Герасименко, Н.Б. Налесный // *Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць Укр. НДІгаз*. - Х.: 2007. - Вип. XXXV. - т.2. - с.115 - 120. 16. Герасименко В.П. Анализ нарушения устойчивой работы газоперекачивающих агрегатов [Текст] / В.П. Герасименко // *Проблеми нафтогазової промисловості: Зб. наук. праць* - К.: - 2009. Вип. 7. с. 72 - 77. 17. Герасименко В.П. Гидродинамическое возбуждение колебаний в газотранспортных системах [Текст] / В.П. Герасименко, Н.Б. Налесный // *Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць УкрНДІгаз*. - Х.:2004. - Вип. XXXII - с.279 - 285. 18. Sparks C.R. On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems [Text] C.R. Sparks // *Trans. of the ASME. Journal of engineering for power*. October, 1983 vol. 105. - p. 891-901. 19. Джонсон. Развитие срывных зон в межлопаточных каналах центробежного колеса [Текст] / Джонсон, Мур // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. - 1980. - т.102, №2. - с.123 - 133. 20. Джонсон. Влияние расхода на расположение и размеры срывной зоны на выходе из РК ЦБК [Текст] / Джонсон, Мур // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. - 1983. - т.105, №1. - с.19 - 20. 21. Живирихин М.Л. Численное моделирование нерасчётных процессов ступени центробежного компрессора [Текст] / М.Л. Живирихин, В.С. Чигрин // *Вестник двигателестроения*. 2014. - №2. - с. 42-47. 22. Сеноо. Экспериментальное исследование течения в сверхзвуковом центробежном рабочем колесе [Текст] / Сеноо, Хаями, Киносита, Ямасаки // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. - 1979. - т.101, №1. - с.36 - 45. 23. Абдельхамид. Экспериментальные исследования нестационарных явлений в безлопаточных радиальных диффузорах [Текст] / Абдельхамид, Колуилл, Бэрроуз // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. - 1979. - т.101, №1. - с.53 - 64. 24. Рейли. Влияние близко расположенного дросселя на устойчивость работы ступени ЦБК [Текст] / Рейли, Икерол // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. - 1985. - т.107, №2. - с.207 - 216. 25. Мадхаваи. Вращающийся срыв в центробежном вентиляторе, вызванный отрывом потока со стороны давления лопастей [Текст] / Мадхаваи, Райт // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. - 1985. - т.107, №3. - с.145 - 153. 26. Тихомиров Б.А. Граница устойчивой работы центробежного компрессора при различных способах управления потоком [Текст] / Б.А. Тихомиров, В.К. Ценев // *Тр. Ленинград. кораблестр. ун-та*. - 1984. - №265 - с.59-66.

РОЗШИРЕННЯ ДІАПАЗОНУ СТІЙКИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТУРБОПОРШНЕВОГО ДИЗЕЛЯ

С.О. Альохін, Д.Ю. Бородін, В.П. Герасименко, В.А. Опалєв

Розглянуто основні проблеми забезпечення газодинамічної стійкості турбопоршневих дизелів з високим наддувом. Вивчено умови виникнення помпажа й обертового зриву – форм нестійкості відцентрових компресорів агрегатів турбонаддуву, які найбільше часто зустрічаються. Запропоновано рекомендації з запобігання зривних процесів шляхом локального впливу на потік в області зривних зон за допомогою щілинних пристроїв із приєднаними об'ємами.

EXPANSION OF A GAMUT OF STABLE CONDITIONS OF OPERATION TURBOPISTON DIESEL

S.A. Alyohin, D.Yu. Borodin, V.P. Gerasimenko, V.A. Opalev

The basic problems security of gas-dynamic stability turbopiston diesels with high boosting are reviewed. The requirements of origin of a surge and rotatory failure - most frequently of meeting shapes of instability of centrifugal superchargers turbocharging of aggregates are learnt. The recommendations for prevention of stalled processes are proposed by local effect on a flow in the field of stalled bands with the help of slotted devices with affixed bulks.

УДК 621.43.004

Ю.Ф. Гутаревич, О.В. Сирота, С.В. Карєв

ВПЛИВ МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ТА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ СУЧАСНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

В даній статті наведені результати експериментальних та розрахункових досліджень по використанню комбінованого методу регулювання потужності (КМРП) на бензиновому двигуні з системою впорскування, нейтралізатором і зворотнім зв'язком. Встановлено ефективність застосування рециркуляції відпрацьованих газів, як метода по зниженню концентрацій оксидів азоту, при КМРП на сучасному бензиновому двигуні. Визначено ефективність застосування КМРП стосовно поліпшення паливної економічності та екологічних показників в перехідних режимах двигуна.

Вступ

Аналіз проведених досліджень показує, що основними режимами роботи автомобільних двигунів при експлуатації у великих населених пунктах є часткові навантажувальні та швидкісні режими. В цих режимах для бензинових двигунів характерним є зниження паливної економічності та підвищення викидів продуктів згорання, що частково обумовлено способом регулювання потужності – дроселюванням паливоповітряної суміші.

Одним з шляхів поліпшення паливної економічності бензинових двигунів в названих режимах є перехід від регулювання потужності двигуна дроселюванням до комбінованого методу – відключенням групи циліндрів і, значно меншим рівнем, дроселюванням працюючих циліндрів.

Дослідження застосування методу регулювання потужності зміною робочого об'єму шляхом відключення частини циліндрів ведуться ще з середини 20-го століття. Теорія регулювання потужності двигуна шляхом відключення циліндрів вперше була розроблена академіком Чудаковим Е.А. [1]. В даній роботі проаналізовані різні схеми відключення циліндрів – від припинення подачі бензину без зміни системи газообміну до створення модульного двигуна, в якому група циліндрів відключається

шляхом роз'єднання колінчастого вала. Теоретичні і експериментальні дослідження [2-4] підтвердили доцільність застосування в бензинових двигунах регулювання потужності шляхом відключення групи циліндрів для поліпшення паливної економічності.

Особливий розвиток досліджень, направлених на поліпшення паливної економічності бензинових двигунів шляхом регулювання їх потужності відключенням частини циліндрів, почався в 70-х роках ХХ століття.

Роботи, в основному, проводились на карбюраторних двигунах. Були розроблені системи відключення групи циліндрів.

Метод регулювання потужності відключенням групи циліндрів широко застосовують на сучасних бензинових двигунах з системами впорскування. Високу ефективність цього методу отримують при відключенні циліндрів зупинкою клапанів, але реалізація методу таким способом можлива лише в процесі створення нових конструкцій двигунів. Разом з тим, як показують проведені в Національному транспортному університеті на сучасних бензинових двигунах дослідження, паливну економічність таких двигунів можливо покращити відключенням групи циліндрів припиненням подачі пали-