

УДК 621.515

Н. В. КАЛИНКЕВИЧ, канд. техн. наук, доц.; проф. кафедри технічної теплофізики Сумського Государственного университета;

О. Н. ЩЕРБАКОВ, канд. техн. наук; ведущий инженер-конструктор
ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»

РАСШИРЕНИЕ ДИАПАЗОНА УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ЗА СЧЕТ ВДУВА РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В БЕЗЛОПАТОЧНОМ ДИФфуЗОРЕ

В работе представлены результаты экспериментального исследования вдува в безлопаточном диффузоре ступени центробежного компрессора. Исследования проводились на аэродинамическом стенде ПАО «СНПО им. Фрунзе». Вдув осуществлялся в радиальном направлении, вдуваемый воздух подавался от внешнего источника. При проведении экспериментальных исследований определялось влияние расхода вдуваемого воздуха на границу возникновения помпажа, а также на безразмерные характеристики ступени. Было доказано, что вдув в безлопаточном диффузоре позволяет расширить диапазон устойчивой работы ступени в области малых производительностей.

Ключевые слова: центробежный компрессор, безлопаточный диффузор, диапазон устойчивой работы, помпаж, вдув.

Введение

При проектировании центробежных компрессоров (ЦК) очень важно обеспечить их безопасную (устойчивую) работу в широком диапазоне производительностей. В области малых расходов диапазон устойчивой работы ЦК ограничен режимом возникновения помпажа. Возникающие при помпаже колебания расхода и давления газа вызывают повышение нагрузок на ротор и подшипники машины, что может привести к их разрушению и как следствие к большим материальным убыткам. Это, в большей мере относится к компрессорам высокого и сверхвысокого давления, нагнетателям природного газа, а также турбокомпрессорам нефтегазового комплекса и химических производств.

Анализ основных достижений и литературы

Согласно результатам экспериментальных исследований [1–3] помпаж возникает в результате возникновения внутри проточной части развитых отрывных течений. Следовательно, для расширения диапазона устойчивой работы целесообразно использовать способы управления отрывом потока, одним из которых является вдув [4–8].

Нельсон и др. в работе [5] продемонстрировали эффект вывода осевого компрессора газотурбинного двигателя из помпажа с помощью вдува через отверстия, выполненные на поверхностях лопаток направляющего аппарата. Штейн и др. [6] численно смоделировали течение в рабочем колесе центробежного компрессора, работающем в помпаже. Авторами было установлено, что вдув на входе в рабочее колесо предотвращает местный отрыв потока, который провоцирует масштабные обратные течения, за счет чего улучшается устойчивость работы колеса. Шпаковски и др. [7], а также Скоч [8] экспериментально продемонстрировали возможность расширения диапазона устойчивой работы ступени центробежного компрессора за счёт вдува рабочей среды на участке между рабочим колесом и канальным диффузором. При этом оба автора отмечали, что вдув приводит к потерям энергии и снижает эффективность работы ступени.

© Н.В. Калинкевич, О.Н. Щербаков, 2015

Цель исследования

Цель исследования – расширить диапазон устойчивой работы ступени ЦК с безлопаточным диффузором (БЛД) и определить влияние режима вдува на характеристики диффузора и ступени в целом.

Описание экспериментальной установки. Модельная ступень

Экспериментальные исследования проводились на аэродинамическом стенде АД-400 научно-исследовательского комплекса ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе». Стенд выполнен по открытой схеме, рабочей средой является воздух. Схема стенда представлена на рис. 1.

Модельная ступень состояла из рабочего колеса закрытого типа с 11-ю S-образными лопатками (угол выхода лопаток равен 32°) и безлопаточного диффузора с параллельными стенками (рис. 2а). Для исследования влияния вдува конструкция исходной ступени была доработана (рис. 2б). Во входном участке диффузора были установлены кольцевые накладки 1, играющие роль соплового аппарата. После установки накладок значение относительной ширины диффузора на входе снизилась до значения $\bar{b}_3 = 0,045$ ($b_3/b_2 = 0,75$). Относительный наружный диаметр соплового аппарата $\bar{D}_н = 1,18$. Относительная ширина диффузора за сопловым аппаратом равна относительной ширине диффузора базовой ступени $\bar{b}_4 = 0,065$. На поверхностях накладок, прилегающих к дискам диффузора 2, выполнены проточки, выполняющие функцию сопел. На каждой из накладок выполнено 90 проточек, равномерно расположенных по окружности. Ширина проточек – 4 мм, глубина – 1,5 мм. Поскольку градиент давления, вызывающий отрыв пограничного слоя, в безлопаточном диффузоре направлен по радиусу, то с целью максимально сдвинуть отрыв потока в область меньших расходов, сопла были направлены в радиальном направлении. Воздух, используемый для вдува в БЛД, подавался от заводской пневмосети по двум независимым линиям: одна служила для вдува со стороны основного диска диффузора, вторая – со стороны покрывного.

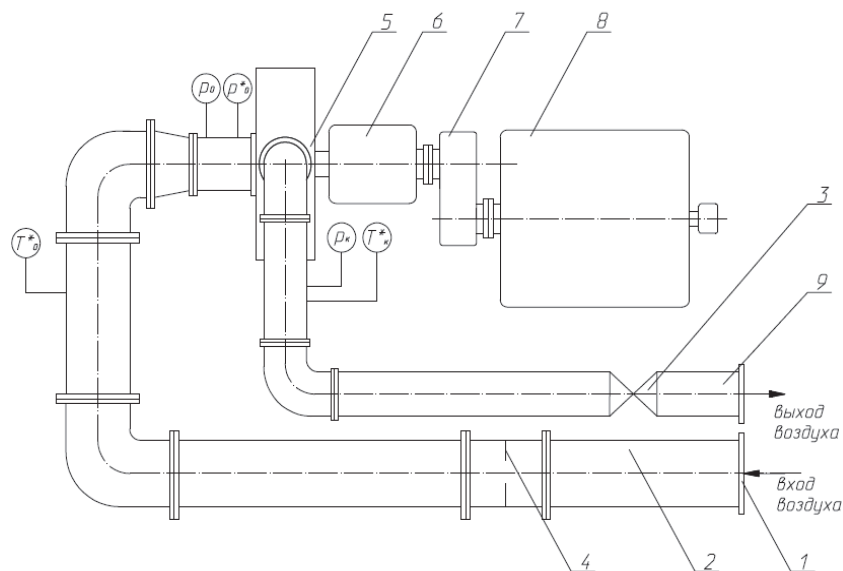


Рис. 1 – Схема аэродинамического стенда:

- 1 – фильтр; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – регулирующая заслонка;
- 4 – диафрагма; 5 – экспериментальная модель; 6 – подшипники модели; 7 – мультипликатор;
- 8 – двигатель постоянного тока; 9 – нагнетательный трубопровод

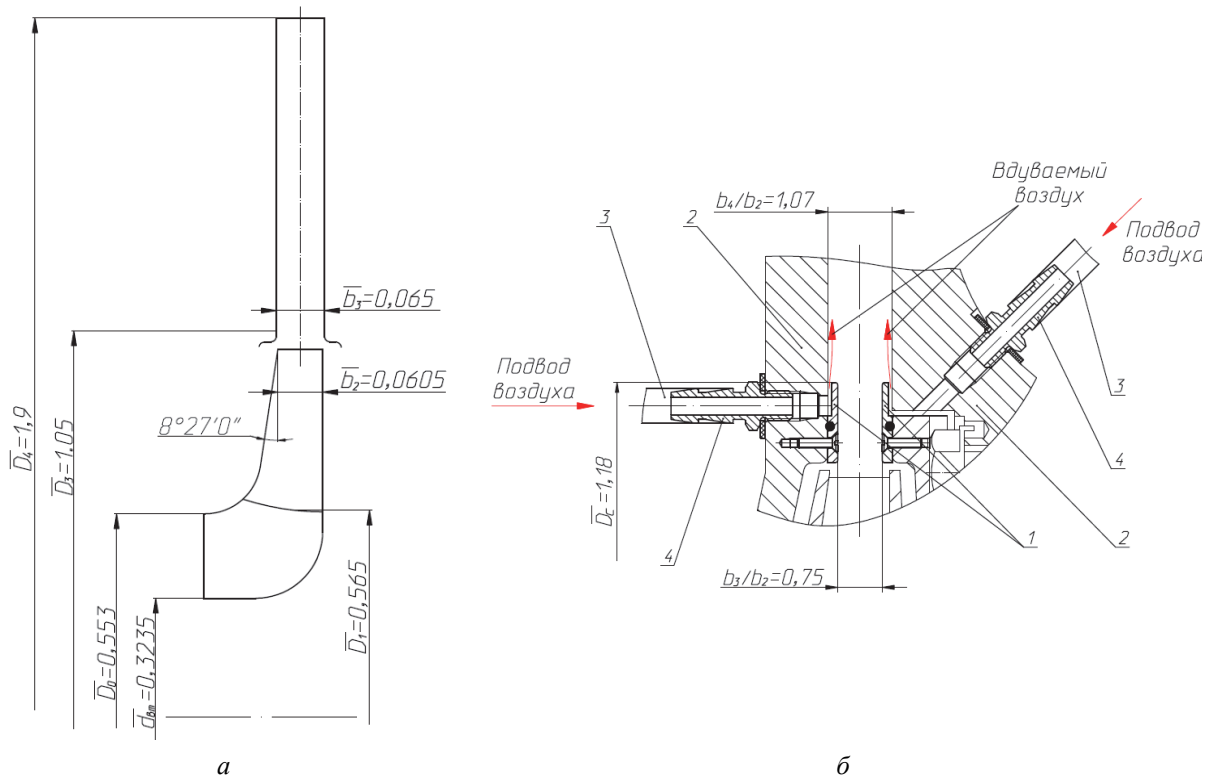


Рис. 2 – Эскиз меридионального сечения модельной двухзвенной ступени (а) и конструктивная схема доработанного диффузора (б): 1 – сопловой аппарат; 2 – диск диффузора; 3 – рукав; 4 – штуцер

Обработка экспериментальных данных

Для оценки эффективности двухзвенной ступени используются политропный КПД $\eta_{\text{пол}}^*$ и коэффициент политропного напора $\psi_{\text{пол}}^*$, рассчитанные по полным параметрам, в качестве режимного параметра – условный коэффициент расхода Φ_0 . Расчет необходимых параметров производился по формулам, представленным в [10].

Термодинамическая температура и средняя скорость на входе в ступень рассчитывается методом последовательных приближений:

$$T_0 = T_0^* - \frac{c_{0\text{cp}}^2}{2c_p}; \quad (1)$$

$$c_{0\text{cp}} = \frac{\dot{G}}{\rho_0 f_0}; \quad (2)$$

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0}. \quad (3)$$

где T_0 – температура на входе в ступень, К; T_0^* – полная температура на входе в ступень, К; $c_{0\text{cp}}$ – средняя скорость на входе в ступень, м/с; c_p – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); \dot{G} – массовый расход на входе в ступень, кг/с; ρ_0 – плотность на входе в ступень, кг/м³; f_0 – площадь сечения входного патрубка, м²; R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); p_0 – статическое давление на входе в ступень, Па.

Поскольку скорость воздуха во всасывающей трубке (в месте измерения полной температуры) не превышала 15 м/с в данной работе было принято, что $T_0^* = T_{0\text{изм}}^*$.

Аналогичным образом рассчитывается термодинамическая температура и средняя скорость на выходе из диффузора.

Поскольку течение со вдувом представляет собой процесс с подводом энергии, политропный КПД ступени со вдувом вычислялся с учётом мощности, затрачиваемой на вдув, по формуле:

$$\eta_{\text{пол(вд)}}^* = \frac{H_{\text{пол}}^* \dot{G} + c_p (T_4^* - T_{\text{вд}}^*) \dot{m}_{\text{вд}}}{N_i + N_{\text{вд}}}, \quad (4)$$

где $H_{\text{пол}}^*$ – политропный напор по полным параметрам, Дж/кг; T_4^* – полная температура на выходе из диффузора, К; $T_{\text{вд}}^*$ – полная температура вдуваемого воздуха, К; $\dot{m}_{\text{вд}}$ – массовый расход вдуваемого воздуха, кг/с; N_i – потребляемая мощность, Вт; $N_{\text{вд}}$ – мощность вдуваемой струи, Вт.

Пренебрегая теплообменом с окружающей средой, потребляемая мощность рассчитывается по формуле:

$$N_i = c_p (T_2^* - T_0^*) \dot{G}, \quad (5)$$

где T_2^* – полная температура на выходе из рабочего колеса, К.

Из первого закона термодинамики, полная температура за рабочим колесом (с учетом охлаждения основного потока вдуваемым), равна, К:

$$T_2^* = T_{\text{к}}^* + \frac{\dot{m}_{\text{вд}}}{\dot{G}} (T_4^* - T_{\text{вд}}^*). \quad (6)$$

Пренебрегая внешним теплообменом, а также поскольку скорость в нагнетательной трубке не превышала 15 м/с, в работе принято, что $T_4^* = T_{\text{к}}^* = T_{\text{кизм}}^*$.

Мощность струи определяется по формуле:

$$N_{\text{вд}} = \dot{m}_{\text{вд}} \frac{c_{\text{вд}}^2}{2}, \quad (7)$$

где $c_{\text{вд}}$ – скорость вдуваемого воздуха, м/с.

Скорость вдуваемого воздуха рассчитывается из уравнения массового расхода.

Измеряемые параметры и измерительная аппаратура

Для получения безразмерных характеристик ступени измерялись следующие параметры: статическое и полное давление, а также полная температура на входе и выходе из ступени; производительность и частота вращения ротора модельного компрессора; температура, давление и расход вдуваемого воздуха.

Полная температура на входе и выходе из ступени измерялись при помощи ртутных термометров ТЛ-4-Б2 ГОСТ 28498-90 с диапазоном измерения 0...55 °С и ценой деления 0,1 °С. Дублирование измерений температуры производилось с помощью термометров сопротивления. Статические давления снимались со стенки, для измерения полного давления на входе в ступень использовалась трубка полного давления.

Производительность ступени определялась с помощью диафрагмы, установленной во всасывающем трубопроводе. При этом измерялись: перепад давления на диафрагме, давление и температура воздуха перед диафрагмой.

Частота вращения ротора модельного компрессора определялась с помощью комплекта 3300 «*Bently Nevada*» с погрешностью не более 0,2 %.

Объемный расход вдуваемого воздуха измерялся с помощью двух ротаметров *KROHNE* H250, установленных на каждой из подводящих линий. Температура вдуваемого воздуха измерялась контактным способом при помощи термометра. Для определения давления вдуваемого воздуха на каждом из подводящих трубопроводов был установлен манометр образцовый кл.т. 0,4.

Подробное описание экспериментальной установки, методики проведения исследования, а также обработки опытных данных рассмотрены в [10].

Результаты экспериментального исследования

При проведении исследования, предварительно были определены характеристики базовой ступени и диффузора, а также исследована структура течения в БЛД. Результаты экспериментального исследования исходной ступени представлены в [10].

При исследовании вдува, прежде всего, было определено влияние расхода вдуваемого воздуха на границу возникновения помпажа. При этом исследовались варианты вдува как отдельно со стороны каждого из дисков диффузора, так и совместный вдув с обеих сторон. В качестве критерия возникновения помпажа использовалось значение амплитуды колебания перепада давления на диафрагме, соответствующее предпомпажной производительности. Данное значение было определено в ходе наладочных испытаний по возникновению шума, исходящего от компрессора, характерного для помпажа. Для контроля уровня колебаний перепада давления на диафрагме в режиме реального времени использовался цифровой дифманометр «Сапфир».

Результаты экспериментов показали, что вдув в БЛД позволяет сдвинуть границу помпажа в область меньших производительностей.

На рис. 3 представлена зависимость значения предпомпажного условного коэффициента расхода от расхода воздуха, вдуваемого со стороны основного, покрывного и обоих дисков одновременно.

Как видно из рисунка более эффективным для расширения диапазона устойчивой работы оказался вдув со стороны покрывного диска. Также из рисунка видно, что с увеличением расхода вдуваемого воздуха, помпаж возникал при меньших производительностях. Максимальный эффект был обнаружен при расходе вдуваемого воздуха равном 8,0 % от производительности компрессора на номинальном режиме. При этом помпаж сдвинулся в область меньших расходов на 8,5 %. Дальнейшее увеличение расхода вдуваемого воздуха не позволило дополнительно расширить диапазон устойчивой работы. Видимо, это связано с тем, что при снижении производительности компрессора ниже некоторого значения, течение становится нестационарным уже внутри рабочего колеса.

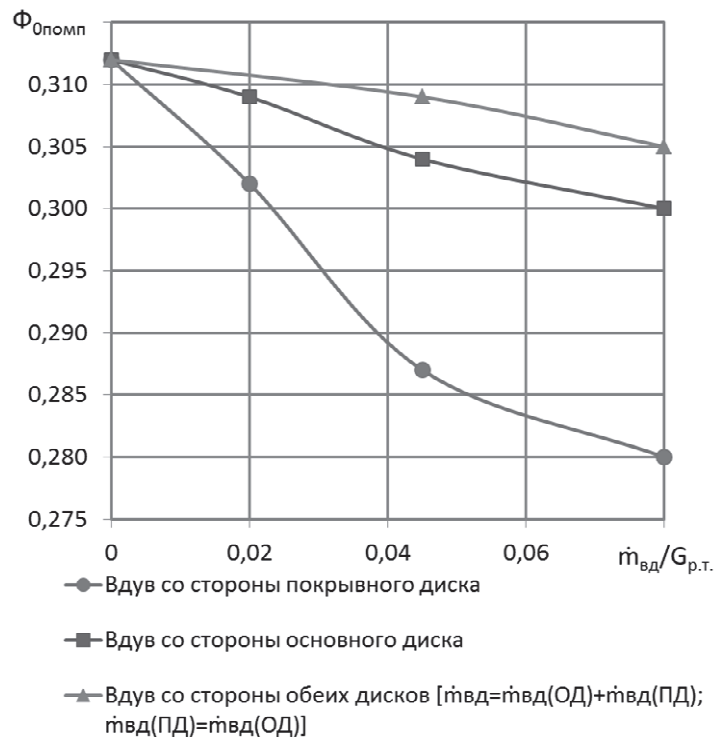


Рис. 3 – Зависимость предкомпажного условного коэффициента расхода от относительного расхода вдуваемого воздуха

На рис. 4 продемонстрировано, как применение вдува со стороны покрывного диска позволило вывести компрессор из помпажа. При проведении данного эксперимента задвижка, регулирующая производительность компрессора, плавно прикрывалась до возникновения предкомпажных пульсаций перепада давления на диафрагме. После их выявления была открыта заслонка, регулирующая подачу вдуваемого воздуха, и установлен расход вдуваемого воздуха, равный 4,5 % от производительности компрессора в рабочей точке. В результате амплитуда колебаний перепада давления уменьшилась, работа ступени стабилизировалась. Затем основная задвижка вновь была прикрыта до возникновения предкомпажных пульсаций, после чего расход вдуваемого воздуха был увеличен до 8,0 % – работа компрессора при этом вновь стабилизировалась.

На рис. 5 представлены характеристики ступени при различных режимах вдува со стороны покрывного диска.

В ходе экспериментальных исследований было выявлено, что коэффициент политропного напора ступени практически не зависит от расхода вдуваемого воздуха.

Что касается КПД, то при расходе вдуваемого воздуха меньшем или равном 4,5 % от номинальной производительности компрессора, изменение политропного КПД двухзвенной ступени находилось в пределах погрешности измерения. С увеличением расхода вдуваемого воздуха мощность, затрачиваемая на вдув, возрастала, и при значениях расхода вдуваемого воздуха больших некоторого критического значения, наблюдалось резкое снижение политропного КПД. Так при расходе вдуваемого воздуха равном 8,0 % от номинальной производительности ступени, политропный КПД снизился в среднем на (4–5) % во всем диапазоне производительностей.

Аналогичные результаты были получены и при вдуве со стороны основного диска диффузора.

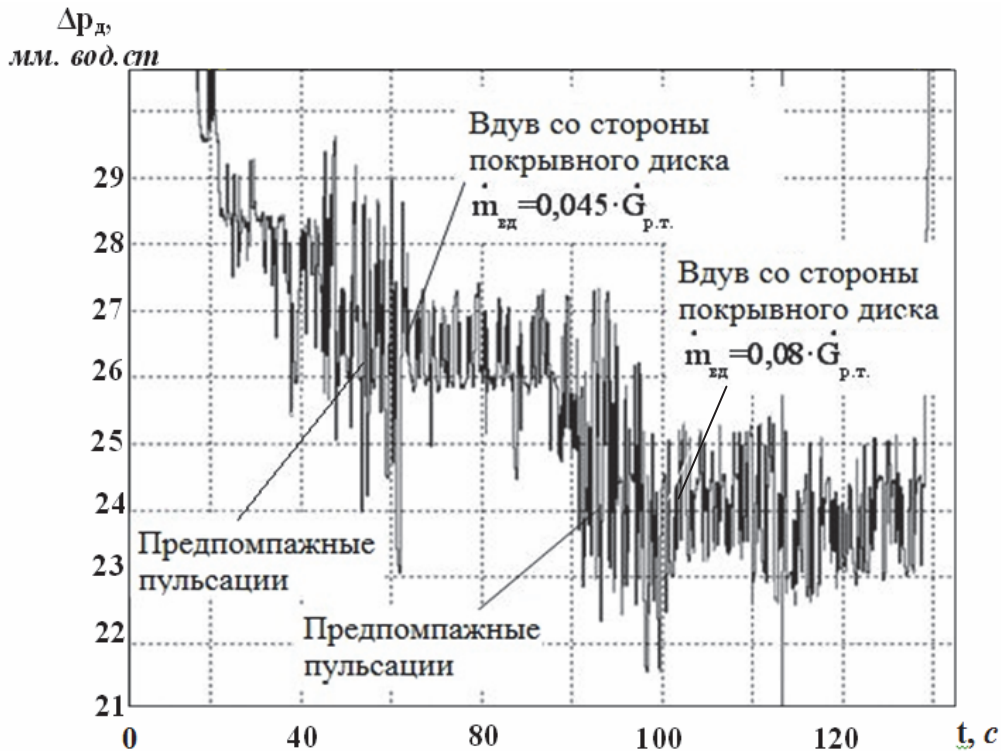


Рис. 4 – Пульсации перепада давления на диафрагме при различных расходах воздуха, дуваемого со стороны покрывного диска $\dot{m}_{вд_ПП} = var$

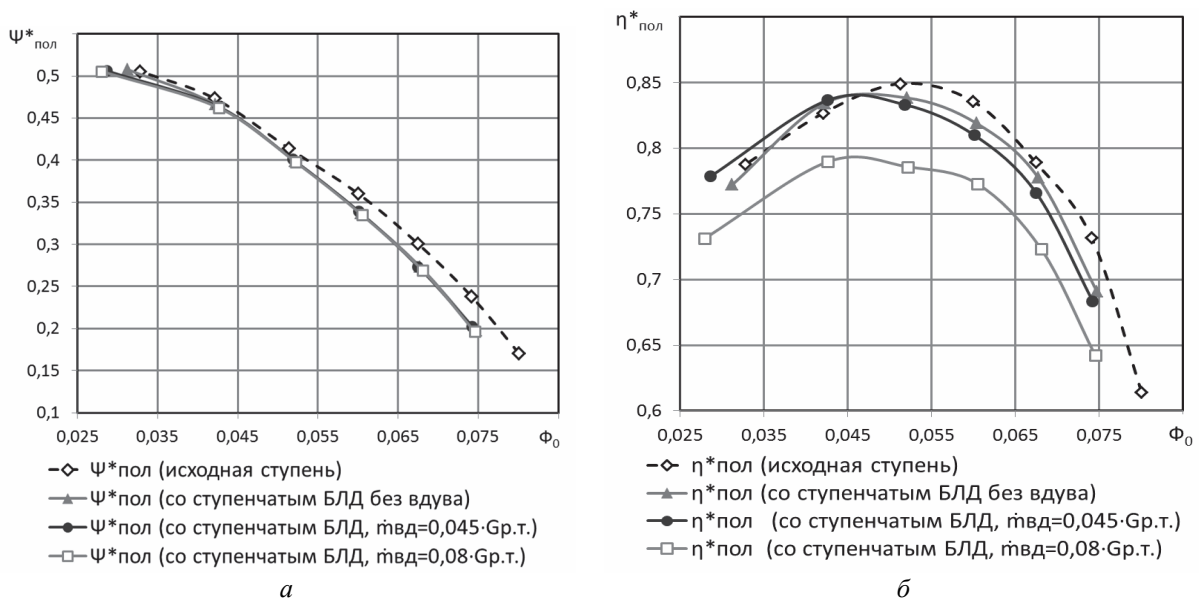


Рис. 5 – Характеристики ступени со ступенчатым БЛД при различных режимах вдува со стороны покрывного диска диффузора: а – коэффициент политропного напора; б – политропный КПД

Выводы

По результатам исследования можно сделать следующие выводы:

1) Применение радиально-направленного вдува в безлопаточном диффузоре позволило сдвинуть помпаж в область меньших производительностей. Лучшие результаты по расширению диапазона устойчивой работы продемонстрировал вдув, осуществляемый со стороны покрывного диска диффузора. При расходе дуваемого воздуха равном 8,0 %

от производительности ступени на номинальном режиме, помпаж сдвинулся в область меньших расходов на 8,5%. Дальнейшее увеличение расхода вдуваемого воздуха не оказало влияния на границу возникновения помпажа. Это связано с тем, что при снижении производительности компрессора ниже некоторого критического значения, формирование помпажных явлений происходит в рабочем колесе.

2) КПД ступени, рассчитанный с учетом затрачиваемой на вдув мощности, существенно зависит от расхода вдуваемого газа. При больших расходах вдуваемого газа, мощность, затрачиваемая на вдув, а также потери смешения основного и вдуваемого потоков, резко возрастают, в результате чего политропный КПД снижается. Коэффициент политропного напора ступени практически не зависит от расхода вдуваемого воздуха.

Список литературы: 1. *Jansen, W.* Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser [Text] / W. Jansen // *J. Basic. Eng.* 1964. – Vol. 86. – P. 750–758. 2. *Senoo, Y.* Influence of Inlet Flow Conditions and Geometries of Centrifugal Vaneless Diffusers on Critical Flow Angle for Reverse Flow [Text] / Y. Senoo, Y. Kinoshita // *J. Fluids Eng.* – 1977. – Vol. 99. – P. 98–103. 3. *Измайлов, Р. А.* Численное моделирование нестационарного течения в ступени центробежного компрессора [Текст] / Р. А. Измайлов, Х. Д. Лопулалан, Г. С. Норимарна // *Компрессорная техника и пневматика.* – 2011. – № 5. – С. 10–15. – ISSN 08655865. 4. *Терещенко, Ю. М.* Аэродинамика компрессоров с управлением отрывом потока [Текст] / Ю. М. Терещенко, М. М. Митрахович. – Киев : Ин-т математики НАН Украины, 1996. – 250 с. 5. *Nelson, E. B.* Active Stabilization of Surge in an Axial Centrifugal Turboshaft Engine [Text] / E. B. Nelson, J. D. Paduano, A. H. Epstein // *ASME J. Turbomach.* – 2000. – Vol. 122. – P. 485–493. 6. *Stein, A.* Computational Analysis of Stall and Separation Control in Centrifugal Compressors [Text] / A. Stein, S. Niazi, L. N. Sankar // *Journal of Propulsion and Power.* – 2000. – Vol. 16, No. 1. – P. 65–71. 7. *Spakovszky, Z. S.* Rotating Stall Control in a High-Speed Stage with Inlet Distortion: Part I – Radial Distortion [Text] / Z. S. Spakovszky, H. J. Weigle, J. D. Paduano, et al. // *ASME J. Turbomachinery.* – 1999. – Vol. 121. – P. 510–516. 8. *Skoch, G. J.* Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Stabilization Techniques [Text] / G. J. Skoch // *ASME J. Turbomachinery.* – 2003. – Vol. 125. – P. 704–713. 9. *Галеркин, Ю. Б.* Методы исследования центробежных компрессорных машин [Текст] / Ю. Б. Галеркин, Ф. С. Рекстин. – Ленинград : Машиностроение, 1969. – 304 с. 10. *Калинкевич, Н. В.* Экспериментальное исследование течения газа в безлопаточном диффузоре центробежного компрессора [Текст] / Н. В. Калинкевич, О. Н. Щербаков // *Наукові праці ДонНТУ. Серія гірничо-електромеханічна.* – 2011. – Вип. 22(195). – С. 88–100. – ISSN 2073-7920.

Bibliography (transliterated): 1. Jansen, W. "Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser." *J. Basic. Eng.* 86 (1964): 750–758. Print. 2. Senoo, Y., and Y. Kinoshita. "Influence of Inlet Flow Conditions and Geometries of Centrifugal Vaneless Diffusers on Critical Flow Angle for Reverse Flow." *J. Fluids Eng* 99 (1977): 98–103. Print. 3. Izmajlov, R. A., H. D. Lopulalan and G. S. Norimarna. "Chislennoe modelirovanie nestacionarnogo techenija v stupeni centrobezhnogo kompressora." *Kompressornaja tehnika i pnevmatika.* No 5. 2011. 10–15. ISSN 08655865. Print. 4. Tereshhenko, Ju. M., and M. M. Mitrahovich. *Ajerodnamika kompressorov s upravleniem otrivom potoka.* Kiev : In-t matematiki NAN Ukraïni, 1996. Print. 5. Nelson, E. B., J. D. Paduano and A. H. Epstein. "Active Stabilization of Surge in an Axial Centrifugal Turboshaft Engine." *ASME J. Turbomach.* 122 (2000): 485–493. Print. 6. Stein, A., S. Niazi, and L. N. Sankar. "Computational Analysis of Stall and Separation Control in Centrifugal Compressors." *Journal of Propulsion and Power* 16.1 (2000): 65–71. Print. 7. Spakovszky, Z. S., H. J. Weigle, and J. D. Paduano, et al. "Rotating Stall Control in a High-Speed Stage with Inlet Distortion: Part I – Radial Distortion." *ASME J. Turbomachinery* 121 (1999): 510–516. Print. 8. Skoch, G. J. "Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Stabilization Techniques." *ASME J. Turbomachinery* 125 (2003): 704–713. Print. 9. Galerkin, Ju. B., and F. S. Rekstin. *Metody issledovaniya centrobezhnyh kompressornyh mashin.* Leningrad : Mashinostroenie, 1969. 10. Kalinkevich, N. V., and O. N. Shherbakov. "Jeksperimental'noe issledovanie techenija gaza v bezlopatochnom diffuzore centrobezhnogo kompressora." *Naukovi praci DonNTU. Serija girnicho-elektromehanichna* 22(195) (2011): 88–100. ISSN 2073-7920. Print.

Поступила (received) 05.02.2015