

Ю. А. Фирсова, И. Г. Хисамеев

## ВЛИЯНИЕ ОКРУЖНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДАВЛЕНИЯ НА РАБОТУ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

**Ключевые слова:** выходное устройство, центробежный компрессор, неравномерность давления.

Разработана методика расчета окружной неравномерности давления в выходном устройстве. Представлены графики результатов, полученных расчетным и экспериментальным путем по неравномерности давления в кольцевых сборных камерах с тангенциальным и радиальным выходным патрубком.

**Key words:** the target device, the centrifugal compressor, non-uniformity of pressure.

The design procedure of district non-uniformity in the target device is developed. Schedules of the results received settlement and experimentally on non-uniformity of pressure in ring modular chambers with a tangential and radial target branch pipe are presented.

Центробежные компрессоры (ЦК) являются достаточно надежными малогабаритными машинами и широко используются во многих ведущих отраслях промышленности, транспорте, сельском хозяйстве и др., вытесняя в ряде случаев ранее применяемые поршневые компрессоры. Производство ЦК составляет более 13 % от общего количества выпускаемых компрессоров, что является значительной величиной, если учесть их единичную мощность. Большие преимущества имеет применение ЦК высокого (до 35 – 60 МПа) и сверхвысокого (до 200 – 300 МПа) давления. Тенденция к увеличению единичной мощности холодильных компрессорных агрегатов привела к повышению конечного давления сжатия, что обусловливает повышенные требования в отношении прочности и надежности стационарных ЦК.

В выходных устройствах (ВУ) возникающие гидравлические потери обуславливают снижение КПД ЦК даже на оптимальных режимах работы от 1,5 % до 5 % в зависимости от типа ВУ и ЦК в целом. При отклонении от оптимального режима работы влияние ВУ на КПД ЦК существенно возрастает. Также ВУ является одним из источников окружной неравномерности параметров потока в ступени ЦК, что приводит к возникновению газодинамических усилий, действующих на ротор и опасных напряжений во вращающихся элементах. Последнее имеет важное значение для ЦК, сжимающих газы с высокой плотностью и работающих при высоких давлениях сжимаемых сред ( $p \geq 5...6$  МПа). Имеющиеся методики расчета прочностных характеристик рабочих колес и других элементов ротора ЦК в большинстве случаев не учитывают создаваемую ВУ неравномерность давления, что объясняется отсутствием достаточно надежных рекомендаций по определению количественных характеристик указанной неравномерности.

В настоящее время в конструкциях отечественных и зарубежных ЦК в качестве выходных устройств применяют кольцевые сборные камеры (КСК) [3]. По расположению нагнетательного патрубка различают КСК с тангенциальным патрубком (ТП) и радиальным патрубком (РП). Также в полости газосборника КСК могут быть различного рода перегородки или ребра, изменяющие кинематику потока и влияющие на его характеристики. К таким перегородкам относятся полное и неполное разделительные ребра, устанавливаемые в зоне расположения нагнетательного патрубка и полностью или частично перекрывающие поперечное сечение КСК.

Выходные устройства, в силу своих конструктивных особенностей, являются основными источниками окружной неравномерности потока. К настоящему времени проведено довольно большое количество экспериментальных исследований по распределению давления по длине ВУ [1, 2, 5]. Определение окружной неравномерности параметров потока в

ступени ЦК необходимо для расчета радиальных сил, воспринимаемых опорными подшипниками компрессора. Неравномерность давления по окружности РК также влияет на осевые усилия и изгибающий момент, действующие на ротор ЦК [4, 5]. Кроме того, окружная неравномерность давления является причиной возникновения вынужденных колебаний периферийных частей дисков РК между лопатками, что может привести к их разрушению. Зная величину окружной неравномерности давления, можно качественно оценить уровень газодинамических усилий. Для количественной оценки усилий, действующих на ротор, помимо распределения давления по окружности, необходимо знать распределения давления по дискам рабочего колеса, кинематику потока на входе и выходе из рабочего колеса.

Уравнение для расчета окружной неравномерности давления в КСК с радиальным патрубком получено на основе уравнения движения жидкости с переменным расходом. При этом было принято допущение о пропорциональности расхода потока  $V_\theta$  углу разворота КСК  $\theta$ , т.е.  $V_\theta = V \cdot \bar{\theta}$ . Уравнение для расчета распределения давления по длине КСК с радиальным отводом имеет вид:

$$\Delta \bar{p}_\theta = \frac{2 \cdot \bar{F}_k \cdot \operatorname{tg}(\alpha_4)}{1 + \operatorname{tg}^2(\alpha_4)} \cdot \bar{\theta} \cdot [1 - \bar{F}_k \cdot \operatorname{tg}(\alpha_4) \cdot \bar{\theta}] \quad (1)$$

где  $\Delta \bar{p}_\theta = 2 \cdot [\bar{p}(\bar{\theta}) - \bar{p}(0)] / (\rho \cdot \bar{c}_4^2)$  – относительное статическое давление в  $\theta$ -ом сечении КСК;  $\bar{p}(\bar{\theta})$ ,  $\bar{p}(0)$  – статическое давление соответственно в контрольном  $\theta$ -ом сечении и сечении при  $\theta = 0$ ;  $\alpha_4$  – угол потока из предшествующего КСК элемента;  $\bar{F}_k = F_4 / F_k$  – относительная площадь поперечного сечения КСК.

Расчет распределения давления по длине КСК по уравнению (1) следует производить для значения площади  $\bar{F}_k$ , включающей часть диффузора, лежащую выше сечения при  $r = r_{cp}$ , и поворотный участок (рис. 1).

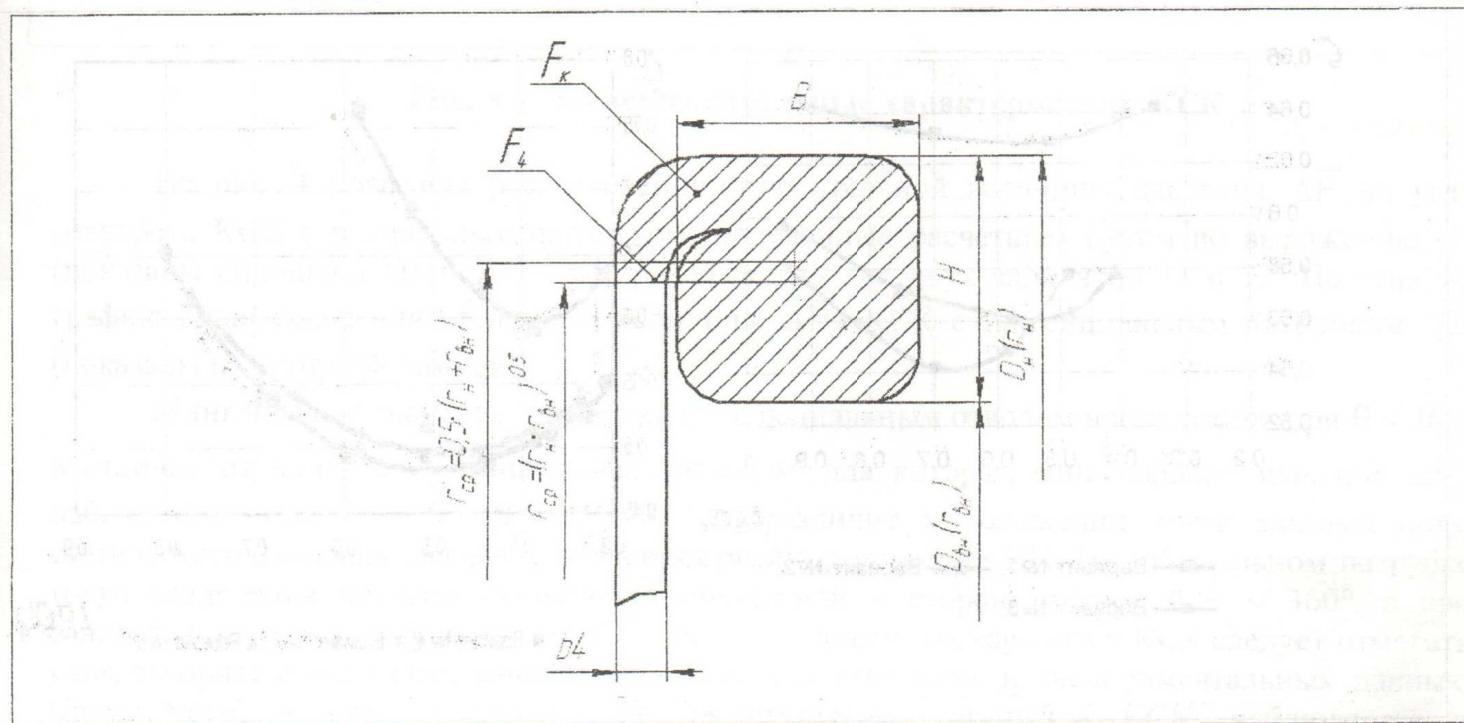


Рис. 1 – Расчетная площадь КСК

Для проверки соответствия расчетного уравнения (1) реальной картине, а также для определения области применения выполнены экспериментальные исследования распределения давления по длине КСК с радиальным выходным патрубком. В качестве метода экспериментального исследования был принят метод статических продувок. На стенде

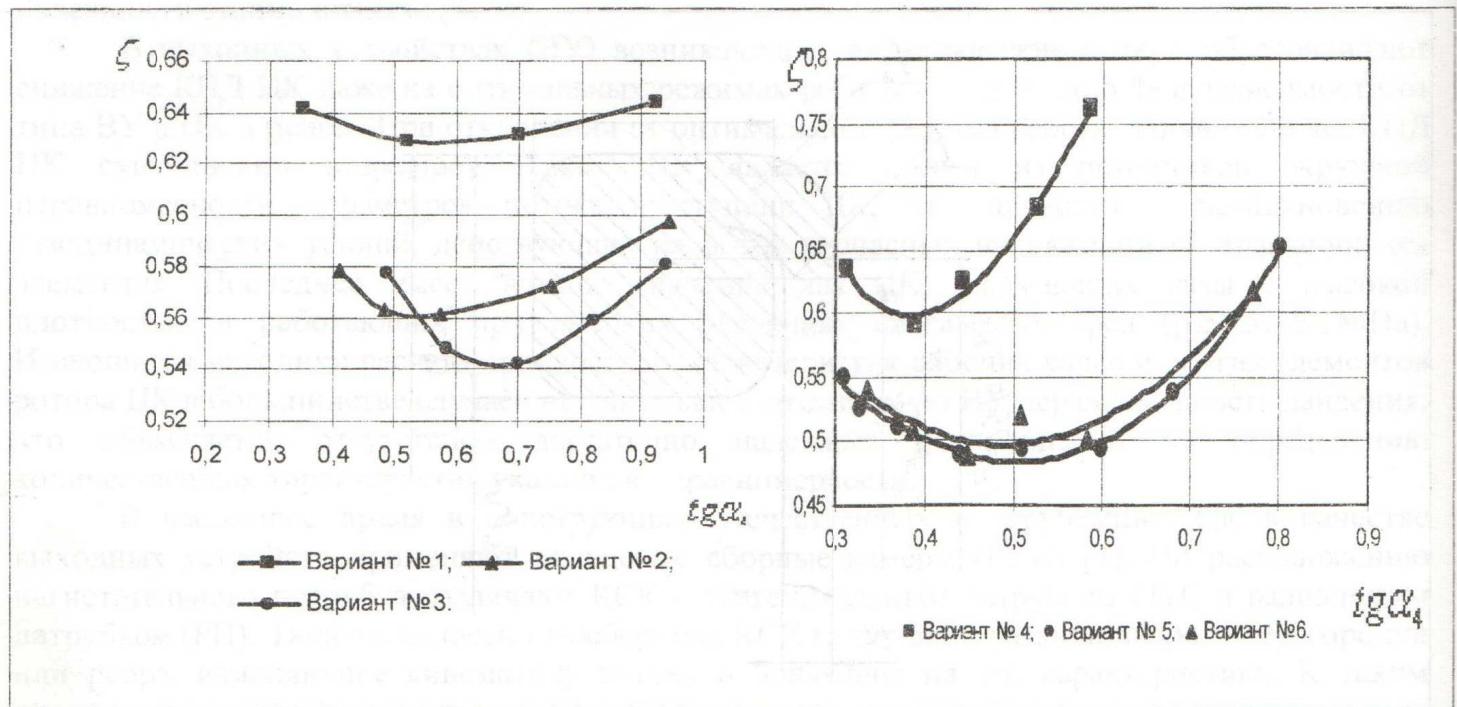
статических продувок производилось варьирование размеров входного и поперечного сечений КСК, введение в полость газосборника разделительных ребер при исследовании распределения давления по длине КСК с радиальным патрубком.

Исследование моделей на стенде статических продувок проводилось при значениях чисел Рейнольдса потока в БЛД модели  $Re = (0,3...1,4) \cdot 10^5$ , что примерно соответствует значению чисел  $Re$  в реальных машинах. На стенде статических продувок была исследована модель 1С, геометрические параметры которой приведены в табл. 1.

**Таблица 1 – Геометрические параметры модели 1С**

$D_4$ , мм	$D_{вн}$ , мм	$D_h$ , мм	$D_5$ , мм	$r_{ср}$ , мм	$b_3$ , мм	$b_5$ , мм	$B$ , мм	$J$ , мм	$F$ , мм <sup>2</sup>	Вариант модели		
										без ребра	непол- ное ребро	Полное ребро
380	370	550	533	225	6,7	11	69	30,52	5762	1	2	3
380	370	550	533	225	8,7	12	67	30,95	5611	4	5	6
380	370	550	534	225	11	13	65	31,4	5426	7	8	9
380	370	550	534	225	13	13	63	31,84	5268	10	11	12

Для определения оптимальных режимов работы исследованных КСК с радиальным патрубком были получены экспериментальные характеристики в виде зависимости коэффициента потерь от угла потока  $\zeta = f(\operatorname{tg}\alpha_4)$ , которые представлены на рис. 2 и 3 для всех вариантов.



**Рис. 2 – Экспериментальные характеристики КСК**

Особенностью всех вариантов КСК с разделительными ребрами является более высокое, по сравнению с камерами без ребер (вар. 1, 4, 7, 10), оптимальное значение  $\operatorname{tg}\alpha_4$ . Установка полного разделительного ребра в камере с радиальным выходным патрубком

увеличивает значение  $\operatorname{tg}\alpha_{4\text{опт}}$  в 1,31 – 1,59 раза (в зависимости от ширины БЛД), а в камере с тангенциальным патрубком – примерно в 1,1 – 1,2. Следовательно, более сильное влияние полного разделительного ребра на  $\operatorname{tg}\alpha_{4\text{опт}}$  наблюдается в камерах с радиальным выходным патрубком.

Установка неполных разделительных ребер увеличивает значение  $\operatorname{tg}\alpha_{4\text{опт}}$ , но в меньшей степени, чем при полных разделительных ребрах. Для КСК с радиальным выходным патрубком – в 1,2 – 1,5 раза. Таким образом, при проектировании КСК с радиальным патрубком для получения наименьшей величины  $\Delta\bar{P}_0$  можно рекомендовать установку полного разделительного ребра.

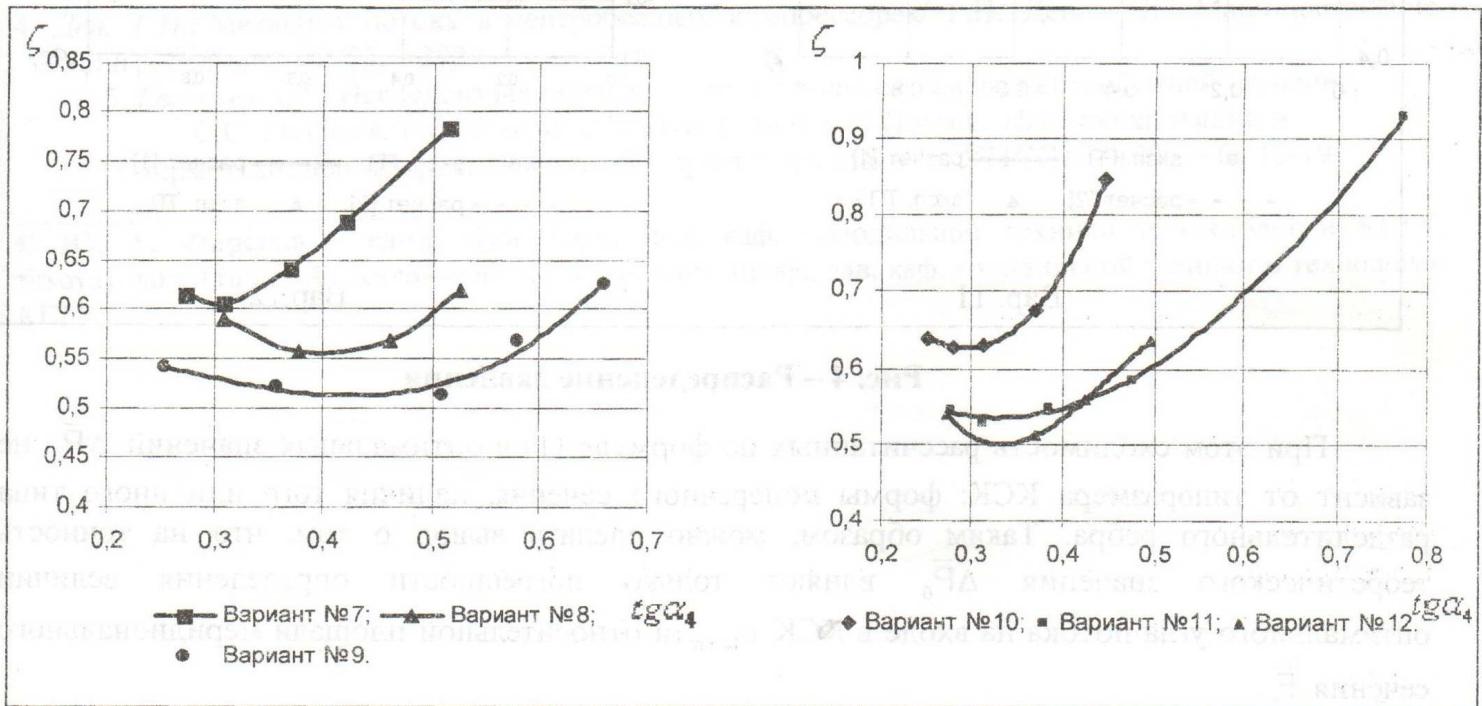


Рис. 3 – Экспериментальные характеристики КСК

На рис. 4 показаны распределения относительной величины давления  $\Delta\bar{P}_0$  по углу разворота КСК с радиальным патрубком, полученные расчетным путем по выражению (1) (показаны сплошной линией) и экспериментально для двух вариантов 11 и 12. На этих же графиках для сравнения приведены величины  $\Delta\bar{P}_0$  КСК с тангенциальным патрубком [2] (показаны пунктирной линией).

Минимальное значение  $\Delta\bar{P}_0$  в камере с радиальным отводом наблюдается при  $\Theta < 360^\circ$  в отличие от камер с тангенциальным отводом, для которых минимальное значение  $\Delta\bar{P}_0$  наблюдается при  $\Theta > 0^\circ$  ( $\Theta > 360^\circ$ ). Это различие в положении точек минимального статического давления связано с особенностями в положении НП. При радиальном патрубке точка разделения потоков оказывается смещенной в сторону значений  $\Theta < 360^\circ$ , а при тангенциальном – в сторону  $\Theta > 0^\circ$ . Для всех исследованных вариантов КСК следует отметить удовлетворительное качественное совпадение теоретических и экспериментальных данных. Кроме того, в зоне, удаленной от нагнетательного патрубка КСК, наблюдается и количественное согласование результатов. Различие между расчетными и оптимальными данными по распределению давления на участках  $\bar{\Theta}_n < \bar{\Theta} \leq 1$  практически для всех исследованных вариантов не превышает 6 – 9 %.

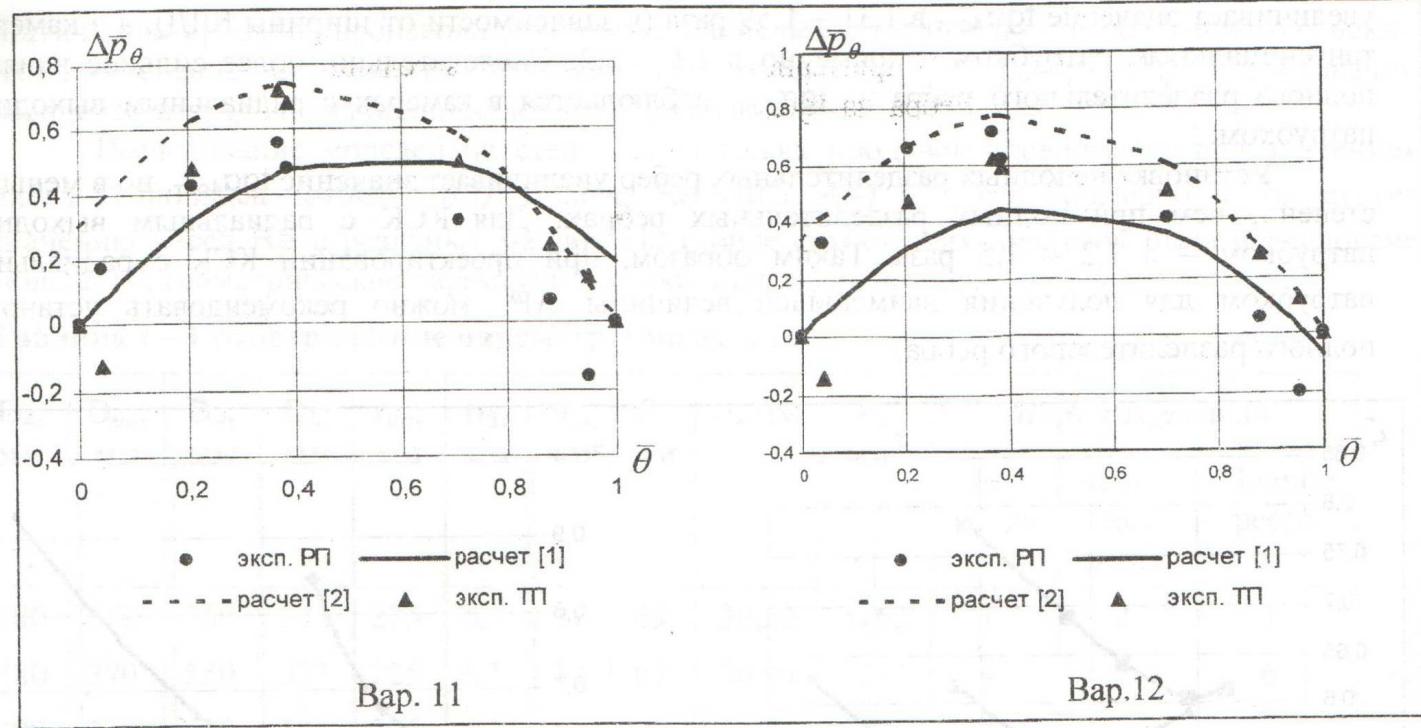


Рис. 4 – Распределение давления

При этом сходимость рассчитанных по формуле (1) и оптимальных значений  $\Delta\bar{P}_\theta$  не зависит от типоразмера КСК: формы поперечного сечения, наличия того или иного типа разделительного ребра. Таким образом, можно сделать вывод о том, что на точность теоретического значения  $\Delta\bar{P}_\theta$  влияют только погрешности определения величин оптимального угла потока на входе в КСК  $\alpha_{4\text{опт}}$  и относительной площади меридионального сечения  $\bar{F}_k$ .

Объекты экспериментального исследования охватывают диапазон относительной площади поперечных сечений КСК  $\bar{F}_k = 1,6 - 3,5$  и режимы их оптимальной работы, соответствующие углам потока на входе. Из анализа рис. 4 видно, что расхождение расчетных и экспериментальных значений  $\Delta\bar{P}_\theta$  не зависит от абсолютной величины  $\bar{F}_k$  и  $\alpha_{4\text{опт}}$ , по крайней мере, в указанных диапазонах их изменения, которые характерны для используемых в практике компрессоростроения ступеней ЦК.

Вывод о том, что расхождение экспериментальных и расчетных значений  $\Delta\bar{P}_\theta$  не зависит от наличия и типа разделительного ребра, сделан на основании сравнения графиков распределения  $\Delta\bar{p}_\theta = f(\bar{\theta})$  для вариантов КСК, исследованных методом статических продувок и отличающихся только типом перегородок, установленных в месте соединения НП с газосборником КСК (табл. 1). Расхождения между теоретическими и экспериментальными значениями величины  $\Delta\bar{P}_\theta$  в области углов  $\bar{\theta}_n < \bar{\theta} \leq 1$  практически равны. Наличие перегородки в области нагнетательного патрубка в кольцевых камерах способствует увеличению окружной неравномерности давления (в среднем на 2 – 4%) по длине КСК. Это приводит также к смещению оптимальных режимов работы КСК в область больших расходов по сравнению с КСК без разделительных ребер. В общем случае, данный факт объясняется изменением структуры потока в области его выхода в нагнетательный патрубок КСК.

Таким образом, расчет величины распределения давлении  $\Delta\bar{P}_\theta$  по уравнению (1) позволяет качественно охарактеризовать течение потока в КСК с радиальным выходным патрубком при ее работе на режимах, отличных от оптимального.

## Литература

1. Фирсова, Ю.А. Расчет распределения давления по длине кольцевых сборных камер центробежного компрессора с тангенциальным патрубком// Ю.А. Фирсова, К.И. Луговнин, И.Г. Хисамеев // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. – №1. – С. 27 - 29.
2. Луговнин, К.И. Метод расчета распределения давления по длине кольцевых сборных камер центробежных компрессоров// К.И. Луговнин, А.А. Мифтахов, А.А. Никитин// Компрессорная техника и пневматика. – 1997. – № 1. – С. 59 – 62.
3. Фирсова, Ю.А. Выходные устройства центробежного компрессора. Потери в них и их математическое описание// Ю.А. Фирсова, И.Г. Хисамеев // Вестник Казан. технол. ун-та. – 2010. – №9. – С. 483 - 489.
4. Ден, Г.Н. Механика потока в центробежных компрессорах// Г.Н. Ден. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. – 1973. – 272 с.
5. Евгеньев, С.С. Исследование закрутки потока в боковой камере центробежной ступени / С.С. Евгеньев, В.Б. Шнепп, С.В. Цукерман и др.// Повыш. эфф. холод. машин и термотрансформаторов: Межвуз. сб. научных трудов. – Л.: ЛТИХП. – 1986. – С. 15-19.

© Ю. А. Фирсова – канд. техн. наук, доц. каф. холодильной техники и технологии КГТУ, firsovay@mail.ru; И. Г. Хисамеев – д-р техн. наук, проф., зав. каф. холодильной техники и технологии КГТУ.