

УДК 621.515:621.438

**В.П. Герасименко, д-р техн. наук, С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук**

### ЭФФЕКТЫ КОНЦЕВОГО ЗАЗОРА В ВЫСОКОНАПОРНОМ ЦБК

Развитие вычислительной аэродинамики турбомашин требует адекватного описания особенности течения в их концевом (радиальном) зазоре над рабочим колесом. Ввиду того, что потери энергии в зазоре могут составлять до 20% и более в общем балансе потерь в колесе, учет всех эффектов, связанных с перетеканием в нем, становится весьма актуальной задачей при создании современных высокоэкономичных лопаточных венцов. При сложном трехмерном характере течения в межлопаточном канале рабочего колеса турбомашини концевой зазор оказывает существенное влияние на структуру этого течения, а также на составляющие потерь энергии. Поэтому глубокое физическое понимание реальных явлений и эффектов, связанных с концевым зазором, необходимо для повышения коэффициента полезного действия (КПД) турбомашини за счет выбора рациональных форм и размеров элементов конструкции проточной части, определяющих параметры концевой зазора.

Целью данной статьи является систематизация существующей информации о структуре течения в концевом зазоре рабочего колеса центробежного компрессора (ЦБК) для определения путей совершенствования его характеристик. Особенно остро эта проблема стоит при создании высоконапорных центробежных компрессоров, в которых обеспечению приемлемых значений КПД уделяется первостепенное внимание.

Согласно обзору литературных источников по радиальному зазору в турбомашини [1,2,3] его влияние чаще всего сводят к трем основным эффектам:

- перетеканию жидкости или газа в зазоре, обусловленному перепадом давления на конце рабочей лопатки;

- "скребковому" эффекту, вызванному движением лопаток относительно неподвижного корпуса и "соскабливанием" пограничного слоя с последнего;

- вторичным течениям, возникающим под действием градиентов давления в межлопаточном канале.

Расчетные исследования пространственного течения вязкой жидкости в центробежном компрессоре с малым коэффициентом быстроходности при  $u_2 = 211,5$  м/с и  $G = 1,01$  кг/с показали [4], что в зоне "вихря перетекания", находящейся сразу за лопаточным зазором вниз по потоку вблизи кожуха и поверхности разрежения лопатки, локальное значение производства энтропии примерно в 1000 раз превышает его среднее значение для рабочего колеса с числом лопаток  $z_{pk} = 19$ . При КПД рабочего колеса, равном 93%, и  $\pi_{pk} = 3,4$  указанная зона с большим производством энтропии понижала КПД на ~2% [4].

Несмотря на многочисленные публикации [1–13] по исследованию влияния концевой зазора между лопатками рабочего колеса и корпусом на характеристики турбомашин, единого подхода в оценке такого влияния на КПД пока не существует, а поэтому не существует и точных методов расчета концевых эффектов. Это объясняется, с одной стороны, сложным многопараметрическим характером данного влияния, а с другой – разной природой течения через радиальный зазор в зависимости от типа турбомашин: турбина или компрессор, осевое или радиальное рабочее колесо, значение степени реактивности

и т.п. Вместе с тем, в большинстве случаев течение в радиальном зазоре представляют как струю жидкости, истекающую под действием разности давлений на сторонах давления и разрежения торца лопатки и образующую, таким образом, "вихревой шнур" [5] в межлопаточном канале и вызывающую основной эффект зазора. Расчеты показывают, например [4], что перетекание газа в зазоре при перепаде давления  $\sim 0,2p_0$  происходит с числом Маха в относительном движении, примерно равным 0,6. Этот вихревой след создает область высоких потерь (низкого давления), вытесняя основной поток. Ось вихря на выходе из рабочего колеса практически совпадает с направлением основного потока, а поэтому кинетическая энергия вихревого шнура в конечном итоге диссипирует. С увеличением концевого зазора растут утечки, а поэтому снижается действительный напор колеса как за счет уменьшения аэродинамической нагрузки на концах лопаток, так и за счет понижения КПД.

Модель "вихря перетекания" с ядром вращения по закону "твердого тела", индуктивное сопротивление которого является основным источником потерь энергии в снижении КПД из-за концевого зазора, достаточно часто используется в теоретическом анализе по его влиянию на течение в турбомашинах [2,5]. Вне ядра вихря предполагается течение по закону "свободного вихря". В то же время в работе [2] делается предположение о существовании оптимального радиального зазора, при котором суммарная циркуляция "вихря перетекания", вторичного течения в пограничном слое на торцевой стенке – "парного вихря" и "скребкового вихря" на этой стенке при ее перемещении относительно конца лопатки равна нулю. Причём, поскольку "вихрь перетекания" и "скребковый вихрь" в компрессоре направлены в одну сторону, а "парный вихрь" в противоположную, то величина оптимального зазора в рабочем колесе меньше, чем в консольном направляющем аппарате,

где отсутствует перемещение торцевой стенки, а следовательно, отсутствует и "скребковый вихрь".

О возможном существовании оптимального концевого зазора в компрессоре отмечалось также в работе [6]. Однако предложенная математическая модель, учитывающая потери давления в зазоре, вызванные перетеканием через зазор, градиентом давления вдоль стенки корпуса и наличием в межлопаточном канале вихревого следа от перетекания в зазоре, не отражает такого существования, поскольку все составляющие в ней потери почти пропорциональны зазору. И поэтому данная расчетная модель с использованием распределения скорости вдоль стенки корпуса, полученного на основании квазитрёхмерного анализа потока, сводилась в результате к пропорциональному убыванию КПД с увеличением концевого зазора.

На рис. 1 представлено сравнение опытных и расчетных результатов для двух рабочих колес (РК) при трех режимах по расходу. Колесо R имело 20 радиальных лопаток ( $\beta_{2,r} = 90^\circ$ ) с вращающимся направляющим аппаратом и относительной шириной  $b/r_2 = 0,14$  при диаметре  $D_2 = 0,21$  м. Колесо В имело 16 назад загнутых цилиндрических лопаток с относительной шириной  $b/r_2 = 0,067$  при диаметре  $D_2 = 0,51$  м. Испытания проведены соответственно при частотах 4000 и 2000 об/мин, или  $u_2 = 44$  м/с и 53,4 м/с. Из рисунков видно, что опытные кривые отличаются от линейных расчетных зависимостей. Кроме того, для колеса R с радиальными лопатками увеличение расхода приводит к росту потерь перетекания, так как нагрузка на лопатки по объяснениям [6] пропорциональна расходу. Тогда как для колеса В с назад загнутыми лопатками нагрузка на лопатки с увеличением расхода понижается, а поэтому и потери перетекания при этом также уменьшаются. Приведенные пояснения не совсем точны для колеса R с  $\beta_{2,r} = 90^\circ$ , а для колеса В не подтверждаются

опытом. Кроме того, отсутствуют какие-либо пояснения о различии характера опытных и расчетных зависимостей убывания КПД при увеличении зазора.

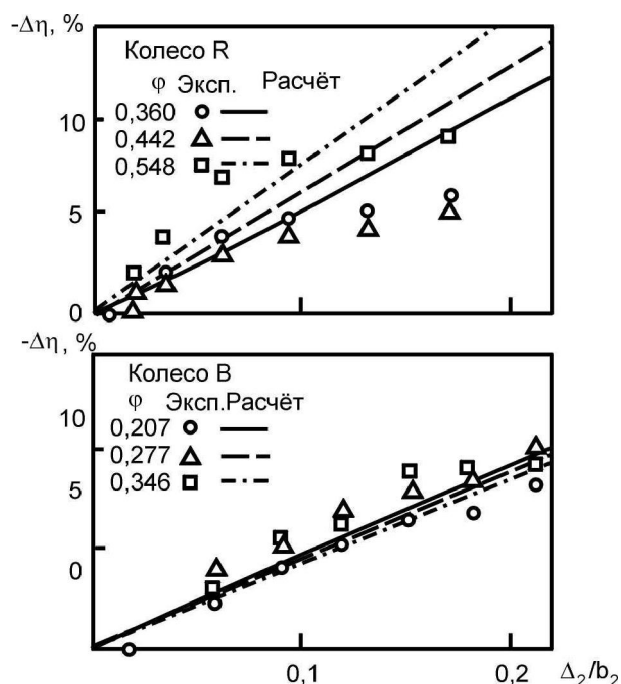


Рис. 1. Падение КПД из-за зазора в колесах ЦБК

В простейшем случае, представив перетекание в зазоре подобно течению в отверстии или щели [1], когда интенсивность перетекания определяется перепадом давления на зазоре, скорость в щели пропорциональна корню квадратному из этого перепада  $\sqrt{\Delta p_3}$ , а расход через зазор пропорционален  $\Delta_3 \sqrt{\Delta p_3}$ . Кинетическая энергия газа в зазоре пропорциональна квадрату скорости или перепаду давления  $\Delta p_3$ , и поэтому потери энергии с переносимой массой газа "вихрем перетекания" пропорциональны произведению кинетической энергии на массовый расход, т.е.  $\sim \Delta_3 \Delta p_3^{3/2}$ . Однако следует учитывать при этом, что перепад давления на конце лопатки уменьшается с увеличением зазора. Поэтому существование такой зависимости  $\Delta p_3 = f(\Delta_3)$  для коле-

са в конкретном случае позволяет сделать вывод о возможности использования радиального зазора в качестве одной независимой переменной, обуславливающей потери энергии "вихря перетекания". Даже уже при таком упрощенном анализе обнаруживается не пропорциональная связь между величиной зазора и потерями энергии.

Модифицированная модель [6] перетекания в концевом зазоре центробежного колеса представлена в работе [7]. Новая модель отличается учетом понижения разности давлений на лопатке при наличии зазора в сравнении со значением этой разности при отсутствии зазора. Такое отличие в разностях давлений объясняется падением давления по направлению к щели-зазору на стороне давления лопатки и наоборот с ростом давления к щели на стороне разрежения. Т.е. происходит распространение возмущения от разности давлений на зазоре. В результате чего происходит сужение струи в концевом зазоре. Предложенные в работах [6,7] расчетные модели, несмотря на детализацию составляющих потерь в концевом зазоре рабочего колеса ЦБК, сводятся к пропорциональному понижению КПД при увеличении зазора, аналогично известным упрощенным корреляционным формулам вида:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = -a \frac{\Delta_3}{(b_1 + b_2)/2},$$

где  $\Delta_3$  – концевой зазор;  $a$  – коэффициент пропорциональности;  $b_1$  и  $b_2$  – высота лопатки РК на входе и выходе соответственно.

Сопоставление расчетных и опытных результатов [7] для высоконапорного ЦБК с  $\pi_{кр}^* = 6$  при  $n = 80000$  об/мин ( $u_2 = 571,5$  м/с) с размером колеса  $D_2 = 136,5$  мм,  $b_2 = 4,67$  мм,  $z = 24$  и  $\beta_{2,l} = 59,2^\circ$  представлено на рис. 2. Здесь также видно отличие опытных кривых и расчетных прямых зависимостей понижения КПД от величины концевой зазора без наличия пояснений такого расхождения результатов.

Причем, как и на рис. 1 с увеличением концевого зазора экспериментальные зависимости чаще всего имеют вид кривых с тенденцией ослабления эффекта зазора по снижению КПД. Исключением являются экспериментальные результаты на рис. 2 при пониженных частотах вращения колеса, где с увеличением концевого зазора эффект снижения КПД наоборот возрастает.

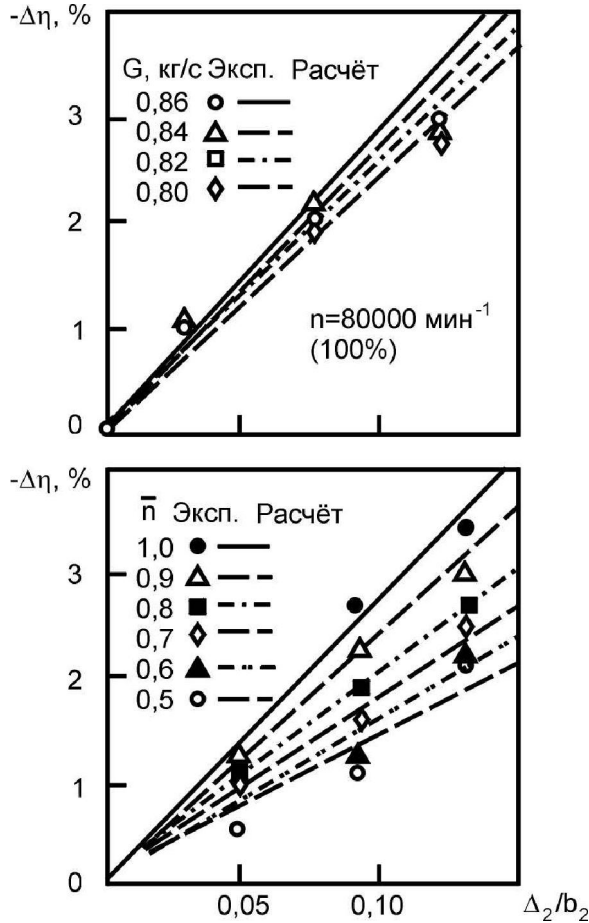


Рис. 2. Влияние расхода и частоты вращения на потери в концевом зазоре

Такое изменение характера влияния концевого зазора на КПД в зависимости от частоты вращения колеса согласно экспериментальным данным обращает на себя внимание. Объяснение такого влияния концевого зазора на КПД центробежных колес очевидно заключается в следующем. С одной стороны, чем выше напор колеса за счет реактивности

( $\beta_{2,a} = 90^\circ$ ) или за счет повышения его частоты вращения, тем больше эффект зазора по снижению КПД из-за роста интенсивности "вихря перетекания". С другой – чем выше напор колеса, тем быстрее происходит ослабление этого эффекта при увеличении концевого зазора, так как увеличение зазора приводит одновременно с возрастанием интенсивности "вихря перетекания" за счет расхода утечек и к снижению теоретического напора колеса (аэродинамической нагрузки на лопатки) из-за понижения разности давления по сторонам лопатки у ее конца. Т.е. при увеличении зазора его площадь для перетекания возрастает, а средняя скорость утечек уменьшается. При этом также уменьшаются затраты мощности на "скребковый вихрь".

В работе [8] представлены опытные результаты по влиянию концевого зазора на параметры ЦБК с  $\pi_{k,p}^* = 3,6$ ;  $G_{np} = 1,05 \text{ кг/с}$ ;  $u_{2,np} = 441 \text{ м/с}$ ;  $\beta_{2,a} = 71^\circ 30'$ ;  $\alpha_1 = 64^\circ 38'$ . Обнаружено наличие оптимального зазора, примерно равного  $\Delta_2/b_2 \cong 0,04$ . При пояснении результатов, в отличие от работ [6,7], кроме потерь энергии от перетекания в концевом зазоре над лопаткой со стороны давления на сторону разрежения, пропорциональных площади зазора  $l_k \Delta_3$  и перепаду статического давления на конце лопатки в виде отношения  $p_d/p_p$  (т.е.  $H_n \sim l_k \Delta_3 p_d/p_p$ ), выделены также потери: на трение торцов лопаток о воздух в зазоре, величина которых принята пропорциональной квадрату окружной скорости рабочей лопатки, площади поверхности торцов лопаток  $l_k \delta_l$ , вязкости воздуха  $\mu$  и обратно пропорциональной величине зазора  $\Delta_3$  (т.е.  $H_{mp} \sim u^2 \mu l_k \delta_l / \Delta_3$ ); и потери на циркуляцию, связанную с обратным течением вдоль наружного контура РК от выхода ко входу, пропорциональную кольцевой площади концевого зазора  $D_2 \Delta_3$  и перепаду давления на колесе  $p_2/p_1$

(т.е.  $H_u \sim \Delta_3 D_2 p_2 / p_1$ ), которые, как известно, часто называют в насосах "объемными" потерями. Эти "объемные" потери являются одними из основных в закрытых колесах наряду с потерями на дисковое трение. Однако для колеса без покрывного диска потери на циркуляцию возвратного течения в записанном виде [8] при рабочих зазорах в явном виде не реализуются, так как такое течение свидетельствовало бы о пристенном отрыве на корпусе.

Испытания рабочих колес при  $M_{u_2} = 0,7-1,0$ , отличающихся наличием и отсутствием покрывного диска, показали [9], что на режимах, начиная от максимальных КПД в сторону понижения расхода, закрытое РК имеет характеристики хуже, чем открытое, а диапазон устойчивой работы уже, так как вращающийся срыв начинался при большем расходе. Измерения пульсаций скорости за РК на режиме максимального КПД свидетельствует о более развитом вторичном течении в межлопаточном канале закрытого колеса со стороны покрывного диска в сравнении с полуоткрытым колесом, тогда как со стороны втулки пульсации скорости в обоих колесах практически одинаковы. Отсутствие пульсаций скорости за полуоткрытым РК со стороны корпуса, а также ухудшение характеристик закрытого колеса в сравнении с открытым при понижении расхода с усугублением условий срыва свидетельствуют о положительном эффекте перетекания газа в конечном зазоре полуоткрытого колеса, способствующем ослаблению "парного вихря". Результаты данного исследования [9] позволяют сделать вывод о существовании "оптимального" зазора, несмотря на то, что пониженные значения КПД закрытого колеса могут объясняться также дополнительными потерями трения газа о покрывной диск снаружи со стороны зазора, не связанными с течением в межлопаточном канале. Однако эти потери не могут быть объяснением ухудшения действительного напора колеса. Отсутст-

вие пульсаций скорости за открытым РК у концов лопаток, благодаря тому, что "вихрь перетекания" в зазоре компенсирует у концов лопаток течения "парного вихря" и "скребкового вихря", очевидно должно способствовать снижению потерь и в диффузоре за РК, что благоприятно сказывается на характеристиках компрессора в целом, подтверждая тем самым существование "оптимального" зазора. Таким образом, при испытаниях колеса, несмотря на назад загнутые лопатки, обнаружено существенное отличие в его рабочих характеристиках при наличии и отсутствии покрывного диска, благодаря высоким числам Маха  $M_{u_2}$ , обеспечивающим большие напоры.

Аналогично работе [9] приведен сравнительный анализ влияния концевых зазоров на характеристики закрытых и полуоткрытых пяти рабочих колес центробежных насосов [10] с разными коэффициентами быстроходности, где полуоткрытые колеса были получены аналогичным путем удаления покрывных дисков с закрытых колес. Отмечается, что при малых относительных радиальных зазорах (до 3,5%) наклоны зависимостей изменения КПД по величине зазора для каждого колеса разные, а при больших – одинаковые и линейные. Очевидно, что при столь больших зазорах в испытанных насосах могли присутствовать "объемные" потери, которые отсутствуют для высоконапорных ЦБК с малыми рабочими зазорами на расчетных режимах работы. Анализ зависимостей при малых зазорах показывает, что изменение коэффициента быстроходности вносит существенный отпечаток на перераспределение в эффектах по каждому виду потерь, связанных с концевым зазором. Однако то, что наибольший эффект по снижению КПД при увеличении зазора наблюдался в колесе со средней величиной быстроходности  $N_s = 0,83$  свидетельствует о смешении эффектов зазора и других ("парного вихря", профильных потерь), так как изменение коэффициента быстроходности достигалось

одновременным изменением двух безразмерных геометрических параметров  $D_1/D_2$  и  $b_2/D_2$ . Такое смешение эффектов не позволило авторам [10] выделить конкретные эффекты, связанные с собственно зазором.

Изложенный анализ публикаций свидетельствует о существовании нескольких эффектов по влиянию величины концевого зазора на КПД высоконапорных ЦБК, основными из которых являются: "вихрь перетекания" и "скребковый" эффект, характеризующий трение торцов лопаток о газ в зазоре. Остальные эффекты, такие как вторичное течение "парного вихря", которое ослабляется при увеличении зазора, и течение в зазоре, обусловленное наличием продольного градиента давления с учетом центробежных сил, могут быть рассмотрены в совокупности с первыми двумя. Таким образом, одни эффекты по природе приводят к снижению КПД при увеличении зазора, а другие, наоборот – к повышению КПД. Поэтому суммарный эффект может привести к минимуму потерь в колесе. Исходя из подобных представлений, очевидно могут быть определены пути выбора оптимальных конструктивных параметров колеса, связанных с концевым зазором, для понижения суммарных потерь.

Влияние концевого зазора на характеристики высоконапорных ЦБК с двухъярусными рабочими колесами различной реактивности с углами лопаток  $\beta_{2,л} = 52^\circ 30'$ ;  $60^\circ$ ;  $75^\circ$ ;  $90^\circ$ , исследовано с участием авторов [11]. Результаты исследований по КПД компрессора с входным радиально-осевым патрубком и спиральной выходной улиткой представлены на рис. 3.

Оптимальный зазор для всех рабочих колес получен в диапазоне  $\Delta_2/b_2 = 0,02-0,04$ , что согласуется с результатами исследований [8] на аналогичных

компрессорах. Эти результаты оптимизации концевого зазора были использованы при разработке высоконапорных центробежных компрессоров с  $\beta_{2,л} = 90^\circ$  для наддува транспортных дизелей (см. табл.).

Применение многоярусных колес [12] с оптимальными концевыми зазорами позволило сохранить КПД компрессора совместно с входным патрубком и спиральной выходной улиткой на уровне  $\eta_k^* \cong 0,8$  при значительном увеличении степени повышения давления.

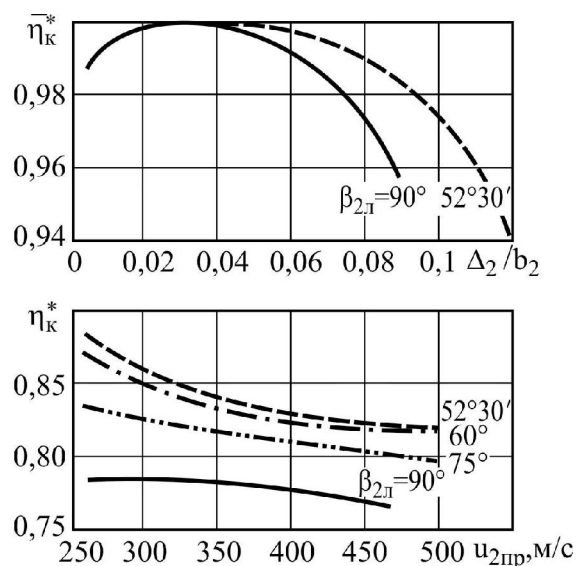


Рис. 3. Влияние концевого зазора, окружной скорости и реактивности колеса на КПД компрессора

Многоярусность колеса с одной стороны уменьшает общую поверхность лопаток, а следовательно, и потери на трение, а с другой – увеличивает число лопаток на выходном участке колеса, понижая тем самым перепад давлений в концевом зазоре и ослабляя интенсивность "вихря перетекания" и вторичных течений.

Таблица 1. Основные геометрические и аэродинамические параметры компрессоров

Параметр	Компрессоры наддува двухтактных транспортных дизелей					
	5ТДФ	3ТД-1	3ТД-2	6ТД-1	3ТД-4	
Марка дизеля	5ТДФ	3ТД-1	3ТД-2	6ТД-1	3ТД-4	
Тип колеса	закрытое	полуоткрытое				
Наружный диаметр колеса $D_2$ , м	0,225	0,18	0,205	0,24	0,24	0,22
Количество ярусов лопаток	1	2	2	2	3	3
Отношение диаметров: $D_{1cp}/D_2$	0,48	0,484	0,421	0,5	0,5	0,453
$D_{1cp}^*/D_2$	—	—	—	—	0,646	0,613
Количество лопаток ВНА	14	11	11	14	10	10
Количество лопаток второго яруса	14	22	22	28	20	20
Количество лопаток третьего яруса	—	—	—	—	40	40
Степень повышения давления $\pi_k^*$	2,75	2,07	2,5	3,38	3,5	4,15
КПД компрессора $\eta_k^*$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,805	0,8

Существенное влияние на интенсивность "вихря перетекания" в концевом зазоре оказывает форма торца лопаток, которая определяет сужение струи в зазоре. На рис. 4 представлено влияние концевой зазора на характеристики рабочего колеса [13] при трех конфигурациях торца лопатки: скругленном (R), с острыми кромками (S) и с пластиной толщиной 0,1 мм, выступающей на 1,5 мм с передней стороны лопатки (E). Радиальное колесо имело 16 назад загнутых лопаток с углами  $\beta_{1n} = 28^\circ$  и  $\beta_{2n} = 45^\circ$  и размерами:  $D_2 = 0,51$  м;  $D_1 = 0,2584$  м;  $b_2 = 17$  мм;  $b_1 = 28$  мм при толщине лопаток 2 мм, а коэффициент быстроходности –  $N_s = 0,43$ . Испытания проводились при постоянной частоте вращения  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  ( $u_2 = 53,4 \text{ м/с}$ ) и расчетном коэффициенте расхода по выходу из колеса  $\varphi_2 = 0,27$ . Результаты испытаний при других расходах представлены на рис. 1 (колесо В). Скругление острых кромок приводит к снижению КПД из-за большей интенсивности перетекания, а установка пластины на торце, наоборот, повышает КПД колеса, благодаря уменьшению интенсивности "вихря перетекания". Очевидно эффект от применения конфигурации торца рабочей лопатки с пластиной по повышению КПД

следует ожидать более значительным в высоконагруженных ЦБК.

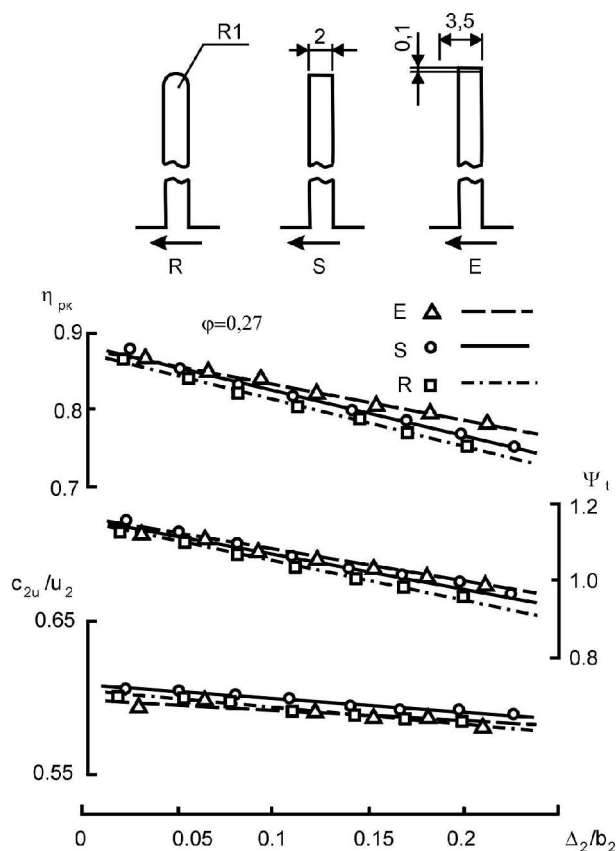


Рис. 4. Влияние конфигурации торца лопатки на характеристики рабочего колеса ЦБК с изменением концевой зазора

Подобное конструктивное решение, предложенное авторами ранее [14], в высоконапорных ЦБК может обеспечить повышение КПД колеса на 2–4%, причем оптимальное значение концевой зазора должно сместиться в сторону увеличения, что обеспечит гарантию от затирания колеса о корпус.

### Заключение

Выделены главные эффекты, обусловленные концевым зазором рабочего колеса центробежного компрессора, и установлены основные закономерности его влияния на аэродинамические характеристики компрессора. Обосновано и экспериментально подтверждено наличие оптимального значения величины концевой зазора в диапазоне  $\Delta_2/b_2 = 0,02–0,04$ . Определены пути возможного совершенствования высоконапорных ЦБК и предложены конструктивные решения такого совершенствования в направлении ослабления негативного влияния концевой зазора на характеристики компрессора: применение полок на торцах лопаток, многоярусных рабочих колес, оптимальных значений зазора. Экспериментальная проверка предложенных мероприятий подтвердила целесообразность их использования.

### Список литературы:

1. Герасименко В.П., Осипов Е.В., Шелковский М.Ю. Эффекты радиального зазора в турбомашинах // *Авиац.-косм. техн. и технология*. – 2004. – №8(16). – С. 54–58. 2. Лакшминарайяна. Методы расчета влияния радиального зазора в осевых турбомашинах // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчетов*. – 1970. – Т. 92, №3. – С. 64–79. 3. Hesselgreaves J.E. A correlation of tip-clearance / efficiency measurements on mixed-flow and axial-flow turbomachines. // *Proceedings 3-rd conference on fluid mech. and fluid machines. Budapest*. – 1969. – P. 265–271. 4. Мур Дж., Мур Дж. Г. Оценка характеристик рабочего колеса центробежного

компрессора по результатам расчета пространственного течения вязкой жидкости // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. – 1984. – Т. 106, №2. – С. 100–108. 5. Конт, Оэйон, Папайлиу. Метод расчета сдвиговых слоев на ограничивающих стенках межлопаточного канала компрессорной решетки при наличии и отсутствии радиального зазора // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. – 1982. – Т. 104, №3. – С. 81–92. 6. Сэноо, Исидо. Потери давления, обусловленные концевым зазором лопаток центробежных и осевых рабочих колес // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. – 1986. – Т. 108, №1. – С. 33–39. 7. Сэноо, Исидо. Ухудшение характеристик компрессора, обусловленное концевым зазором лопаток центробежных рабочих колес // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. – 1988. – №1. – С. 100–107. 8. Влияние торцового зазора на параметры центробежного компрессора /С.М. Металликов, Ю.В. Быжиев, А.И. Горбунов, В.А. Буев // *Двигателестроение*. – 1987. – №12. – С. 24–26, 31. 9. Харада. Рабочие характеристики открытых и закрытых рабочих колес центробежного компрессора // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. – 1985. – Т. 107, №2. – С. 179–185. 10. Энгеда, Раутенберг. Сравнительный анализ относительного влияния радиального лопаточного зазора на характеристики рабочих колес центробежных насосов // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. – 1988. – №4. – С. 67–72. 11. Особенности характеристик высоконапорного центробежного компрессора большой реактивности /Н.К. Рязанцев, И.Л. Ровенский, Н.Н. Алексейчук, Ю.А. Анимов, Ю.И. Степаненко, Л.Н. Тараненко // *Газовая динамика двигателей и их элементов*. – 1983. – Вып. 2. – С. 141–146. 12. О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрес-