

7. СТУПЕНЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

7.1. ОСНОВЫ ОДНОМЕРНОЙ ТЕОРИИ СТУПЕНИ

Состав центробежной ступени. В состав многоступенчатого одновального ЦК входят промежуточные и концевая ступени (рис. 7.1.1).

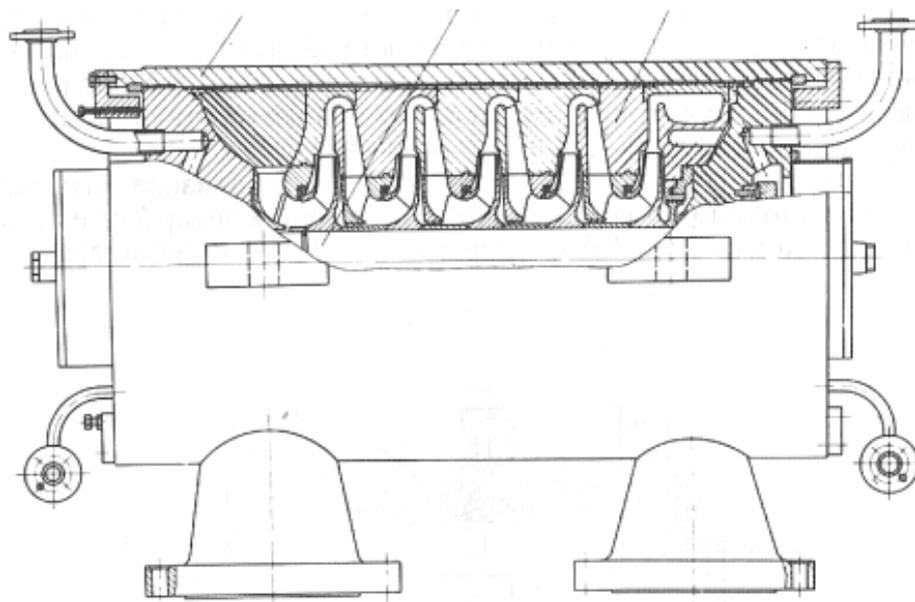


Рис. 7.1.1. Меридиональный разрез проточной части одноступенчатого одновального компрессора

Промежуточная ступень включает в себя рабочее колесо (РК), лопаточный (ЛД) или безлопаточный диффузор (БЛД) и обратноподводящий аппарат (ОНА). Концевая ступень выводит газ из проточной части. Вместо ОНА у этой ступени выходное устройство. Обычно это улитка или сборная камера.

По аналогии с осевыми компрессорами входной патрубком перед первой ступенью и выходное устройство концевой ступени относят к проточной части многоступенчатого компрессора. То есть, эти элементы выделяются из состава ступеней. Тем не менее, в литературе встречается понятие всасывающей ступени. Это промежуточная ступень плюс входной патрубок. Такое название относится к модельным ступеням, испытанным совместно с входным патрубком. Полученные экспериментальные характеристики используются при расчете и проектировании компрессоров. Выделение входного патрубка в отдельный элемент при этом теряет смысл.

Типы рабочих колес. Закрытые рабочие колеса со штампованными лопатками. Традиционный тип рабочего колеса — закрытое, с радиально расположенными штампованными лопатками цилиндрической формы. Такие РК применялись на самых первых промышленных ЦК и находят применение до сих пор, когда рабочие колеса имеют очень большой диаметр. Схема РК и его элементов показана на рис. 7.1.2.

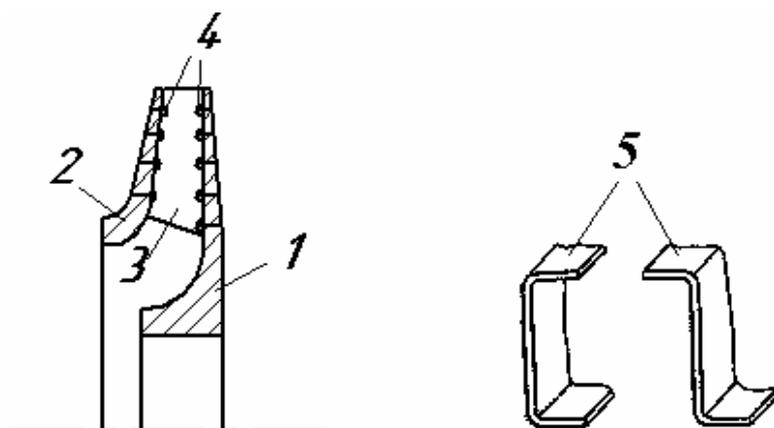


Рис. 7.1.2. Закрытое рабочее колесо со штампованными лопатками:
 1 — основной диск; 2 — покрывающий диск; 3 — лопатка; 4 — заклепки;
 5 — различные формы отбортовок

Для соединения с валом основной диск имеет массивную часть — ступицу. Обычно РК соединяется с валом горяче-прессовой посадкой. Натяг выбирается таким образом, чтобы при растяжении колеса центробежными силами посадка не освобождалась. Некоторые фирмы считают достаточным усилие натяга для передачи крутящего момента, и не используют для этой цели шпонку между валом и ступицей. Массивная ступица служит одновременно для восприятия напряжений растяжения в поле центробежных сил.

Основная часть диска имеет с внутренней стороны форму радиальной плоскости. Это облегчает соединение с лопатками. Для приближения к равнопрочности толщина диска уменьшается к периферии, что определяет форму наружной поверхности.

Лопатки имеют цилиндрическую форму. Это значит, что их поверхность образована движением прямой образующей, параллельной оси ротора. Форма их профилей лопаток одинакова во всех радиальных сечениях по высоте в отличие от пространственных лопаток ОК. Лопатки штампованные, из стального листа. Для соединения с основным и покрывающим дисками имеются отбортовки с отверстиями для заклепок. Понятно, что форма лопаток далека от формы удобообтекаемых

аэродинамических профилей. Лопатки имеют постоянную толщину, тупую выходную кромку и примитивно заостренную переднюю кромку. В меридиональной плоскости входная кромка наклонена по отношению к осевому направлению. Это способствует лучшему обтеканию лопатки цилиндрической формы пространственным потоком.

На периферии лопатки закрыты покрывающим диском (закрытое колесо). Покрывающий диск с внутренней стороны имеет поверхность прямолинейного конуса. Криволинейная поверхность в этом случае, на первый взгляд, кажется предпочтительнее, так как поворот потока из осевого в радиальное направление на входе в РК происходит более плавно. Однако исследования кафедры КВХТ [19] привлекли внимание к негативным аспектам такого решения. Кроме того, криволинейная образующая покрывающего диска затруднила бы (или сделала невозможной) штамповку лопаток с отбортовкой.

Подобно ступице основного диска, утолщенная осевая часть покрывающего диска воспринимает наибольшие напряжения растяжения в поле центробежных сил. Толщина диска должна уменьшаться к периферии для приближения к условию равнопрочности.

Для соединения трех элементов РК используются заклепки. Их полукруглые головки выступают в проточную часть РК. С наружной стороны дисков головки потайные, утопленные в тело дисков. Наружные поверхности дисков после склепки обтачиваются для уменьшения потерь трения о газ при вращении РК. Снаружи осевой части покрывающего диска делают канавки или закатывают гребни для лабиринтных уплотнений.

При оценке достоинств и недостатков разных типов центробежных колес следует принимать во внимание индивидуальный, или мелкосерийный характер производства промышленных ТК. При таком производстве желательно, чтобы технология не требовала специальных станков и дорогостоящей оснастки. Для производства РК со штампованными лопатками подходят обычные токарные станки (или карусельные — при очень больших диаметрах).

Недостатки этого типа РК:

– ограниченная окружная скорость — не более $240 \div 260$ м/с. Ограничение связано как со статическими, так и с динамическими нагрузками на заклепочное соединение. Отверстия под заклепки в дисках являются концентраторами напряжений. В промежутках между лопатками на диаметре D_2 более тонкий покрывающий диск колеблется. Динамические нагрузки ведут к появлению усталостных трещин между заклепочными отверстиями с последующим разрушением части покрывающего, а иногда основного диска между лопатками — рис. 7.1.3;

– находящиеся в проточной части отбортовки лопаток и головки заклепок увеличивают потери напора в РК. По оценкам специалистов по сравнению с РК, у которых проточная часть имеет гладкие поверхности правильной формы, КПД рассматриваемых колес меньше на $1,5\div 2\%$.



Рис. 7.1.3. Фото полотна диска разрушившегося после образования усталостных трещин

Рабочие колеса с цельнофрезерованными лопатками. Развитием рассмотренной выше конструкции являются закрытые рабочие колеса с цилиндрическими лопатками, представляющими единое целое с основным диском. Форма проточной части РК такая же, как в предыдущем случае. Лопатки сделаны заодно с основным диском путем выфрезеровывания металла из объема межлопаточного канала — рис. 7.1.4.

Технология изготовления таких РК не требует сложного оборудования. Помимо токарного, нужен копировально-фрезерный станок с простым движением инструмента. Ранее, а в некоторых случаях и сейчас, покрывающий диск крепился с помощью заклепок, проходящих сквозь отверстия в лопатках — рис. 7.1.5.

Отсутствие отбортовок и заклепок снижает потери и повышает прочность РК. Если штампованные лопатки имеют толщину листа, то здесь лопатки делают толще, чтобы через них можно было пропустить заклепки. Лопатки выполняют с постоянной толщиной, чтобы на периферии поместилась заклепка. Толщину лопатки принимают в пределах $1,5\div 2\%$ от D_2 . Входную кромку заостряют. Выходную кромку иногда оставляют тупой, но ее заострение уменьшает кромочные потери. Более прочная конструкция увеличивает предельную окружную скорость до $280\div 300$ м/с, иногда до 315 м/с. Критические элементы — как и в

предыдущей конструкции. Это заклепки и полотно покрывающего диска между лопатками (в литературе эту часть дисков иногда называют отсеками).

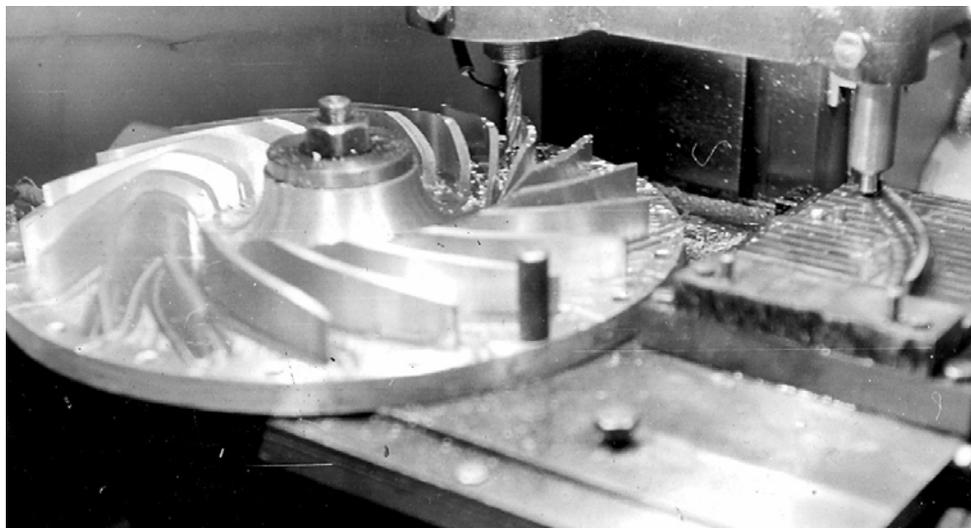


Рис. 7.1.4. Обработка лопаток на поверхности основного диска рабочего колеса на копировально-фрезерном станке (кафедра КВХТ СПбГПУ)

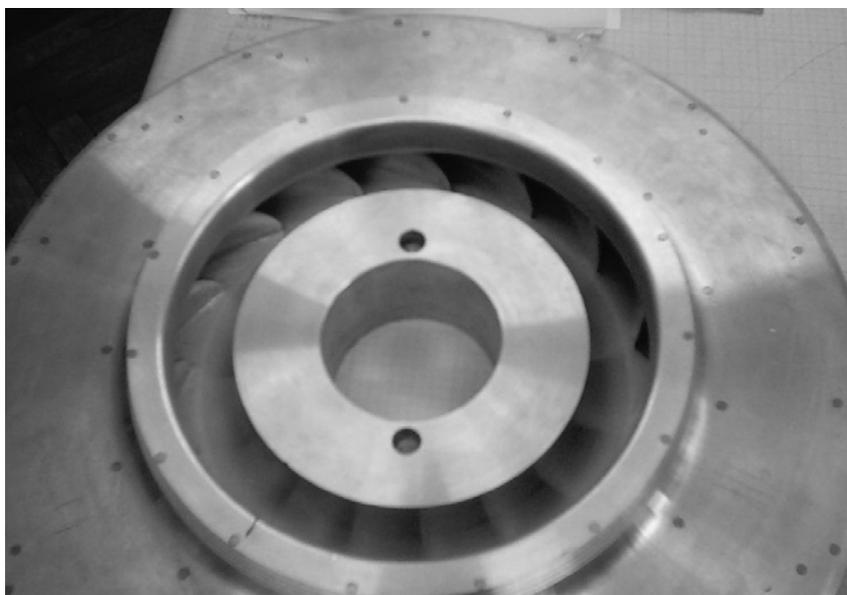


Рис. 7.1.5. Закрытое рабочее колесо с цельнофрезерованными лопатками и приклепанным покрывающим диском (кафедра КВХТ СПбГПУ)

Более современный способ крепления покрывающего диска — приварка его к торцам лопаток. Сам по себе процесс сварки вызывает проблемы, так как может привести к остаточным термическим

напряжениям из-за местного нагрева в процессе сварки. Для уменьшения этих напряжений при сварке все колесо нагревают газовыми горелками, а после сварки производят отпуск с дальнейшим нагревом в печи и последующим плавным охлаждением. Затем колесо обтачивается по наружному диаметру и наружным поверхностям дисков.

Колеса большого размера сваривают вручную изнутри межлопаточного канала. Наличие сварного шва и неизбежная деформация изделия несколько ухудшают условия течения по сравнению с РК с приклепанным диском.

Еще более современный способ сварки применяют предприятия, располагающие станками с числовым программным управлением (ЧПУ). Такое оборудование позволяет оперативно производить обработку деталей по любым пространственным поверхностям. В этом случае в покрывающем диске делают сквозные прорезы, соответствующие торцам лопаток — рис. 7.1.6. Сварку производят снаружи с последующей обточкой покрывающего диска. Способ хорош тем, что он годится и для РК небольшого размера, или с узкими каналами, внутрь которых нельзя ввести сварочный электрод.

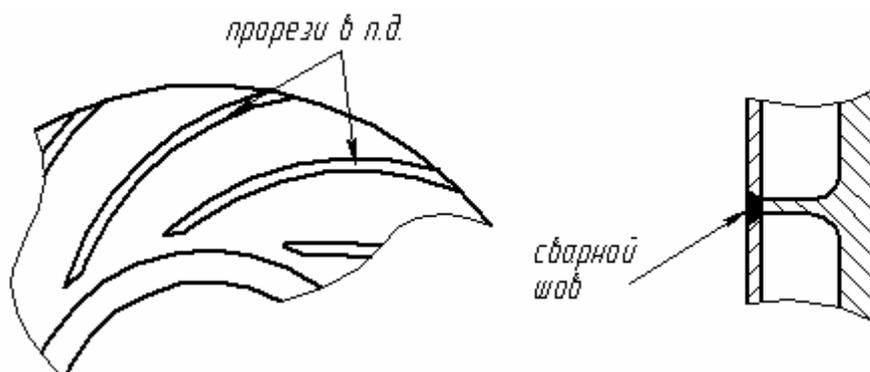


Рис. 7.1.6. Схема сварки покрывающего диска и лопаток через прорезы в покрывающем диске

Альтернативный способ крепления покрывающего диска — вакуумная пайка с применением специальных припоев на базе дорогостоящих металлов. Вырезанные из листа по форме торца лопаток кусочки припоя зажимаются между этими торцами и покрывающим диском. Собранный таким образом колесо помещается в рабочую часть печи, в которой создается вакуум. Затем температура поднимается до 1000°С. В течение нескольких часов происходит диффузия материала припоя в покрывающий диск и в торцы лопаток. Этот способ считается довольно дорогим и мало производительным, но позволяет собирать колеса с узкими межлопаточными каналами.

Полуоткрытое рабочее колесо типа «радиальная звезда». Описанные рабочие колеса являются традиционными для промышленных ЦК. Первые турбореактивные двигатели (появление в начале 1940-х гг.) имели одноступенчатые центробежные компрессоры с рабочим колесом, которое получило название «радиальная звезда с вращающимся направляющим аппаратом» — рис. 7.1.7. Двигатели с такими компрессорами получили исключительное распространение до конца 1950-х гг., когда им на смену пришли ГТД с ОК.

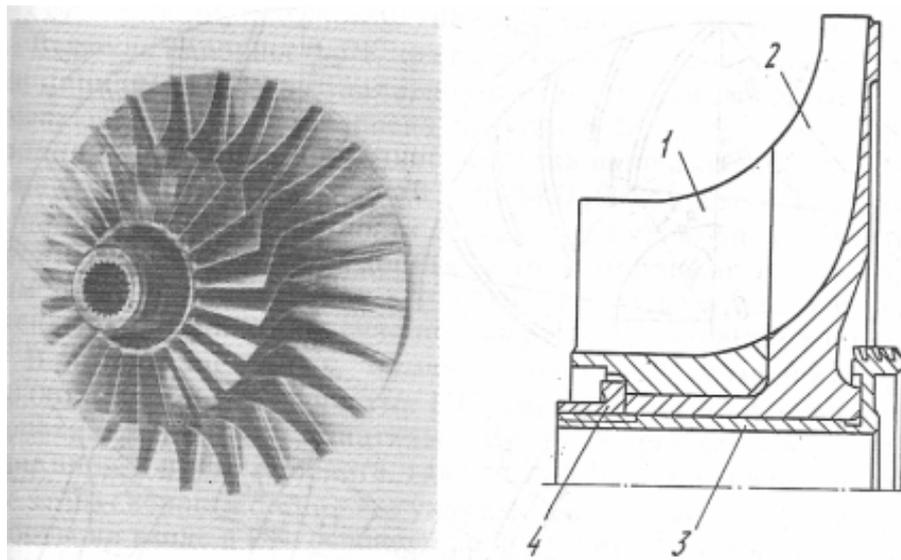


Рис. 7.1.7. Рабочее колесо типа «радиальная звезда с вращающимся направляющим аппаратом» — общий вид и схема [22]

У авиационных ТРД колеса такого типа — составные. Основная часть — радиальная звезда. Это основной диск с радиально расположенными лопатками. Соответственно, угол выхода лопаток $\beta_{л2} = 90^\circ$. Колеса — обычно из алюминиевого сплава, лопатки выфрезерованы на поверхности диска. Поток входит в межлопаточные каналы в осевом направлении, т.е. колесо осерадиальное. Структура потока аналогична входу в РК осевого компрессора, поэтому лопатки вращающегося направляющего аппарата должны иметь пространственную форму, обеспечивающую безударный вход потока по всей высоте лопаток. Покрывающий диск отсутствует. Такое рабочее колесо — полуоткрытое (мало применяемые открытые колеса не имеют и основного диска). Наружной ограничивающей поверхностью проточной части служит поверхность корпуса. Радиально-осевой зазор между корпусом и торцами лопаток, как и у осевого РК, может быть источником потерь, если зазор большой.

Описываемое рабочее колесо обладает наилучшими механическими свойствами и может применяться при самых высоких окружных скоростях — до 650 м/с и более. Причины:

- отсутствует покрывающий диск, который в поле центробежных сил нагружен больше основного диска;

- соответственно отсутствует проблема его соединения с основным диском;

- радиально расположенные лопатки не создают в поле центробежных сил изгибных напряжений в месте соединения с диском. Одновременно лопатки являются как бы ребрами жесткости для основного диска.

Достоинством РК с углом выхода является большой коэффициент напора $\psi_T \approx 0,90$. Вместе с высокой окружной скоростью это позволяет получить очень большое отношение давлений в одной ступени, у первых ТРД до 5÷6. Опубликованы данные по экспериментальным компрессорам малых ГТД с отношением давлений 14–16 (в одной ступени).

Ниже будет показано, что большие углы выхода лопаток, точнее, высокие коэффициенты теоретического напора, имеют следствием пониженный КПД и приближение границы помпажа к расчетному режиму. Это ограничивает применение подобных РК в промышленных компрессорах. Иногда их применяют в качестве первых ступеней, когда желательно обеспечить высокий напор и расход. Из ГТД центробежные компрессора практически полностью вытеснены осевыми компрессорами. Широкая область применения одноступенчатых компрессоров с колесами типа «радиальная звезда» — газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания — пример на рис. 7.1.8.

Диапазон применения турбонаддува очень широк — от наддува небольших автомобильных двигателей до огромных судовых дизелей. Ряд отечественных агрегатов ТКР — ТК включает ЦК с диаметрами рабочих колес 55÷750 мм (при прочих равных условиях мощность ТК пропорциональна кубу диаметра). У особо крупных ДВС диаметр РК компрессора турбонаддува может превышать 1 м.

Обычно окружная скорость таких компрессоров лежит в пределах 200÷300 м/с, и только у очень форсированных дизелей достигает 450 м/с. Т.к. окружная скорость относительно невелика, рабочие колеса делают отливкой из алюминиевого сплава целиком. Радиальная звезда и ВрНА здесь единое целое.

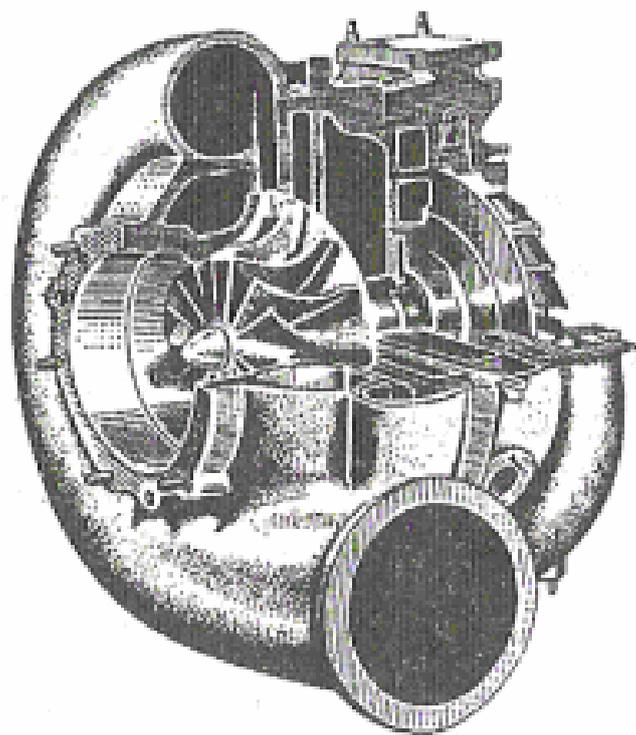


Рис. 7.1.8. Агрегат турбонаддува ДВС типа ТКО (осерадиальное колесо типа «радиальная звезда + осевая турбина — справа)

Полуоткрытые РК с углом выхода лопаток меньше 90° . Если плоские лопатки радиальной звезды наклонить по отношению к радиальному положению, уменьшится выходной угол лопаток $\beta_{л2}$. Это способствует повышению КПД и улучшению запаса по помпажу ступени. В более ранних конструкциях радиальные в начальной части лопатки отклоняли в сторону уменьшения $\beta_{л2}$ в их выходной части — рис. 7.1.9.

У таких РК угол выхода обычно лежит в пределах $60 \div 70^\circ$. При этом коэффициент напора меньше, чем у радиальной звезды, но выше КПД и лучше «запас по помпажу». По прочности эти РК уступают радиальной звезде, так как нерадиальные лопатки создают изгибные напряжения в месте соединения с диском. Такие колеса применяют в современных многовалных промышленных ЦК. Там колеса расположены по одному на концах вала. При этом обеспечение и контроль минимальности зазора на концах лопаток не вызывает больших затруднений. Имеется информация об использовании таких РК в промышленных компрессорах при высокой окружной скорости, равной 420 м/с.

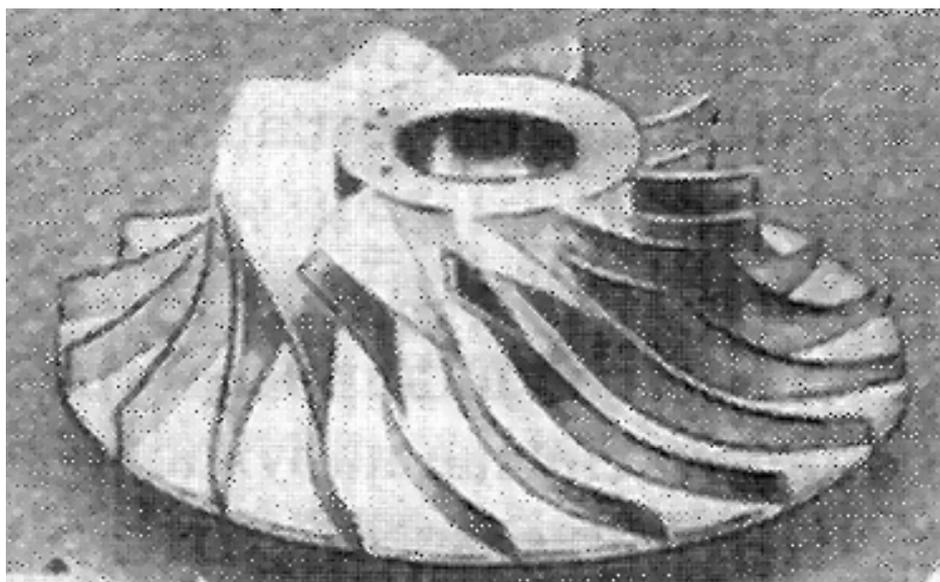


Рис. 7.1.9. Полуоткрытые рабочие колеса с углом выхода лопаток меньше 90°

Закрытые осерадиальные РК с пространственными лопатками. Нетрудно заметить, что в колесах предыдущего типа поток сначала меняет направление в ВрНА, затем поворачивает из осевого в радиальное направление, затем отклоняется в сторону, противоположную вращению. Современные колеса с пространственными лопатками осуществляют отклонение потока плавно на всем протяжении межлопаточного канала. Такие РК обычно делают с покрывающим диском. На рис. 7.1.10 показан внешний вид РК такого типа и схема его лопаточной решетки — покрывающий диск снят.

Показанное на рис. 7.1.10 рабочее колесо обточено по наружному диаметру после приварки покрывающего диска, поэтому выходные кромки лопаток — тупые.

В данном случае лопатка не разделяется на радиальную цилиндрическую и осевую профилированную части. Она имеет трехмерную форму всей поверхности. Аэродинамически это более сложный, но и наиболее совершенный подход. В менее ответственных случаях лопатки штампуют и приваривают к основному и покрывающему дискам. В большинстве случаев лопатки выфрезеровывают на основном диске на станках с ЧПУ. Широкие колеса сваривают изнутри, а более узкие через прорезы поверх лопатки.

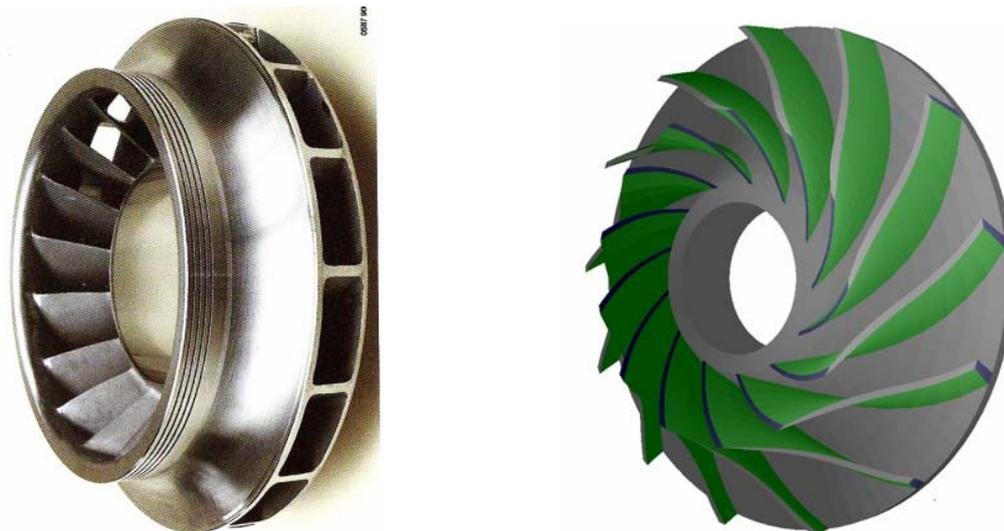


Рис.7.1.10. Внешний вид закрытого осерадиального рабочего колеса с пространственными лопатками и схема его лопаточной решетки (покрывающий диск снят)

Рациональная область применения осерадиальных пространственных РК — высокие коэффициенты расхода. Там их высокая стоимость оправдана.

Традиционные РК на расчетном режиме имеют диапазон коэффициентов расхода $\Phi_p = 0,01 \div 0,085$. Осерадиальные пространственные РК имеют $\Phi_p = 0,08 \div 0,15$. Окружная скорость может достигать $320 \div 360$ м/с.

РК типа «радиальная звезда» так же приспособлена для больших расходов $\Phi_p \leq 0,15$, но их также применяют при малых расходах в нагнетателях ДВС, где их коэффициент расхода может составлять всего $0,025$.

Связь угла лопаток на выходе из рабочего колеса с коэффициентом напора и реактивностью. В разделе «Ступень турбокомпрессора» вопрос был рассмотрен применительно к воображаемому РК с бесконечно большим количеством бесконечно тонких лопаток и при отсутствии закрутки на входе. Разумеется, при бесконечном числе лопаток потери трения были бы бесконечно велики, поэтому имелось в виду движение невязкого газа.

При $z = \infty$ из уравнения напорной характеристики $\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}$ следует, что при коэффициенте расхода $\varphi_{2\max} = \operatorname{tg} \beta_{л2}$ коэффициент напора равен нулю. Угол наклона напорной характеристики к радиальному

направлению при бесконечном числе лопаток равен углу выхода лопаток

$$\gamma_{\infty} = \beta_{л2} \text{ (рис. 7.1.11 а), так как } \operatorname{tg} \gamma_{\infty} = \frac{\varphi_{2\max} = \operatorname{tg} \beta_{л2}}{\psi_{T_{\infty 0}} = 1,0} = \operatorname{tg} \beta_{л2}.$$

В реальных рабочих колесах угол выхода потока меньше угла лопаток на величину угла отставания (причины отставания потока от направления лопаток, роль их конечного числа и вязкости рассмотрены в разделе 4):

$$\beta_2 = \beta_{л2} - \Delta\beta. \quad (7.1.1)$$

Как и при бесконечном количестве лопаток, зависимость коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода определяется тригонометрическими соотношениями в выходном треугольнике скоростей:

$$\psi_T = \frac{c_{u2}}{u_2} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (7.1.2)$$

Расчеты показывают, что у «идеальных» рабочих колес с конечным числом лопаток (невязкое обтекание с выполнением условия Жуковского — Чаплыгина) зависимость $\psi_{Tideal} = f(\varphi_2)$ остается линейной. На рис. 7.1.11 а, б, в, г показаны напорные характеристики четырех рабочих колес с разными углами выхода лопаток. Расчет квазитрехмерного невязкого потока выполнен по программе ЗДМ.023 кафедры КВХТ. Рабочие колеса имеют одинаковые размеры входа. Число лопаток и высота лопаток на выходе менялись в соответствии с принципами профилирования РК с разными $\beta_{л2}$. Форма средней линии лопаток — дуга окружности.

На рис. 7.1.11:

- сплошные линии $\psi_{Tideal} = f(\varphi_2)$;
- штриховые линии $\psi_{Tz=\infty} = f(\varphi_2)$;
- штрихпунктирные линии $\Delta\beta = \beta_{л2} - \beta_2 = f(\varphi_2)$.

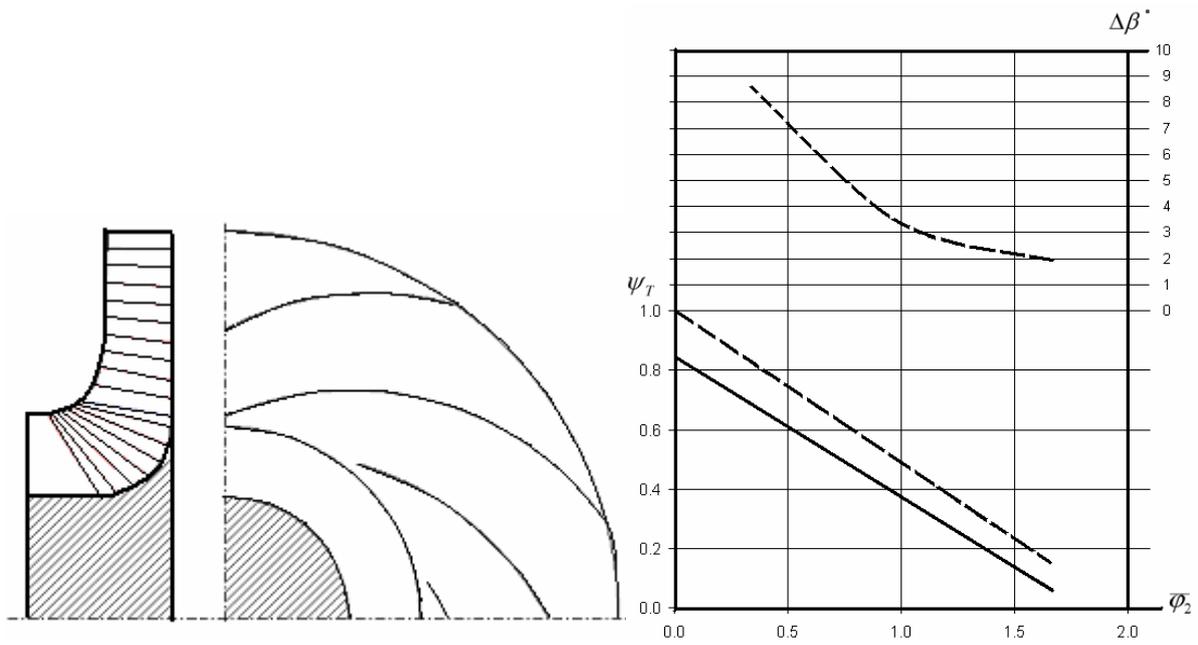


Рис. 7.1.11 а. Схема рабочего колеса с $\beta_{л2} = 20^\circ$ и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

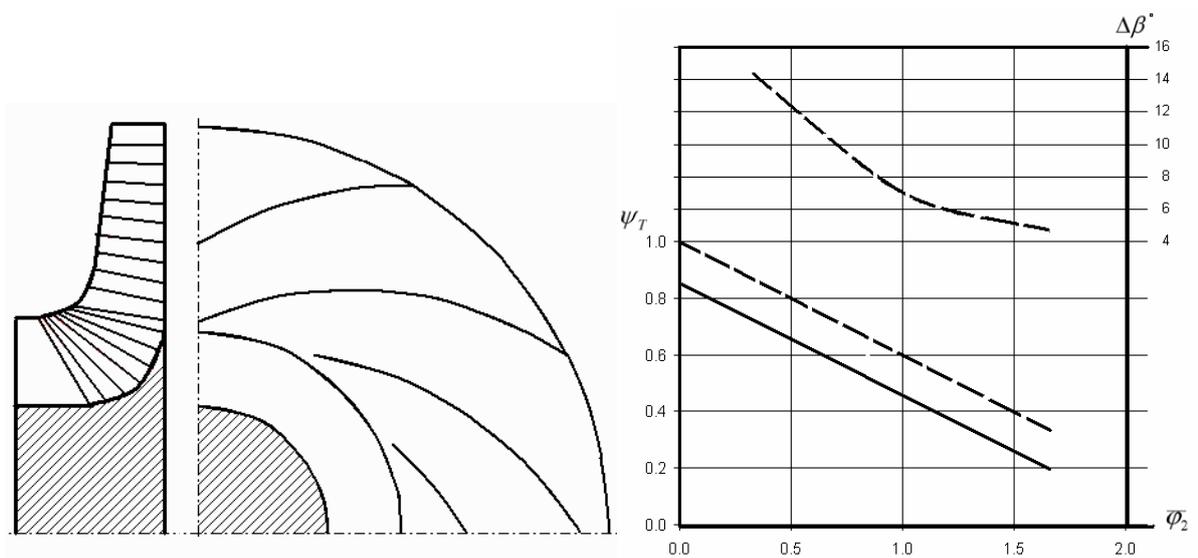


Рис. 7.1.11 б. Схема рабочего колеса с $\beta_{л2} = 30^\circ$ и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

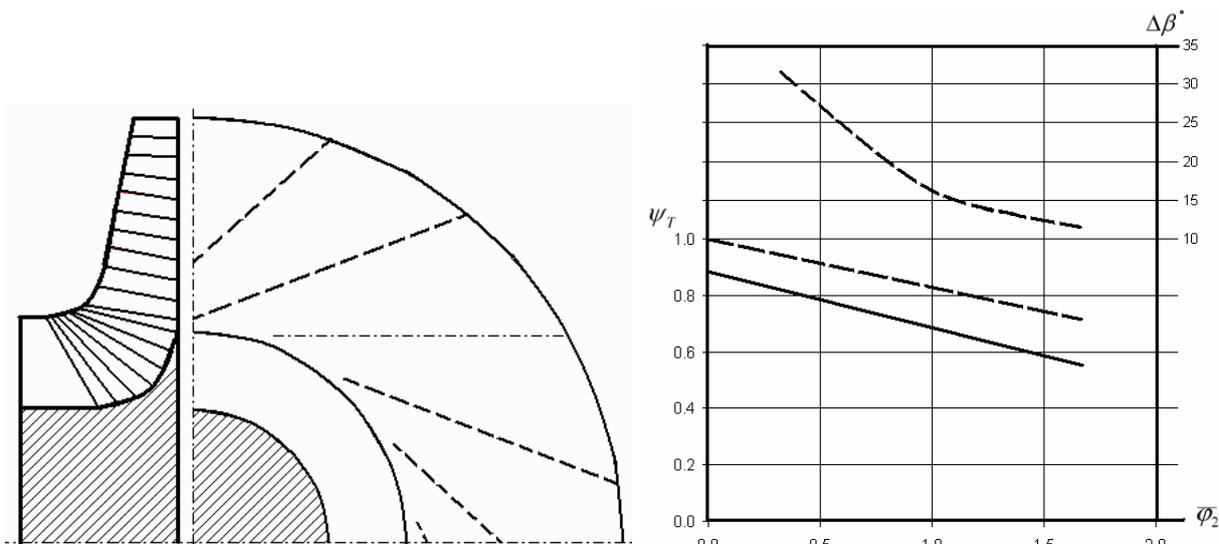


Рис. 7.1.11 в. Схема рабочего колеса с $\beta_{л2} = 60^\circ$ и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

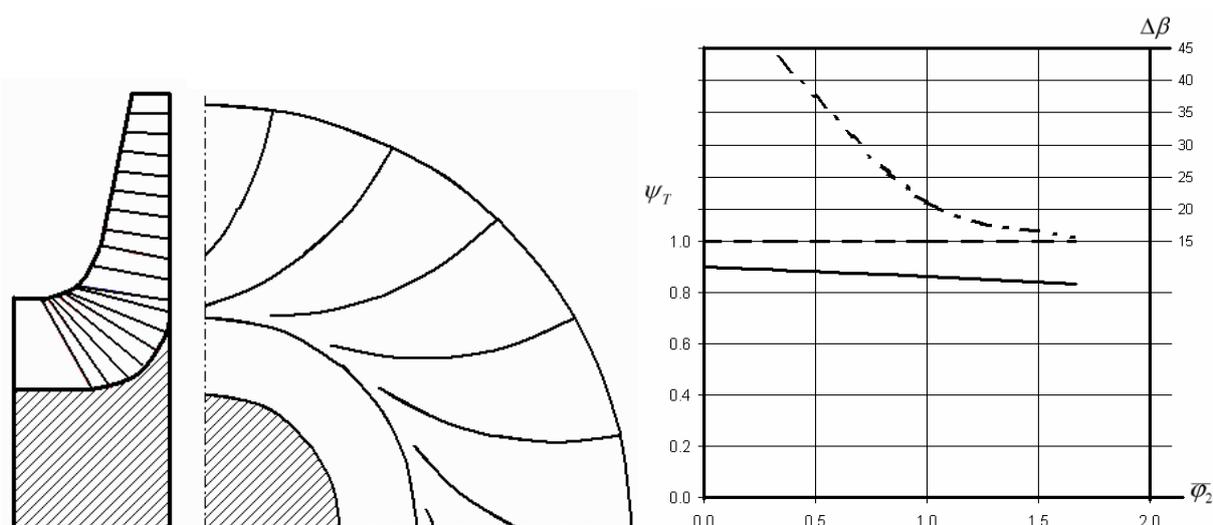


Рис. 7.1.11 г. Схема рабочего колеса с $\beta_{л2} = 90^\circ$ и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

Результаты расчетов показывают следующее:

- напорная характеристика $\psi_{T ideal} = f(\varphi_2)$ для РК в невязком потоке имеет линейный характер;
- характеристики проходят ниже напорных характеристик тех же РК при бесконечном числе лопаток, что является естественным следствием отставания потока на выходе из РК;

– наклон напорных характеристик по отношению к оси ординат (угол γ) не равен углу лопаток, как при $z = \infty$. В случае самого низконапорного из рассмотренных РК ($\beta_{л2} = 20^\circ$) характеристика проходит более полого, чем при бесконечном числе лопаток — $\gamma > \gamma_\infty$. При $\beta_{л2} = 30^\circ$ наклон характеристик практически одинаковый, с ростом угла выхода различие в наклоне характеристик возрастает;

– максимальное значение коэффициента теоретического напора при нулевом расходе ψ_{T0} меньше единицы ($\psi_{T0\infty} = 1,0$ при бесконечном числе лопаток). Для представленных РК эта величина увеличивается от $\psi_{T0} = 0,85$ до $0,90$ при увеличении выходного угла $\beta_{л2}$ от 20° до 90° ;

– линейность напорной характеристики $\psi_{Tideal} = f(\varphi_2)$ в данном случае не свидетельствует о постоянстве угла выхода потока из РК на разных режимах. На рис. 7.1.11 а—г показано, как меняется угол отставания $\Delta\beta = \beta_{л2} - \beta_2$ для разных РК;

– угол отставания во всех случаях увеличивается при уменьшении расхода.

Напомним, что продувки плоских решеток ОК показывают другую картину. Там угол отставания практически одинаков на всех режимах — до появления развитого срыва при больших положительных углах атаки. У центробежной ступени проявляется специфика круговых вращающихся решеток, в которых важную роль играет относительный вихрь.

В качестве примера на рис. 7.1.12 показаны треугольники скоростей при $\varphi_2 \geq \varphi_{2p}$ для двух РК согласно рис. 7.1.11 б и 7.1.11 г.

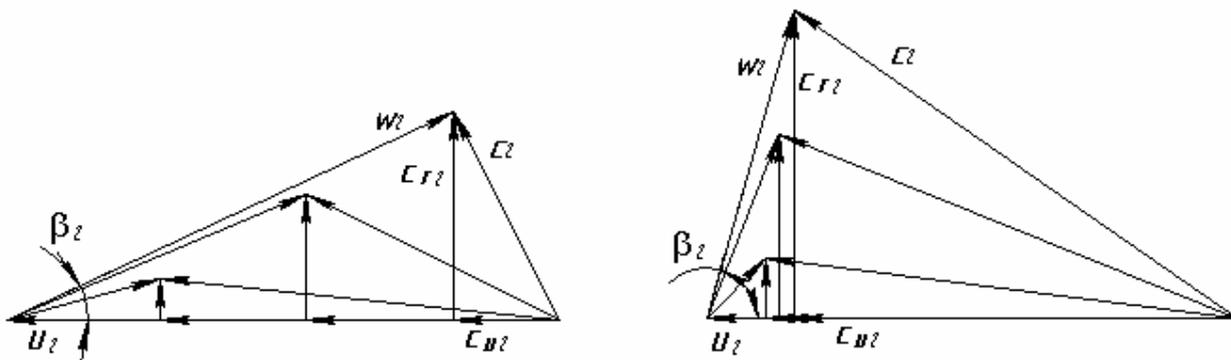


Рис. 7.1.12. Треугольники скоростей рабочего колеса с $\beta_{л2} = 30^\circ$ (вверху) и 90° (внизу) при трех коэффициентах расхода. Невязкое обтекание

Как известно, вязкость проявляется, в том числе, и в уменьшении теоретического напора — по сравнению с невязким обтеканием. Главными

обстоятельствами, влияющими на уменьшение напора, считается образование низкоэнергетической зоны — следа — на выходе из РК — рис. 7.1.13. Активная часть потока отодвигается в сторону, противоположную вращению, угол выхода потока уменьшается. Одновременно возрастает расходная составляющая скорости. При $\beta_2 < 90^\circ$ это дополнительно уменьшает теоретический напор ($c_{u2} = u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2$).

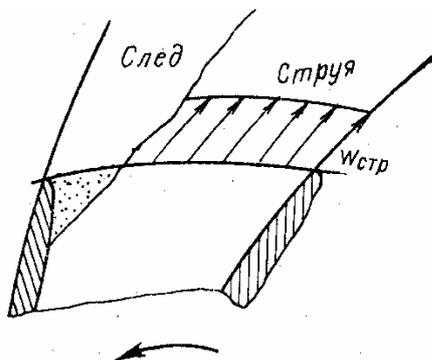


Рис. 7.1.13. Влияние следа на отклоняющую способность лопаточной решетки рабочего колеса. Скорость газа в следе условно принята равной нулю

В общем, и реальные напорные характеристики меняются по закону, близкому к линейному, хотя и идут ниже напорных характеристик этих РК при невязком обтекании.

На напор реальных РК влияет ряд факторов — форма средней линии лопаток в радиальной плоскости, форма выходных кромок (тупые, заостренные), даже тип диффузора — лопаточный, безлопаточный. Эти факторы играют заметную, но в целом вторичную роль. Общая закономерность заключается в том, что аэродинамически более совершенные РК имеют характеристики $\psi_T = f(\varphi_2)$ более близкие к рассчитанным при невязком обтекании. Тут следует отметить роль выходного угла лопаток с учетом его влияния на коэффициент теоретического напора. Очевидно, чем больше $\beta_{л2}$ и сопутствующее ему более высокое значение $\psi_{T\text{расч}}$, тем вероятнее возникновение низкоэнергетической зоны — следа на задней поверхности лопаток. Понятно, что при небольшом отклонении потока лопатками в РК на рис. 7.1.11 а, б возникновение следа менее вероятно, чем в РК с $\beta_{л2} = 90^\circ$ — рис. 7.1.11 г.

На рис. 7.1.14 в качестве примера показаны напорные характеристики некоторых модельных ступеней кафедры КВХТ.

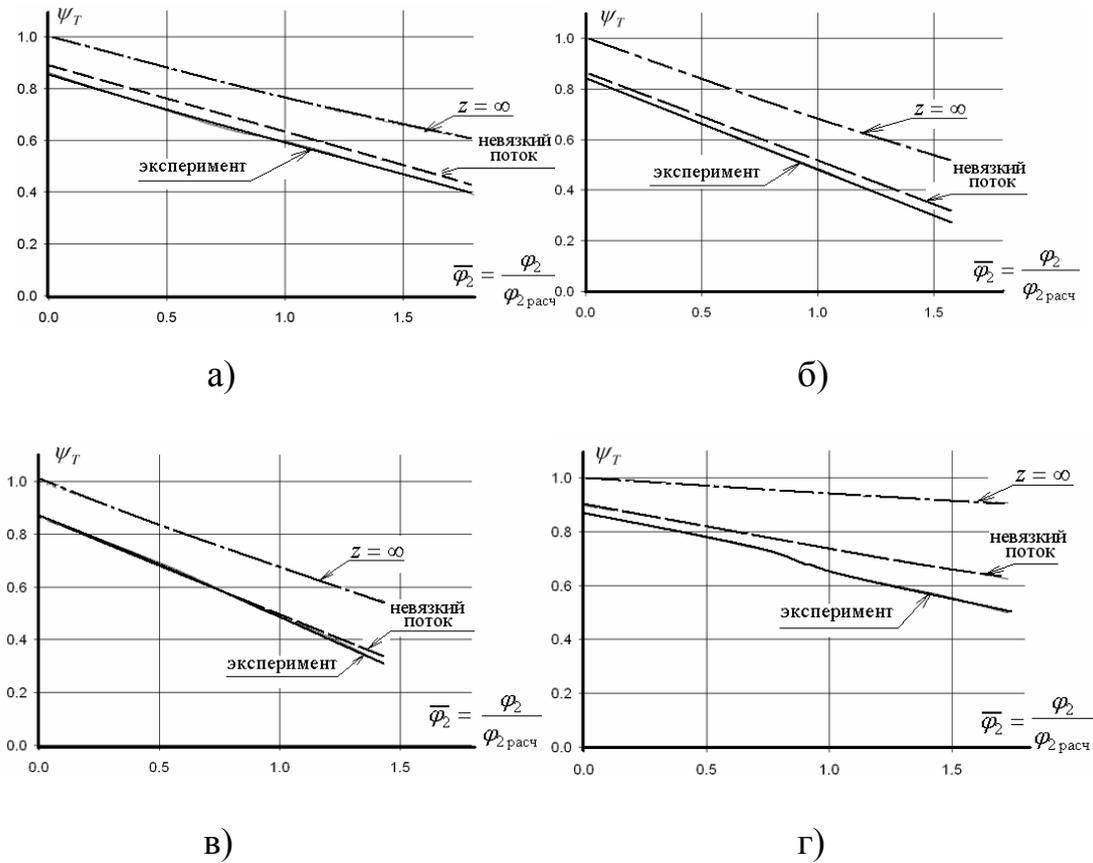


Рис.7.1.14. Напорная характеристика рабочего колеса: (а) — $\psi_{T\text{расч}} = 0,55$, $\Phi_{\text{расч}} = 0,028$; (б) — $\psi_{T\text{расч}} = 0,50$, $\Phi_{\text{расч}} = 0,048$; (в) — $\psi_{T\text{расч}} = 0,48$, $\Phi_{\text{расч}} = 0,064$; (г) — $\psi_{T\text{расч}} = 0,70$, $\Phi_{\text{расч}} = 0,070$

Как и в случае невязкого обтекания, с ростом $\psi_{T\text{расч}}$ увеличивается крутизна действительной напорной характеристики по отношению к характеристике с бесконечным числом лопаток.

Схожесть действительных напорных характеристик с характеристиками при бесконечном числе лопаток позволяет подтвердить общий вывод, сделанный на основании анализа последних в разделе «Ступень турбокомпрессора»:

– при прочих равных условиях большим выходным углам лопаток соответствуют большие коэффициенты теоретического напора, в том числе на расчетном режиме ($\psi_{T\text{расч}}$);

– чем меньше коэффициент теоретического напора $\Psi_{T_{расч}}$, тем круче проходит напорная характеристика. Угол наклона характеристики к оси ординат:

$$\gamma = \arctg \frac{\Phi_{2расч}}{\Psi_{T0} - \Psi_{Tрасч}}; \quad (7.1.3)$$

– соотношение между степенью реактивности и коэффициентом теоретического напора такое же, как и при бесконечном числе лопаток. При условии равенства расходных скоростей на входе и выходе РК:

$$\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_T} = 1 - 0,5\Psi_T \quad (7.1.4)$$

Чем выше коэффициент теоретического напора на расчетном режиме (больше выходной угол лопаток), тем меньше степень реактивности.

Влияние расчетного коэффициента напора (выходного угла лопаток) на КПД ступени. Применив принцип суммирования потерь напора в элементах ступени, и заменив напоры через соответствующие безразмерные коэффициенты, получим следующее соотношение для потери КПД в рабочем колесе и в неподвижных элементах ступени:

$$h_{wст} = h_{wPK} + h_{wНЭ}, \quad \eta_w = \frac{h_T - h_{wPK} - h_{wНЭ}}{h_T} = 1 - \Delta\eta_{PK} - \Delta\eta_{НЭ}.$$

Где

$$\Delta\eta_{PK} = 0,5 \frac{\zeta_{PK}}{\Psi_T} \left(\frac{w_1}{u_2} \right)^2, \quad \Delta\eta_{НЭ} = 0,5 \frac{\zeta_{НЭ}}{\Psi_T} \left(\frac{c_2}{u_2} \right)^2. \quad (7.1.5)$$

При формальном рассмотрении формулы для потери КПД в рабочем колесе следует вывод о положительном влиянии больших значений $\Psi_{T_{расч}}$ на эффективность. К сожалению, сильное отклонение потока лопатками в РК с высокими значениями коэффициента напора, и значительное замедление потока ведут к развитию следа с ростом вихревых потерь. На рис. 7.1.15 сопоставлены диаграммы поверхностных скоростей низконапорного и высоконапорного РК (РК по рис. 7.1.11 б и 7.1.11 г. В результате неизбежности значительного среднего замедления

$\dot{w} = \frac{w_2}{w_1}$ и особо опасного снижения скорости вдоль задней поверхности

лопаток $\dot{w}_3 = \frac{w_2}{w_{\max}}$ у высоконапорных РК коэффициенты потерь значительно больше, а КПД — ниже.

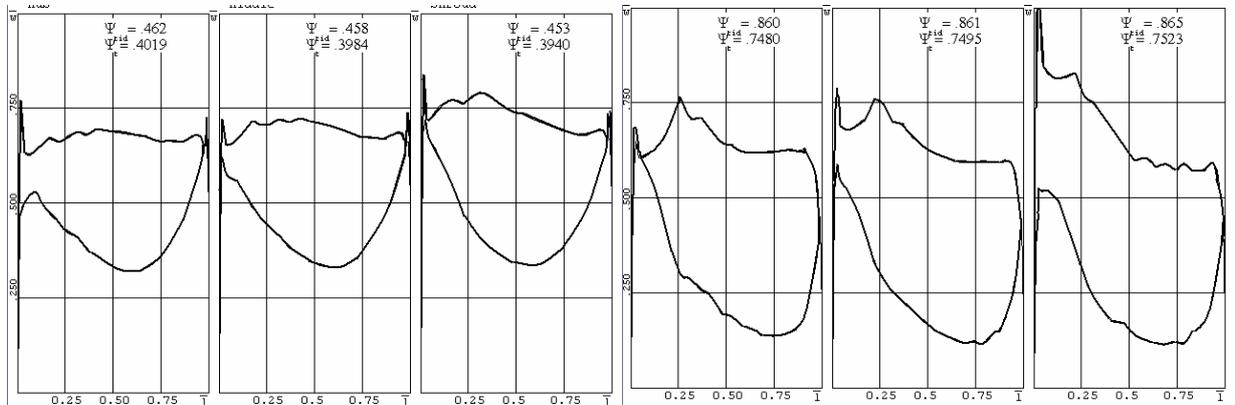


Рис. 7.1.15. Сопоставление диаграмм поверхностных скоростей на трех поверхностях тока рабочих колес с $\beta_{12} = 30^\circ$ и 90° (схемы проточной части на рис. 7.1.11 б и рис. 7.1.11 г)

С учетом того, что квадрат безразмерной скорости на выходе из РК — входе в НЭ равен $\bar{c}^2 = \left(\frac{c_u^2 + c_r^2}{u_2^2} \right) = \Psi_T^2 + \Phi_2^2$, а связь между компонентами скорости можно установить через угол потока $\Phi_2 = \Psi_T \operatorname{tg} \alpha_2$ на выходе из РК, потеря КПД в неподвижных элементах предстанет в виде^{*}:

$$\Delta \eta_{\text{НЭ}} = 0,5 \zeta_{\text{НЭ}} \Psi_T (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2). \quad (7.1.6)$$

Потеря КПД в неподвижных элементах ступени больше при большем коэффициенте теоретического напора.

Таким образом, при прочих равных условиях (одинаковые критерии подобия, одинаковые конструктивные ограничения, равное совершенство приемов проектирования) наибольший КПД может быть получен в ступенях с низконапорными РК.

* Ради наглядности анализа в этом разделе рассматриваются только потери напора в собственно проточной части, характеризуемые гидравлическим КПД. Так называемые внешние, они же щелевые потери, рассмотрены ниже. Они практически не влияют на результаты анализа.

В промышленных ЦК чаще применяют низконапорные и средненапорные РК с $\psi_{Трасч} = 0,42 \div 0,60$. У транспортных ЦК популярны РК типа «радиальная звезда» с углом выхода лопаток 90° . В зависимости от конкретной формы проточной части у таких РК $\psi_{Трасч} = 0,82 \div 0,92$ (меньшие значения у маленьких рабочих колес с малым числом лопаток). Осерадиальные РК с $\beta_{л2} < 90^\circ$ имеют, соответственно, меньший коэффициент напора.

На рис. 7.1.16 показана типичная зависимость достижимого максимального КПД от расчетного коэффициента напора по опыту проектирования.

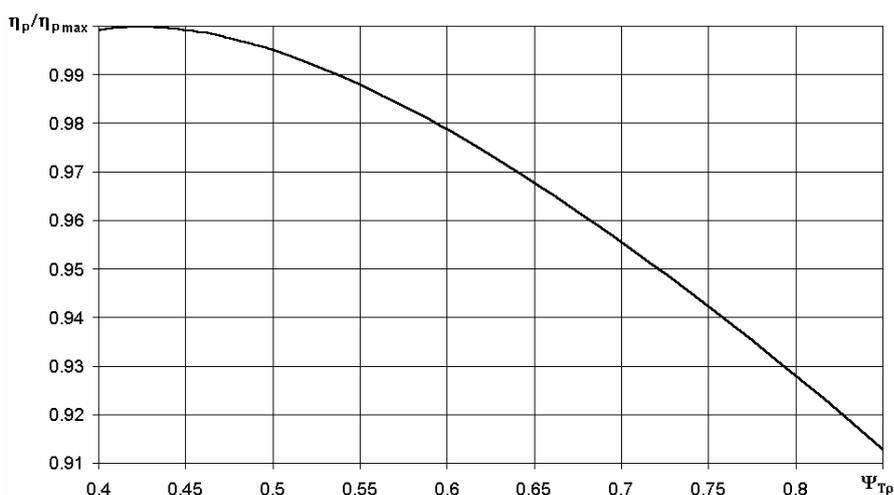


Рис. 7.1.16. Зависимость $\eta_{расч} / \eta_{расч max} = f(\psi_{Трасч})$ в соответствии с опытом проектирования модельных ступеней и с расчетами Методом универсального моделирования — рабочие колеса традиционного типа

Влияние расчетного коэффициента напора (выходного угла лопаток) на форму характеристики полезного напора. Итак, напорные характеристики реальных ступеней $\psi_T = f(\varphi_2)$ практически линейны и направлены в точку $\psi_{T0} \approx 0,85 \div 0,90$ (при нулевом расходе). Крутизна напорных характеристик тем больше, чем меньше коэффициент теоретического напора на расчетном режиме. Приблизительно соответствует действительности изменение коэффициента теоретического напора от расхода, показанное на рис. 7.1.17.

Известно, что на расчетном расходе имеет место наиболее благоприятное обтекание лопаток колес и неподвижных элементов, так как поток поступает в межлопаточные каналы в направлении входных кромок лопаток. При расходе меньше расчетного поток направлен под меньшим

углом и вынужден резко поворачивать при взаимодействии с входными кромками лопаток, что приводит к появлению так называемых ударных потерь. То же происходит и при расходе больше расчетного. При $\Phi > \Phi_{\text{расч}}$ снижение КПД происходит так же из-за роста скоростей и снижения коэффициента теоретического напора.

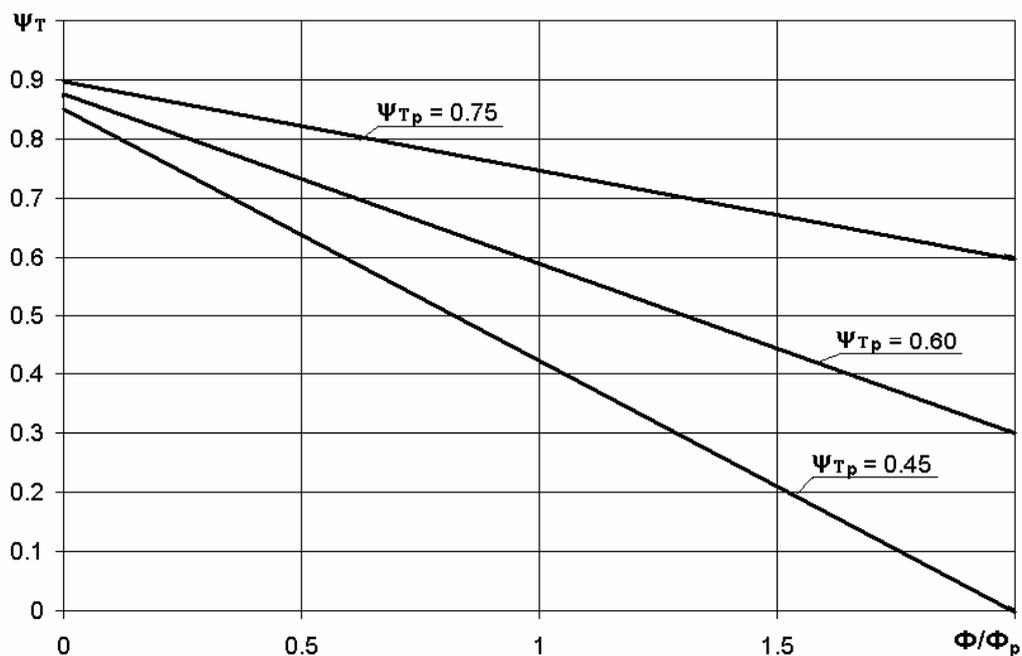


Рис. 7.1.17. Примерная зависимость $\psi_T = f(\Phi/\Phi_p)$ при разных ψ_{Tr} по данным расчетов и экспериментов

Устойчивую работу ступени ограничивает расход, при котором развивается максимальное отношение давлений. Отношение давлений связано с подводимой к газу механической работой (безразмерные характеристики — коэффициент напора ψ_T и условное число Маха M_u), и с эффективностью ее преобразования — КПД. Напомним соответствующие соотношения:

Механическая работа, необходимая для создания заданного отношения давлений и перемещения газа в область повышенного давления:

$$h_T = \frac{h_p}{\eta} = \frac{k}{k-1} RT_H \left(\pi^{\frac{k}{k-1}\eta} - 1 \right).$$

Откуда:

$$\pi = \left(1 + (k - 1)\psi_T M_u^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (7.1.7)$$

Если рассматривать протекание характеристики $\pi = f(\varphi_2)$ от предельно большого расхода в направлении расчетного режима с максимальным КПД, то будет виден быстрый рост отношения давлений, так как эффект от роста коэффициента напора усиливается ростом КПД. При расходе меньше расчетного рост отношения давлений замедляется, так как эффект от роста коэффициента напора ослабляется снижением КПД. Понятно, что чем круче напорная характеристика, тем дальше от расчетной точки будет достигнута граница помпажа.

Сказанное иллюстрируют расчетные характеристики трех ступеней, отличающихся только расчетным коэффициентом напора РК, а именно $\psi_{T\text{расч}} = 0,45, 0,65$ и $0,82$ — рис. 7.1.18 а, б, в (расчет по программе «ОРТИМ» Методом универсального моделирования). Отношение $\Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{расч}}$ — «запас по помпажу» характеризует способность ЦБН работать при расходах, меньше расчетного. Чем меньше значение $\Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{расч}}$, тем эффективнее эксплуатация ЦБН на нерасчетных режимах с расходом меньше расчетного. Для сопоставляемых на рис. 7.1.18 а, б, в ступеней примем $\Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{расч}} = \Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{опт}}$.

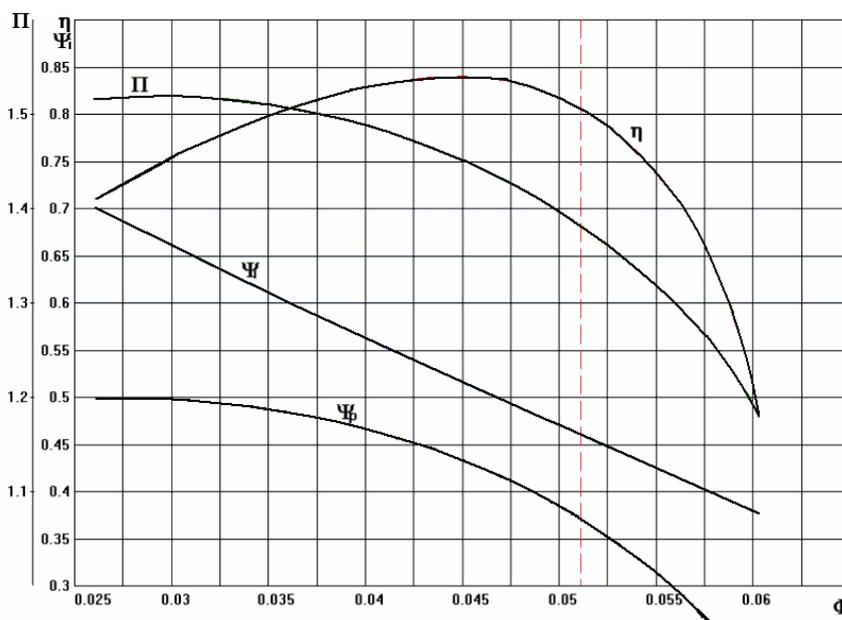


Рис. 7.1.18 а. Ожидаемые характеристики центробежной ступени РК + ЛД + ОНА на стадии проектирования, $M_u = 0,80$. Низконапорное рабочее колесо с $\psi_T = 0,45$

Из-за более крутой напорной характеристики у низконапорного РК с $\psi_{\text{Т расч}} = 0,45$ «запас по помпажу» равен примерно 0,65, против примерно 0,80 у средненапорной ступени. В первом случае ступень может работать при расходе на 35% меньше оптимального, а во втором случае только на 20%.

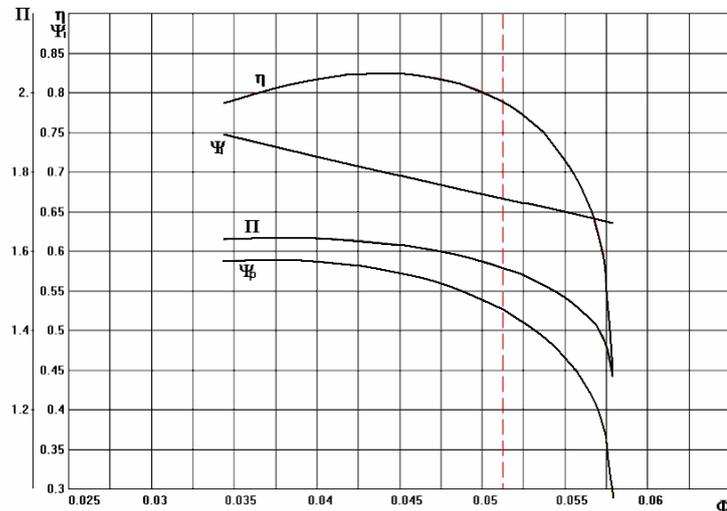


Рис. 7.1.18 б. Ожидаемые характеристики центробежной ступени РК + ЛД + ОНА на стадии проектирования, $M_u = 0,80$. Средненапорное рабочее колесо с $\psi_{\text{Т расч}} = 0,65$

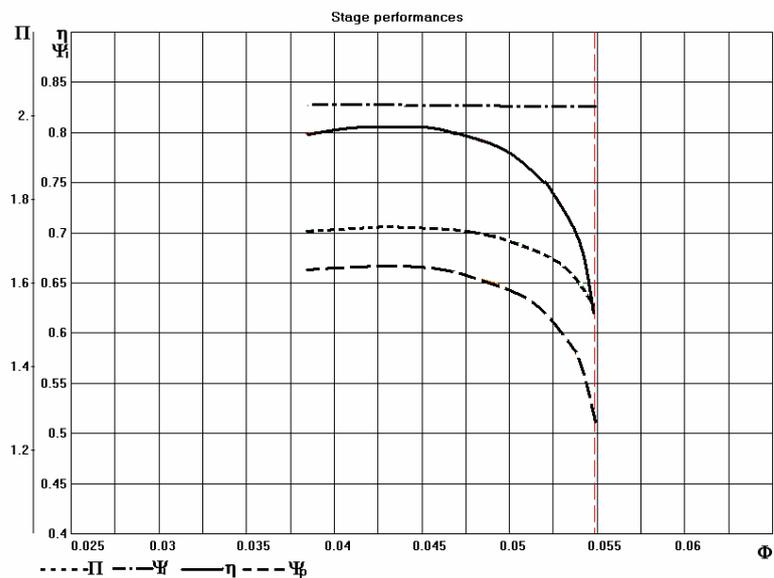


Рис. 7.1.18 в. Ожидаемые характеристики центробежной ступени РК + ЛД + ОНА на стадии проектирования, $M_u = 0,80$. Высокнапорное рабочее колесо с $\psi_{\text{Т}} = 0,82$

Что касается высоконапорного РК, то у него практически горизонтальная напорная характеристика. При этом отношение давлений начинает снижаться сразу же после оптимальной производительности. То есть, в данном случае граница помпажа совпадает с оптимальным расходом. При использовании высоконапорных ступеней расчетную точку при проектировании компрессора приходится выбирать при расходе больше оптимального. Например, если для ступени на рис. 7.1.18, в выбрать расчетный режим при $\Phi_{\text{расч}} = 0,0485$, то получим запас по помпажу примерно 0,89 и снижение КПД в расчетной точке примерно на 2% по сравнению с (и без того пониженным) максимальным КПД.

Безусловно, при прочих равных условиях ступени с высоконапорными РК развивают более высокое отношение давлений. Рассмотренные ступени при $M_u = 0,80$ в расчетной точке развивают отношение давлений примерно 1,45, 1,61 и 1,7, соответственно.

Как будет показано ниже, применение безлопаточных диффузоров способствует расширению устойчивой зоны работы. Низконапорные модельные ступени кафедры КВХТ СПбГПУ при малых $M_u \approx 0,55 \div 0,60$ имеют запас по помпажу $0,40 \div 0,45$, т.е. могут устойчиво работать при производительности на 60% меньше расчетной.

Приближенная количественная оценка влияния расчетного коэффициента напора $\psi_{\text{T расч}}$ на запас по помпажу и на соотношение между коэффициентом политропного напора ψ_p на границе помпажа и в расчетной точке представлена в виде графиков на рис. 7.1.19.

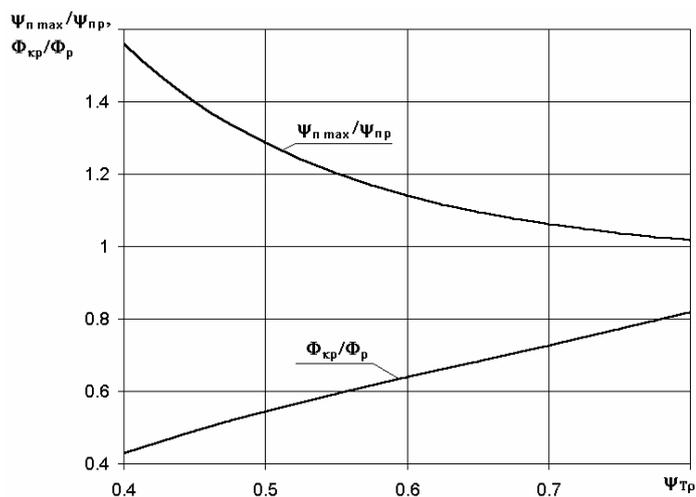


Рис. 7.1.19. Зависимость запаса по помпажу $\Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{р}}$ и отношения максимального коэффициента политропного напора к расчетному $\psi_{\text{п max}} / \psi_{\text{п расч}}$ в зависимости от коэффициента напора рабочего колеса $\psi_{\text{T расч}}$

На конкретные результаты влияет так же уровень чисел Маха в проточной части, тип диффузора (ЛД или БЛД) и ряд особенностей профилирования. Так что данные на рис. 7.1.19 следует рассматривать только как демонстрацию тенденции.

Итак, чем более крутая напорная характеристика, тем шире зона работы влево от расчетной точки. Это важно для промышленных компрессоров. Для транспортных машин большое значение имеет возможность обеспечить производительность больше расчетной при приемлемом отношении давлений. При горизонтальной напорной характеристике максимальный расход «идеального» компрессора не ограничен. В принципе такая напорная характеристика может быть предпочтительнее. У реальной ступени нужно так спроектировать проточную часть, чтобы минимизировать потери при больших расходах (отрицательных углах атаки). Например, при умеренных числах Маха в этом отношении предпочтительнее безлопаточные диффузоры.

7.2. ВНЕШНИЕ (ЩЕЛЕВЫЕ) ПОТЕРИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ

Потери дискового трения. Закрытое центробежное рабочее колесо расположено в пространстве, ограниченном стенками корпуса — рис. 7.2.1.

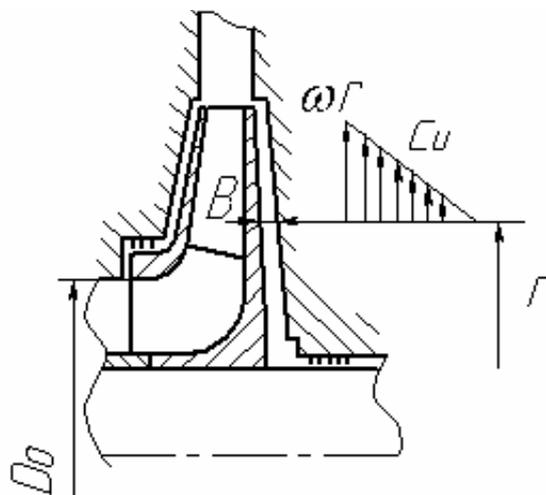


Рис. 7.2.1. Изменение окружной составляющей скорости в зазоре между диском рабочего колеса и стенкой диафрагмы

Газовые частицы, находящиеся на поверхности корпуса неподвижны, а частицы, расположенные на диске РК вращаются со скоростью $u = \omega r$. Считается, что при небольшой величине зазора окружная составляющая скорости частиц в зазоре меняется практически линейно по ширине зазора. Касательное напряжение на поверхности диска равно

$\tau = \mu \frac{\partial c_u}{\partial b} \approx \mu \frac{u}{B} = \mu \frac{\omega}{B/r}$. Возникающая на поверхности диска сила трения создает момент трения, препятствующий вращению диска. Для ее преодоления необходима дополнительная мощность двигателя:

$$N_{\text{тд}} = \omega M_{\text{тд}}, \quad M_{\text{тд}} = \int_{r_1}^{r_2} \tau \times 2\pi r \partial r \times r. \quad (7.2.1)$$

Передаваемая газу мощность трения основного и покрывающего дисков преобразуется в тепло. Это потерянная мощность. Если пренебречь наличием радиального течения в зазорах из-за протечек в лабиринтных уплотнениях вала и покрывающего диска, то для расчета мощности трения можно воспользоваться экспериментальными данными Цумбуша, которые цитируются в [17]. Им измерялся момент трения диска, вращающегося в закрытом корпусе — рис. 7.2.2. Момент можно измерить с помощью торсиометра, расположенного между двигателем и валом диска. Другой способ — сделать корпус качающимся на подшипниках, как показано на рис. 7.2.2.

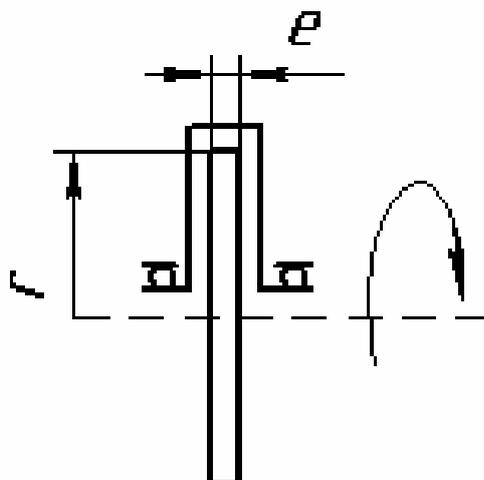


Рис. 7.2.2. Схема установки для измерения момента трения диска

По принципу равенства действия — противодействия момент на корпусе равен моменту трения диска, и может быть измерен уравниванием качающегося корпуса.

Экспериментальные данные обобщены с помощью безразмерного коэффициента трения, зависимости которого от определяющих параметров представлены на рис. 7.2.3.

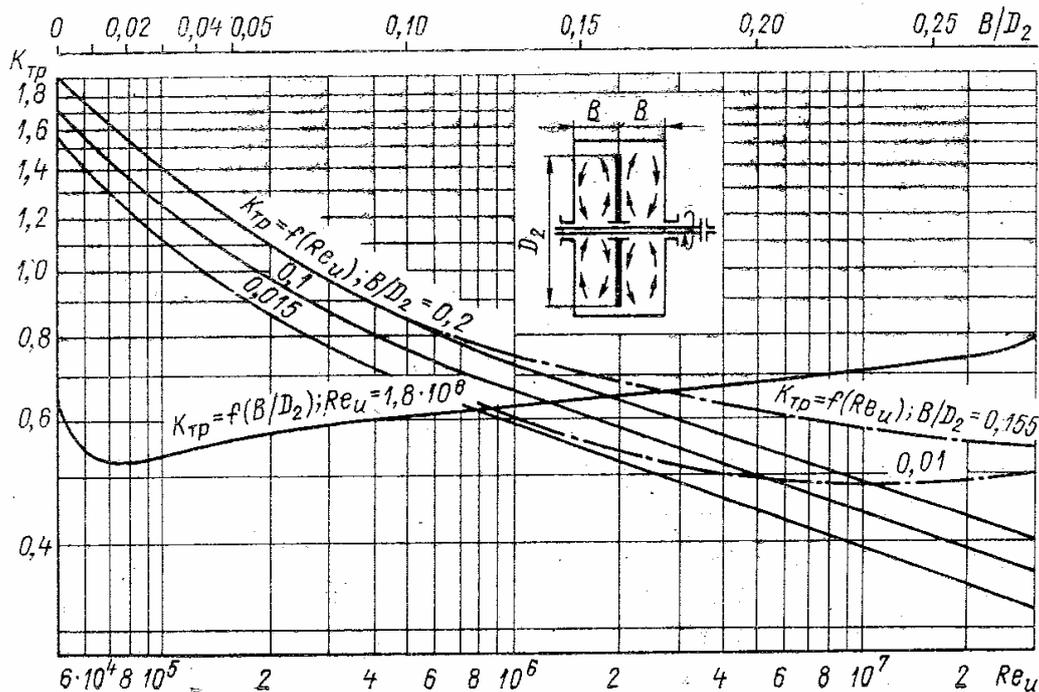


Рис. 7.2.3. Зависимость коэффициента трения диска от критерия Рейнольдса, шероховатости и зазора между диском и корпусом: сплошные линии — гладкие; штрихпунктирные — шероховатые диски [17]

При выводе расчетной формулы касательное напряжение определяется следующим образом:

$$\tau = \lambda_1 \rho \frac{u^2}{2}. \quad (7.2.2)$$

Введение безразмерного эмпирического коэффициента λ_1 , который предполагается одинаковым по всей поверхности диска, позволяет отказаться от расчета вязкого течения в зазоре (подстрочный индекс «1» введен для различия с коэффициентом трения в трубах — экспериментальные данные Никурадзе и Муди).

С учетом соотношения (7.2.2) мощность и моменты трения на радиальной поверхности и цилиндрическом торце диска равны:

$$\begin{aligned} N_{\text{тд}} = \omega M_{\text{тд}} &= \int_{r_0}^{r_2} \lambda_1 \rho \frac{\omega^3 r^2}{2} 2\pi r dr \cdot r + \lambda_1 \rho \frac{\omega^3 r_2^2}{2} 2\pi r_2 e r_2 = \\ &= \pi \lambda_1 \rho_2 \omega^3 \left(\frac{1}{5} (r_2^5 - r_0^5) + r_2^4 \bar{e} \right) = \frac{\pi}{20} \lambda_1 \rho_2 u_2^3 D_2^2 (1 - \bar{D}_0^5 + 10 \bar{e}) \end{aligned}, \quad (7.2.3)$$

где e — ширина кольцевого участка на периферии диска; D_0 — диаметр входа в РК.

В соответствии с полученной формулой мощность трения дисков пропорциональна третьей степени окружной скорости и квадрату наружного диаметра диска. Понятно, что мощность дискового трения прибавляется к мощности N_T , передаваемой газу лопатками РК.

При использовании формулы (7.2.3) в расчетах ступени принято использовать безразмерный коэффициент дискового трения:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тд}}}{N_T}. \quad (7.2.4)$$

Обычная величина относительного диаметра входа в РК лежит в пределах $\bar{D}_0 \approx 0,55 \div 0,65$. Это значение в пятой степени оказывает небольшое влияние на результат расчетов, поэтому в [20] рекомендуется опускать этот параметр в формуле (7.2.3). Там же потери трения на цилиндрических поверхностях оцениваются в 10% от потерь на радиальных поверхностях. С учетом этого мощность трения обоих дисков РК:

$$N_{\text{тд}} = 0,11\pi\lambda_1\rho_2u_2^3D_2^2. \quad (7.2.5)$$

Мощность, передаваемая газу лопатками РК:

$$N_T = h_1\bar{m} = \psi_T u_2^2 \varphi_2 u_2 \pi D_2 b_2 \rho_2. \quad (7.2.6)$$

Коэффициент дискового трения в соответствии с этими формулами:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,11\pi\lambda_1\rho_2u_2^3D_2^2}{\psi_T u_2^2 \varphi_2 u_2 \pi D_2 b_2 \rho_2} = \frac{0,11\lambda_1}{\psi_T \varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}. \quad (7.2.7)$$

Вернемся к рассмотрению экспериментальных данных Цумбуша (приведены выше на рис. 7.2.3). На этих графиках коэффициент трения представлен в виде $k_{\text{тр}} = \pi\lambda_1 \cdot 10^2$. Тогда предыдущая формула предстанет в виде:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,11k_{\text{тр}}}{100\pi\psi_{\text{T}}\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}. \quad (7.2.8 \text{ а})$$

Согласно рис. 7.2.3 на величину коэффициента трения влияют относительная величина осевого зазора B/D_2 , значение критерия Рейнольдса Re_u и шероховатость поверхностей. Формально по соотношению $\tau \approx \mu' \frac{\omega}{B/r}$ расширение зазора уменьшает потери, снижая градиент $\frac{\partial c_u}{\partial B}$. Однако в широком зазоре газ теряет устойчивость в радиальном направлении. Радиальная циркуляция газа под действием центробежной силы закрученного потока увеличивает потери трения дисков. Оптимальной относительной шириной считается $B/D_2 \approx 0,015 \div 0,020$. Такой зазор обычно является достаточным и для того, чтобы при неисправности подшипников («осевой сдвиг») диски РК не коснулись корпуса.

Зависимость $k_{\text{тр}} = f(Re_u)$ при оптимальном B/D_2 — это нижняя кривая на рис. 7.2.3. Для крупных промышленных ЦК характерны $Re_u \geq 5 \cdot 10^6$. При таких числах Рейнольдса и принятой технологии изготовления поверхности дисков РК следует считать шероховатыми, что соответствует $k_{\text{тр}} = 0,49$. Для таких типичных условий формула (7.2.8 а) предстанет в виде [17]:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,172}{1000\psi_{\text{T}}\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}. \quad (7.2.8 \text{ б})$$

В этой формуле безразмерный расход ступени представляет произведение $\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}$ (коэффициент расхода $\varphi_2 = \frac{\bar{m}}{\rho_2 \pi b_2 D_2 u_2}$ — без учета стеснения потока лопатками).

В методике анализа и проектирования кафедры КВХТ считается более предпочтительным использование условного коэффициента расхода Φ , который связан с этим произведением уравнением неразрывности

$\bar{m} = \Phi u_2 \frac{\pi}{4} D_2^2 \rho_0^* = \varphi_2 u_2 \pi D_2^2 b_2 \rho_2$, откуда $\Phi = 4\varepsilon_2 \varphi_2 \frac{b_2}{D_2}$, где $\varepsilon_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0^*}$ — коэффициент сжимаемости.

С учетом этого формула (7.2.8 б) предстанет в виде:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,688\varepsilon_2}{1000\psi_T\Phi}. \quad (7.2.8 \text{ в})$$

Действительный процесс течения в зазорах отличается от рассмотренной упрощенной схемы. На рис. 7.2.4 а, б (расчет по программе CFX, кафедры КВХТ) показано распределение окружной и радиальной составляющих скоростей $c_u = f(b, r)$, $c_r = f(b, r)$ в зазоре «покрывающий диск — корпус» для одной из модельных ступеней кафедры КВХТ по данным расчета вязкого пространственного потока (программа CFX). Ширина зазора соответствует рекомендуемому значению $b/D_2 \approx 0,01$.

Даже при небольшой ширине зазора зависимость $c_u = f(b, r)$ далека от линейной. Это отличие от упрощенного предположения, сделанного выше, связано с наличием радиального течения, в том числе из-за протечек газа в лабиринтных уплотнениях вала и покрывающего диска. Последнее обстоятельство не учитывалось в опытах с диском, вращающимся в закрытом корпусе.

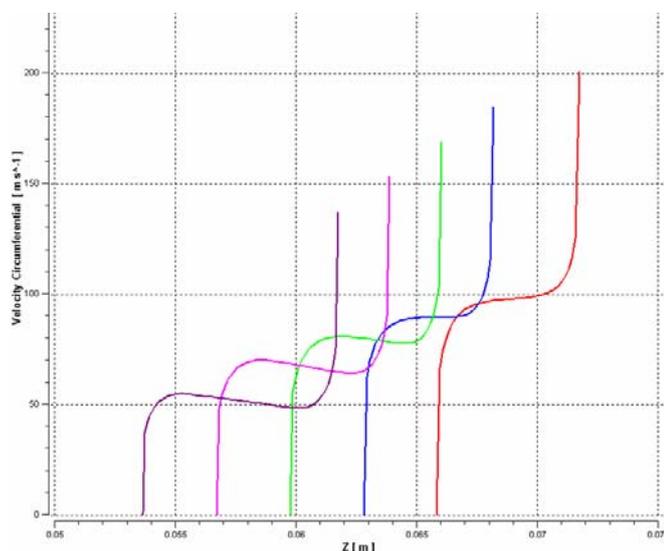


Рис. 7.2.4 а. Распределение окружной составляющей скорости по ширине зазора «покрывающий диск — корпус» на разных радиусах (графики, соответствующие большим радиусам, расположены правее).
Относительный зазор $b/D_2 \approx 0,01$

Поток в зазоре можно разделить на ядро с практически постоянной величиной $c_u = f(b) \approx \text{const}$ и на пограничные слои с большими градиентами скорости у поверхностей покрывающего диска и корпуса. Графики зависимости $c_r = f(b, r)$ показывают, что вблизи поверхности порывающего диска поток направлен от центра к периферии, что связано воздействием центробежного ускорения, уравновешенного градиентом давления $\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}$. У поверхности корпуса поток движется к центру от периферии, $c_r < 0$. Площадь эпюры скоростей с отрицательной скоростью больше, чем с положительной. Это показывает, что на циркуляционное течение из-за отсутствия радиального равновесия накладывается поток протечек в лабиринтном уплотнении. Линии тока радиального течения в зазоре «покрывающий диск — корпус» по данным расчета вязкого потока показаны на рис. 7.2.5. Для наглядности приведены данные по зазору вдвое более широкому, чем рекомендуемый.

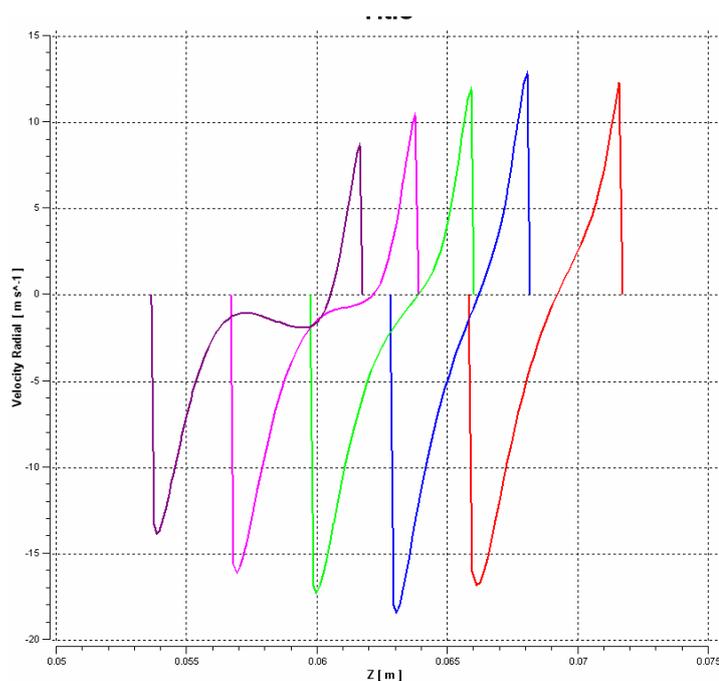


Рис. 7.2.4 б. Распределение радиальной составляющей скорости по ширине зазора «покрывающий диск — корпус» на разных радиусах (графики, соответствующие большим радиусам, расположены правее).
Относительный зазор $b/D_2 \approx 0,01$

Влияние радиального потока на потери трения дисков заключается в следующем. Газ, поступающий в зазор у основного диска после ОНА не имеет закрутки, но приобретает ее, выходя из зазора в безлопаточный

диффузор. Схематизируя процесс можно сказать, что к мощности трения по формуле (7.2.6) добавляется теоретическая мощность, сообщаемая протекающему газу:

$$N_{\text{Тод}} = \bar{m}_{\text{прот}} c_{u2\text{од}} u_2, \quad (7.2.9)$$

где $c_{u2\text{од}}$ — закрутка, приобретаемая протекающим газом в зазоре.

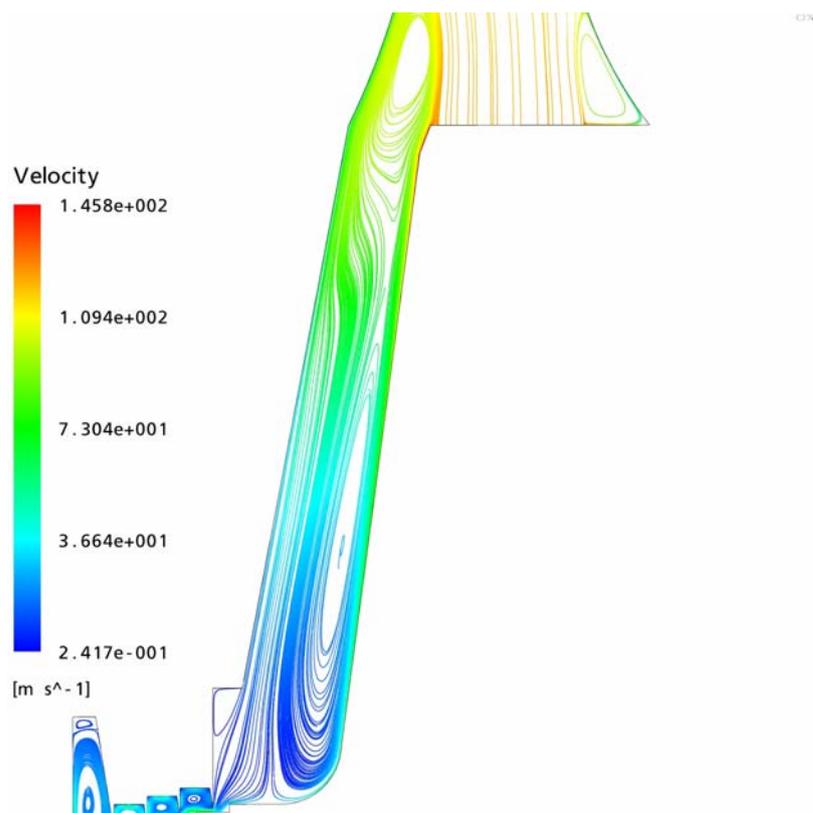


Рис. 7.2.5. Картина радиальных течений в зазоре при относительной ширине $b/D_2 \approx 0,02$

В этом случае поверхность основного диска действует как радиальный компрессор, только закрутка газа создается не вращающимися лопатками за счет аэродинамической силы (нагрузка лопаток), а трением о поверхность вращающегося диска. Понятно, что КПД такого процесса мал, и мощность по уравнению (7.2.9) относят к потерянной мощности. По оценке автора [17] радиальное течение от центра к периферии увеличивает потери трения диска на 10÷20% по сравнению с формулой (7.2.6) — чем больше протечка, тем больше потерянная мощность.

При течении от периферии к центру в зазоре «покрывающий диск — корпус» газ поступает в зазор с закруткой c_{u2} , полученной в рабочем

колесе. Если бы газ был невязким, то при движении к центру закрутка увеличивалась бы по закону постоянства циркуляции, вытекающего из уравнения теоремы моментов:

$$d(\bar{m}_{\text{пр}} c_u r) = dM_z = 0, \quad c_u = c_{u2} \frac{r_2}{r} \quad (7.2.10)$$

В таком случае при движении к центру окружная составляющая быстро обогнала бы скорость вращения РК. Схема течения невязкого газа в зазоре при течении от периферии показана на рис. 7.2.6.

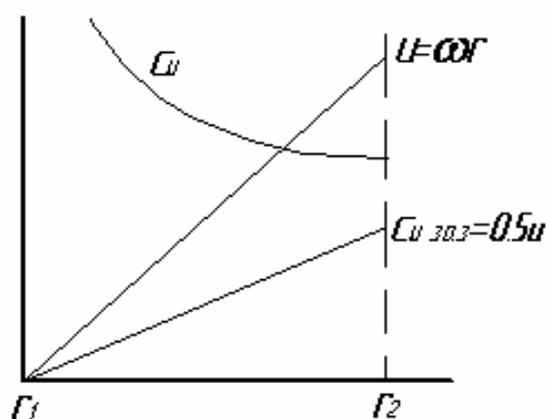


Рис. 7.2.6. Схема течения невязкого газа в зазоре «рабочее колесо — корпус» при движении от периферии к центру

Нетрудно показать, что скорость вращения невязкого газа в зазоре станет больше скорости вращения РК при условии:

$$r < r_2 \sqrt{\Psi_T}. \quad (7.2.11)$$

На меньшем радиусе поток в зазоре вращается быстрее, чем РК. В этом случае при наличии вязкости уже не поверхность диска сообщает газу механическую работу, а наоборот, газ отдает обратно на вал механическую работу, сообщенную ему лопатками РК.

В любом случае, благодаря начальной закрутке c_{u2} поток в зазоре «корпус — покрывающий диск» вращается быстрее $0,5u$, с которой газ вращается при отсутствии радиального течения. Хотя в действительности трение о стенку корпуса уменьшает закрутку газа по сравнению с невязким течением, наличие начальной закрутки уменьшает потери трения покрывающего диска.

При достаточно большой протечке в лабиринтном уплотнении газ может вращаться в зазоре со скоростью большей скорости вращения РК. В [17] вопрос изучен на основании уравнения теоремы об изменении количества движения в предположении об одинаковости коэффициента трения λ_1 по поверхности дисков. Характер изменения $\bar{c}_u = \frac{c_u}{u_2} = f\left(\frac{r}{r_2}\right)$ при $\bar{c}_{u2} = \psi_T = 0,6$ показан на рис. 7.2.7.

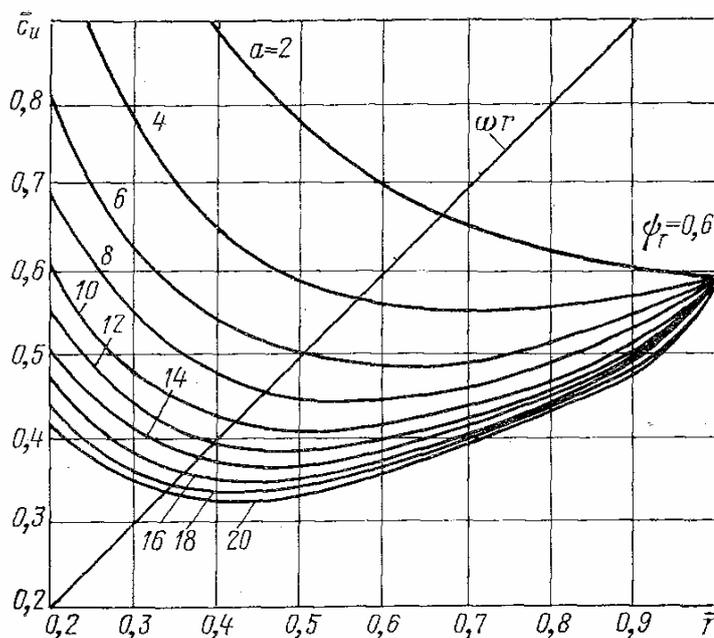


Рис. 7.2.7. Изменение окружной составляющей скорости в зазоре «рабочее колесо — корпус» при течении от периферии к центру [19]

В качестве параметра на графиках рис. 7.2.7 выступает безразмерный комплекс $a = \frac{\lambda_1 \varepsilon}{\Phi_{\text{прот}}}$, где $\Phi_{\text{прот}} = \frac{\bar{m}_{\text{прот}}}{\rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}$ и $\varepsilon = \frac{\rho}{\rho_0^*}$. Чем больше расход газа

через зазор из-за протечки в лабиринтном уплотнении и меньше коэффициент трения, тем ближе поведение газа к невязкому течению. И наоборот, при малой протечке и большом коэффициенте трения движение газа приближается к характеру движения при испытаниях Цумбуша.

Значения коэффициента a при нормальном состоянии лабиринтных уплотнений и при $k_{\text{тр}} = \pi \lambda_1 \cdot 10^2 = 0,49$ имеют порядок $2,5 \div 3,5$. Согласно данным на рис. 7.2.7 при этом вращающийся поток обгоняет рабочее колесо на относительном радиусе примерно 0,65. Расчеты показывают, что начальная закрутка при течении от периферии сильно уменьшает потери

трения. Оценка погрешности упрощенных формул (7.2.7), (7.2.8) приводится в конце раздела.

Потери из-за протечки газа в лабиринтных уплотнениях. Уплотнения необходимы для предотвращения перетекания газа из полостей проточной части с большим давлением в полости с меньшим давлением. Контактные уплотнения непригодны по механическим соображениям из-за большой окружной скорости уплотняемых элементов ротора, поэтому применяют бесконтактные лабиринтные уплотнения. Лабиринтные уплотнения покрывающего диска отделяют полости выхода и входа РК — рис. 7.2.8.

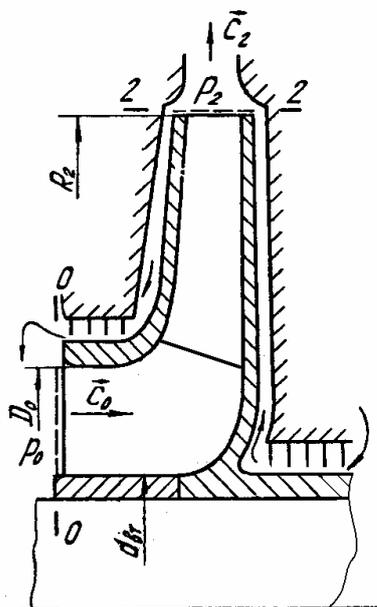


Рис. 7.2.8. Лабиринтные уплотнения и схема перетекания газа в ступени промежуточного типа

Уплотнение на валу отделяют полость выхода из ступени от полости за РК. Давление за ступенью больше давления за РК из-за преобразования кинетической энергии в диффузоре. Таким образом, из-за разности давлений газ стремится перетекать из сечения 2 за РК в сечение 0 перед ним, и из сечения 0' за ступенью в сечение 2. В ступени концевой типа полость за ступенью обычно соединена с полостью всасывания компрессора, или с атмосферой. В этом случае и в зазоре у основного диска газ движется из сечения 2 к валу.

Лабиринтное уплотнение — это система тонких гребней с острыми кромками, подходящими на минимальное расстояние δ , к уплотняемой поверхности. Примеры конструкций уплотнений, применяемых в ЦК показаны на рис. 7.2.9.

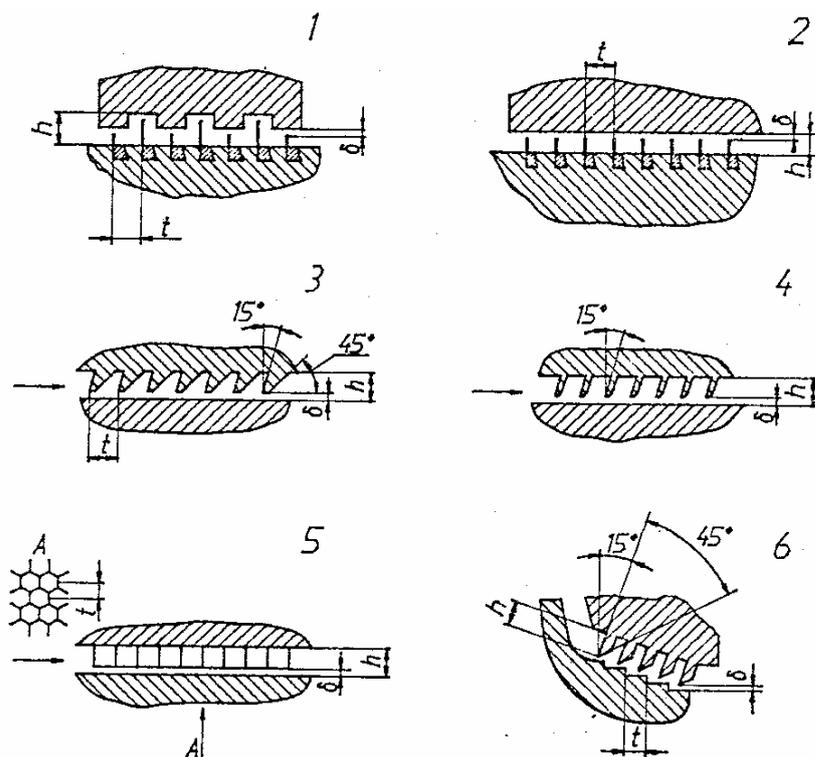


Рис. 7.2.9. Примеры конструкций уплотнений, применяемых в центробежных компрессорах [22]

Гребни уплотнения могут располагаться как на поверхностях ротора, так и статора. Они могут быть выточены, или образованы закатанными в специальные проточки кольцами из листовой латуни. Вопрос о конструкции уплотнений решается с учетом технологии изготовления и ремонтпригодности. Материал гребней должен быть мягким и малофрикционным. При пуске и на неустойчивых режимах ротор, интенсивно перемещаясь в подшипниках, может выбрать радиальный зазор δ_r . При этом основные детали не должны быть повреждены, но кромка гребня сомнется. В результате формально бесконтактные лабиринтные уплотнения изнашиваются, требуют контроля за их состоянием и периодического ремонта.

Принцип действия лабиринтного уплотнения поясняют рис. 7.2.10 и 7.2.11. Под действием разности давлений $p_1 - p_2$ газ устремляется в зазор. Потенциальная энергия давления преобразуется в кинетическую энергию струи. При обтекании острого гребня происходит отрыв потока. Направленная кинетическая энергия в зазоре приобретает вихревую форму. В следующей за гребнем полости — камере лабиринтного уплотнения — вихревая кинетическая энергия за счет трения рассеивается в виде тепла. Процесс повторяется многократно в соответствии с количеством гребней.

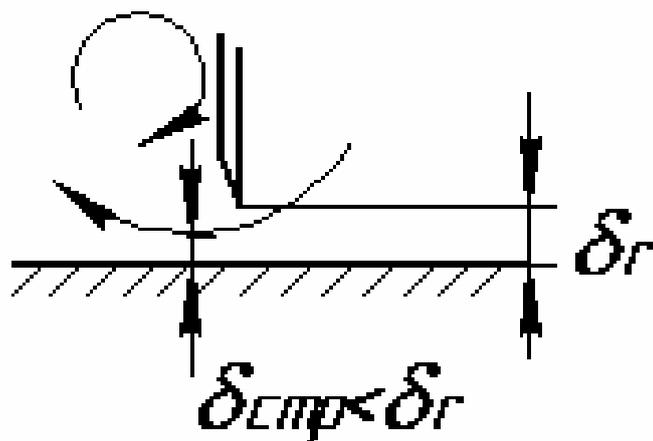


Рис. 7.2.10. Обтекание гребня лабиринтного уплотнения

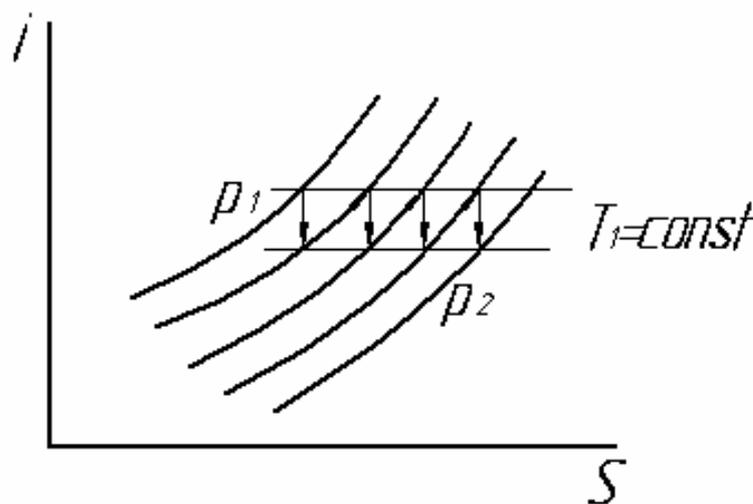


Рис. 7.2.11. Процесс дросселирования газа в лабиринтном уплотнении при одинаковом перепаде давления во всех камерах

Таким образом, бесконтактное лабиринтное уплотнение не исключает протечку газа, но сводит ее к приемлемому минимуму.

На рис. 7.3.12 а, б показаны рассчитанные по программе вязкого пространственного потока CFX поля давлений и скоростей в лабиринтном уплотнении, демонстрирующие принцип его работы.

В пределах ступени промышленного ЦК уплотняемые перепады невелики. При расчете величины протечки в уплотнении считается возможным пренебречь изменением плотности при дросселировании газа в уплотнении. Считается также, что радиальные зазоры у всех гребней и уплотняемые диаметры одинаковы. В этом случае падение давления во

всех камерах так же одинаковое $\Delta p = \frac{p_1 - p_2}{z_{\text{л}}}$ ($z_{\text{л}}$ — число гребней уплотнения).

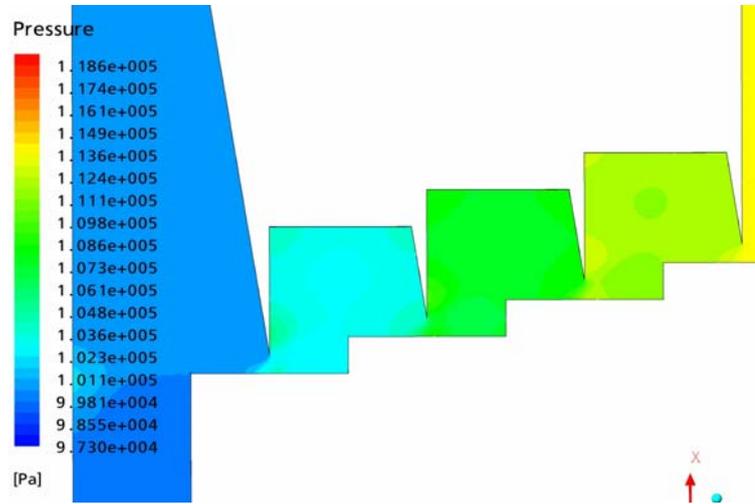


Рис. 7.2.12 а. Поле полных давлений вблизи и внутри лабиринтного уплотнения

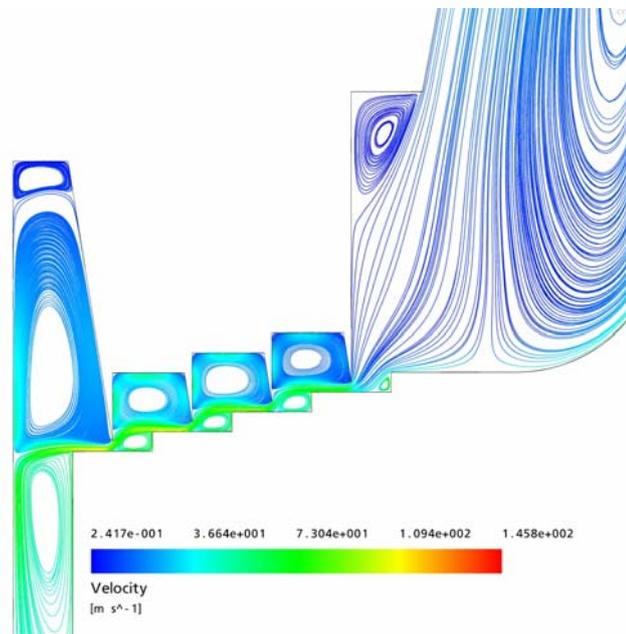


Рис. 7.2.12 б. Поле скоростей вблизи и внутри лабиринтного уплотнения

При хорошем исполнении уплотнения достаточно корректно предположение о том, что вся кинетическая энергия газа в зазоре («щели»)

преобразуется в тепло. В этом случае $\Delta p = \rho \frac{c_{\text{ш}}^2}{2}$, а расход газа через уплотнение равен $\bar{m}_{\text{л}} = c_{\text{ш}} f_{\text{ш}} \rho$. В предположении о равенстве скорости во всех зазорах расход в уплотнении равен $\bar{m}_{\text{л}} = \rho f_{\text{ш}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$. Для точного расчета формула требует введения эмпирического коэффициента, так как три действующих фактора она не учитывает:

- предположение о том, что вся кинетическая энергия в щели преобразуется в тепло в последующей камере, выполняется не в точности.

Это особенно очевидно при уплотнении гладкой поверхности, как на рис. 7.2.9 (2 и 3). Разогнавшийся в первом зазоре газ частично сохранит кинетическую энергию перед следующим зазором, и падение давления в каждой из камер будет меньше, чем при ступенчатом уплотнении, а при заданном падении давлений расход будет больше. И в ступенчатом уплотнении хотя бы небольшая доля направленной кинетической энергии сохраняется, поэтому можно было бы ожидать, что коэффициент расхода должен быть больше единицы;

- при выводе формулы не учтено сопротивление трения газа о поверхности. Оно сравнительно невелико, но при большом числе камер может быть заметно. Неучет этого обстоятельства должен уменьшить эмпирический коэффициент расхода;

- при достаточном объеме камеры подходящая к острому гребню струйка тока направлена под углом к осевому направлению — рис. 7.2.10. Оторвавшись от острого гребня и продолжая двигаться по инерции, она прижимает струю к уплотняемой поверхности. Фактическое поперечное сечение струи оказывается меньше радиального зазора: $\delta_{\text{стр}} < \delta_r$. Это наиболее важный из неучтенных факторов, поэтому при правильно сконструированных уплотнениях и острых гребнях $\mu < 1,0$.

Применительно к уплотнению вала и покрывающего диска расчетная формула выглядит следующим образом:

$$\bar{m}_{\text{л}} = \mu \rho \pi D_{\text{л}} \delta_r \sqrt{\frac{2(p_{\text{л}} - p_1)}{\rho z}}, \quad (7.2.12)$$

где μ — эмпирический коэффициент расхода, $D_{\text{л}}$ — уплотняемый диаметр.

Для уменьшения протечек в уплотнении его нужно выполнять ступенчатым и следить за остротой кромок гребней.

Оптимальные соотношения размеров — длина/высота камеры — определены детальными экспериментами, а абсолютные размеры зависят от уплотняемого диаметра. У заводов-изготовителей существуют нормативные документы по выбору формы и размеров уплотнения. Обычно при уплотнении покрывающего диска оказывается возможным разместить 3÷4 гребня, а при уплотнении вала 7÷9 гребней.

При выполнении проточной части с горизонтальным разъемом, ступенчатое уплотнение делается по схеме на рис. 3.33, при осевой сборке — по схеме б на рис. 7.2.9.

У правильно выполненного ступенчатого лабиринтного уплотнения с острыми кромками коэффициент расхода может быть равен $\mu=0,67$. Помимо остроты кромок важен также соответствующий объем камер лабиринтного уплотнения для лучшего преобразования кинетической энергии в тепло. Коэффициент расхода быстро возрастает, если отношение расстояния между соседними гребнями к радиальному зазору $l_{\text{лаб}}/\delta_r$ меньше 4,0.

Потери напора из-за протечек газа через лабиринтное уплотнение покрывающего диска принято определять так. Массовый расход $\bar{m}_{\text{пр}}$ сначала проходит через РК и получает теоретическую мощность $N_{\text{Тпр}} = \bar{m}_{\text{пр}} h_{\text{Т}}$. При дросселировании в уплотнении эта мощность теряется, преобразуясь в тепло. Поступая на всасывание, эти частицы снова получают механическую работу. Таким образом, баланс мощности, передаваемой газу рабочим колесом, можно представить как:

$N_i = \bar{m} h_i = \bar{m} h_{\text{Т}} + \bar{m}_{\text{пр}} h_{\text{Т}} + N_{\text{тд}} = N_{\text{Т}} + N_{\text{пр}} + N_{\text{тд}}$, или:

$$N_i = N_{\text{Т}} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}), \quad h_i = h_{\text{Т}} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}), \quad \psi_i = \psi_{\text{Т}} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}), \quad (7.2.13)$$

$$\beta_{\text{пр}} = \frac{\bar{m}_{\text{пр}}}{\bar{m}}. \quad (7.2.14)$$

Входящий в формулу (7.2.13) коэффициент дискового трения определен выше.

Очевидно, что через РК проходит расход больший, чем расход газа через ступень:

$$\bar{m}_{\text{рк}} = \bar{m} + \bar{m}_{\text{пр}}. \quad (7.2.15)$$

Обычно это обстоятельство не учитывается при расчете РК, равно как и тот факт, что вытекающий из уплотнения газ увеличивает

температуру на всасывании РК. Более строгий подход изложен в [19] и реализован в программах Метода универсального моделирования – раздел 8.10. Применительно к ступеням со средними и большими условными коэффициентами расхода $\Phi_{\text{расч}}$ такое уточнение не очень существенно, но оказывается важным для малорасходных ступеней.

У промежуточной ступени протекающий через уплотнение вала газ не поступает в рабочее колесо, а циркулирует в неподвижных элементах:

$$\bar{m}_{\text{нз}} = \bar{m} + \bar{m}_{\text{пр вала}} . \quad (7.2.16)$$

Это увеличивает потери в неподвижных элементах, но обычно не принимается во внимание по причине сравнительно небольшой величины $\bar{m}_{\text{пр вала}}$. Эта протечка меньше, чем протечка в уплотнении покрывающего диска, по крайней мере, по двум причинам:

- уплотняемый диаметр меньше, соответственно меньше площадь щели;
- количество гребней уплотнения больше, так как у вала больше места для их размещения.

Для расчета протечки через уплотнение покрывающего диска следует определить падение давления в зазоре «рабочее колесо — покрывающий диск». Сопротивлением движению газа в радиальном направлении (от периферии к центру) принято пренебрегать. Основной эффект создает градиент давления, уравнивающий центробежную силу вращающегося в зазоре газа:

$$p_{\text{л}} = p_2 - \Delta p_{\text{зазора}}, \quad \Delta p_{\text{зазора}} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial p}{\partial r} dr = \int_{r_1}^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr . \quad (7.2.17)$$

Перепад давления в лабиринте равен $\Delta p_{\text{л}} = p_{\text{л}} - p_0$. Давление перед рабочим колесом ступени p_0 на стадии проектирования — заданная величина, или рассчитывается по очевидным термодинамическим соотношениям. Давление за рабочим колесом p_2 определяется по уравнению Бернулли в относительном движении:

$$h_p \approx \frac{p_2 - p_1}{\rho_{\text{средн}}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - h_w, \quad p_0 \approx p_1 . \quad (7.2.18)$$

В [15, 16] изложен приближенный способ расчета давления $p_л = p_2 - \Delta p_{\text{зазора}}$ перед лабиринтными уплотнениями центробежной ступени. Считается возможным приближенно принять такое равенство:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} \approx \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (7.2.19)$$

Такое допущение равнозначно тому, что политропный напор от замедления потока в межлопаточных каналах РК расходуется на преодоление сопротивления движению газа: $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \approx h_w$. Это недалеко от истины для РК с небольшими коэффициентами напора $\psi_T \approx 0,45 \div 0,50$, для которых характерно очень малое замедление потока в межлопаточных каналах. При средних и больших коэффициентах напора политропный напор заметно больше потерянного напора, то есть действительное повышение давления в РК больше, чем по упрощенному соотношению (7.2.19).

В описываемой постановке падение давления в зазоре так же рассчитывается упрощенно, без учета радиального течения в зазоре. В этом случае можно принять условие, что газ вращается в зазоре со скоростью $c_u = 0,5\omega r$ — как в описанных выше опытах Цумбуша. При этом в зазоре возникает радиальный градиент давления $\frac{dp}{\rho} = \frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{4}\omega^2 r$.

Приняв последнее упрощающее допущение о незначительности изменения плотности в межлопаточных каналах РК и в зазоре, т.е. $\rho \approx \text{const}$ получим:

$$\Delta p_{\text{зазора}} = \int_{r_л}^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{8}, \quad (7.2.20)$$

(полагая, что диаметры начала лабиринта и начала лопаток РК одинаковы ($r_л \approx r_1$)). В итоге получим следующую приближенную формулу для перепада давления в лабиринтном уплотнении покрывающего диска:

$$p_л - p_1 = \rho \frac{3}{8} (u_2^2 - u_1^2). \quad (7.2.21)$$

Используя формулу (7.2.12) для расчета массового расхода протечек окончательно получим:

$$\bar{m}_n = \mu r \pi D_n \delta_r u_2 \sqrt{\frac{3}{4z} (1 - \bar{D}_1^2)}. \quad (7.2.22)$$

Коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска $\beta_{пр}$ получается делением на массовый расход на выходе из РК $\bar{m} = \rho_2 \pi D_2 b_2 u_2 \varphi_2$ или на входе в ступень $\bar{m} = \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \Phi$:

$$\beta_{пр} = \mu \frac{\bar{D}_n \bar{\delta}_r \sqrt{\frac{3}{4z} (1 - \bar{D}_1^2)}}{\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}, \quad (7.2.23 \text{ а})$$

$$\beta_{пр} = 4\mu\varepsilon_2 \frac{\bar{D}_n \bar{\delta}_r \sqrt{\frac{3}{4z} (1 - \bar{D}_1^2)}}{\Phi}. \quad (7.2.23 \text{ б})$$

Минимальная величина радиального зазора, при которой гребни лабиринта не касаются уплотняемой поверхности, зависит от абсолютных размеров ЦК. Понятно, что у длинного ротора больше прогиб между опорами, больше зазоры в подшипниках скольжения, и т.д. По данным [17] величина зазора δ_r имеет порядок 0,1% от диаметра РК, и обычно меньше этой величины. Скажем, модельные ступени кафедры КВХТ [20] имеют диаметры РК 350÷420 мм, а радиальный зазор в уплотнениях покрывающего диска равен примерно 0,25 мм.

На рис. 7.2.13 приведены данные расчетов величины коэффициентов протечек и дискового трения по «классическим» формулам (относительная величина зазора $\bar{\delta}_r = 0,001$). Прежде чем рекомендовать их к использованию, оценим погрешности, связанные с принятыми упрощающими допущениями. В настоящее время есть расчетные методы разной степени сложности, вплоть до расчетов вязкого сжимаемого пространственного потока, позволяющие достаточно корректно рассчитать щелевые потери.

В Таблице 7.2.1 показаны результаты расчета ряда ступеней разной быстротходности (с разными $\Phi_{расч}$). Расчеты по упрощенным «классическим» формулам (7.2.8 б), (7.2.23 а) сопоставлены с результатами применения Метода универсального моделирования. Расчет коэффициентов потерь трения и протечек в Методе выполняется с учетом радиального течения по одномерной схеме, изложенной в [12].

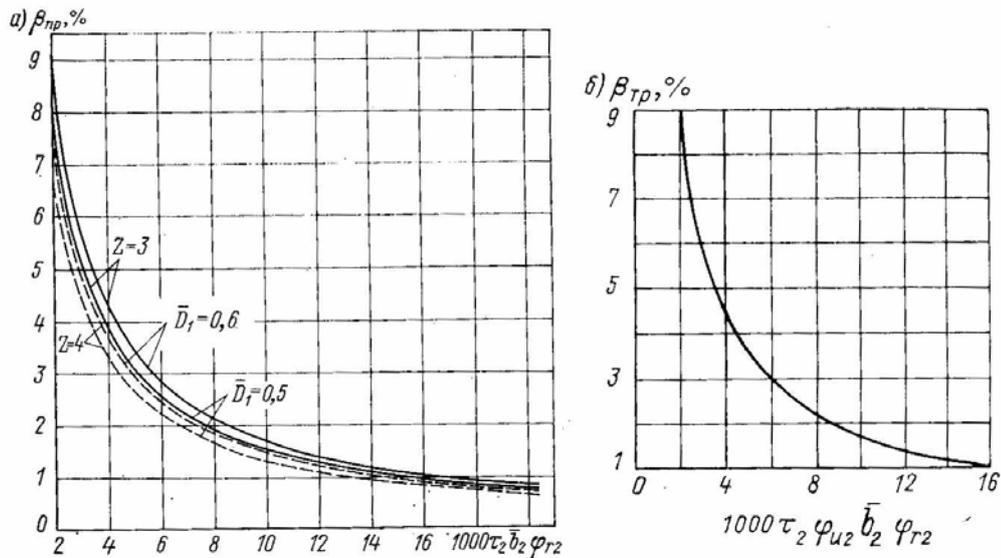


Рис. 7.2.13. Расчет коэффициентов протечек в лабиринтном уплотнении (формула (7.2.8 б) и трения дисков (формула (7.2.23 а) [17]

Объект сопоставления — ступени концевого типа, т.е. и у основного диска имеет место течение от периферии к центру. У всех ступеней расчетный коэффициент напора $\psi_{\text{Трасч}} = 0,60$, втулочное отношение 0,25. количество гребней уплотнений $z_{\text{нд}} = 4$, $z_{\text{од}} = 25$, диаметр РК 400 мм, радиальный зазор в уплотнениях 0,25 мм, эмпирический коэффициент трения газа о поверхности зазоров $\lambda_1 = 0,0015$, думмис уравнивает 30% осевой силы.

В данном случае неучет радиального течения дает более чем двойную ошибку при расчете потерь трения дисков. Особенно драматично погрешность выглядит при расчете малорасходных ступеней с $\Phi_p = 0,030 \div 0,015$. В последнем случае приближенная формула дает завышение потребляемой мощности (и соответственное занижение КПД) на 5%, что недопустимо в инженерных расчетах.

Отметим, что для ступени промежуточного типа расчет по формуле (7.2.8 б) даст меньшую ошибку, так как у основного диска имеет место течение от центра к периферии, вызывающее рост потерь трения. Расчеты показывают, что и у промежуточной ступени формула (7.2.8 б) завышает потери трения на 30÷40%.

Потери от протечек меньше потерь трения дисков по абсолютной величине, поэтому влияние погрешности меньше, но и она завышает потери примерно в два раза. Сопоставлять следует данные расчетов в колонках 4 и 5. Данные по протечкам в концевом уплотнении ступени — в

уплотнении разгрузочного поршня думмиса — относятся к компрессору в целом. Здесь они приведены для сведения.

Таблица 7.2.1

Сопоставление коэффициентов дискового трения и протечек,
рассчитанных двумя способами

1	2	3	4	5	6
Φ_p	$\beta_{тр}$ по ф-ле (7.2.8 б)	$\beta_{тр}$ с учетом радиального течения. Метод унив. мод.	$\beta_{пр}$ по ф-ле (7.2.23 а)	$\beta_{пр}$ (покр. диск). Метод унив. мод.	$\beta_{пр}$ (осн. диск- думмис). Метод унив. мод.
0,150	0,0088	0,00375	0,0057	0,00290	0,0008
0,100	0,0132	0,00540	0,0111	0,00374	0,00135
0,075	0,0176	0,00717	0,0135	0,00442	0,00182
0,050	0,0264	0,0107	0,0150	0,00630	0,00294
0,030	0,0440	0,0173	0,0250	0,00948	0,0050
0,015	0,0879	0,0324	0,0470	0,0164	0,0101

Влияние течения в зазоре на осевое усилие. Центробежное РК создает осевое усилие, действующее в сторону всасывания. Если не учитывать радиальное течение в зазоре «РК — корпус», то следует полагать равными давления в зазорах основного и покрывающего дисков от диаметра D_2 до диаметра лабиринтного уплотнения. При этом осевое усилие создается разностью давлений на основной диск на участке $D_{л} - D_{вала}$ и давления p_0 на этот же участок со стороны всасывания, плюс сила $P_z = \bar{m}c_0$, возникающая из-за поворота потока из осевого в радиальное направление в соответствии с теоремой об изменении количества движения (рис. 7.2.14).

При радиальном течении в зазоре от периферии к центру закрутка потока значительно больше, чем $0,5\omega r$ при ее отсутствии. Соответственно падение давления в зазоре «покрывающий диск — корпус» больше. В зазоре «основной диск — корпус» закрутка потока всегда ближе к $0,5\omega r$. Давление больше, чем на тех же радиусах со стороны покрывающего диска. В старых методиках расчета осевого усилия этот факт не принимался во внимание, поэтому при пуске новых компрессоров обычным явлением был выход из строя упорного подшипника, рассчитанного на заниженную осевую силу.

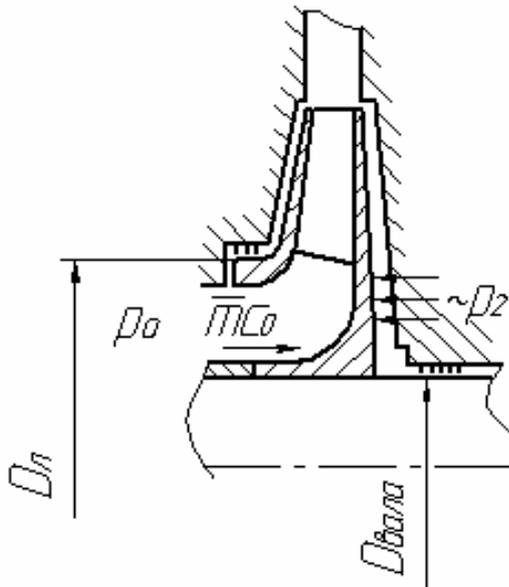


Рис. 7.2.14. Упрощенная схема действия осевых сил на рабочее колесо

Выше пояснялось, что с ростом $\bar{m}_{пр}$ закрутка потока в зазоре «покрывающий диск — корпус» возрастает, а давление падает. При этом возрастает осевое усилие, направленное в сторону всасывания. Таким образом, опасная нагрузка на упорный подшипник может возникнуть в результате увеличения зазора в лабиринтных уплотнениях в процессе эксплуатации. Технический персонал, отвечающий за эксплуатацию ЦК, должен иметь это в виду.

Энергетические соотношения с учетом внешних потерь. В общепринятых схемах расчета подводимая к газу механическая мощность делится на три составляющих в соответствии с уравнением:

$$N_i = N_T + N_{тр} + N_{пр}, \quad (7.2.24)$$

где N_i — внутренняя мощность, т.е. вся мощность, подводимая к газу рабочим колесом; $N_T = \bar{m}h_T$ — теоретическая мощность, соответствующая теоретическому напору, сообщаемому расходу газа через ступень; $N_{тр}$ — мощность трения дисков; $N_{пр} = \bar{m}_{пр}h_T$ — мощность протечек, соответствующая теоретическому напору, сообщаемому расходу протечек через лабиринтное уплотнение покрывающего диска.

Соотношение между удельными работами — напорами — получается делением уравнения (7.2.24) на массовый расход через ступень: $h_i = h_T + h_{тр} + h_{пр}$.

Или

$$h_i = h_T (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}). \quad (7.2.25)$$

Отнеся напоры к квадрату характерной скорости u_2^2 :

$$\psi_i = \psi_T (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}). \quad (7.2.26)$$

Коэффициент внутреннего напора ψ_i характеризует всю передаваемую газу механическую работу двигателя. Коэффициент теоретического напора ψ_T соответствует процессу передачи механической работы лопатками РК. Его важная роль рассмотрена в предыдущем разделе 7.1.

7.3. ОСНОВЫ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Определение размеров РК в меридиональной плоскости. Компрессор, и соответственно его ступени, должны обеспечить подачу заданного количества газа \bar{m} кг/с из области с давлением p_0^* МПа и температурой T_0^* К в область с давлением p_0^* МПа. На энергетические затраты и протекание процесса сжатия сильно влияют физические свойства рабочего тела — газовая постоянная R Дж/(кг·К), показатель изэнтропы (в технической литературе — показатель адиабаты) $k = \frac{c_p}{c_v}$.

Перечисленных параметров достаточно для того, чтобы приступить к определению размеров и формы проточной части. Если методика предусматривает расчет ожидаемых характеристик ступени по окончании проектирования, то необходимо так же знать динамическую вязкость газа μ н/м/с. Эта эмпирическая величина содержится в справочниках. Она разная для разных газов и зависит, в основном, от температуры. Динамическая вязкость определяет еще один важный критерий подобия:

$Re_u = \frac{D_2 u_2}{\mu} \rho_0^*$. При проектировании ступеней компрессора значения Re_u определены и используются при расчете потерь напора вместе с относительной шероховатостью $\bar{k}_{ш} = \frac{k_{ш}}{l}$. Здесь $k_{ш}$ — абсолютная величина шероховатости поверхности; l — характерный линейный размер, например, хорда лопатки при обтекании потока (неразвитое

течение), или гидравлический диаметр канала (при развитом течении, невязкое ядро отсутствует).

При профилировании ступеней целесообразно использовать безразмерные параметры потока и относительные геометрические размеры. Укажем лишь на два обстоятельства, по которым расчеты и определение размеров проточной части ступеней целесообразно выполнять в безразмерном виде:

– такие расчеты наглядно демонстрируют суть происходящих явлений, так как в них участвуют имеющие четкий физический смысл безразмерные коэффициенты и критерии подобия. Размерные параметры потока в общем случае не отражают сути рабочего процесса. Например, с газодинамической точки зрения скорость потока 450 м/с нельзя назвать ни большой, ни маленькой. Для воздушного потока при нормальной температуре такая скорость при входе в РК является высокой,

сверхзвуковой: $M_w = \frac{w_1}{\sqrt{kRT}} = \frac{400 \text{ м/с}}{343 \text{ м/с}} = 1,166$. Для потока водорода с

газовой постоянной в четырнадцать с половиной раз большей, та же скорость является низкой, так как соответствует $M_w \approx 0,30$. Если при движении воздуха со скоростью 400 м/с нужно иметь в виду возможности и последствия возникновения скачков уплотнения и другие особенности поведения сверхзвукового потока, то при движении с такой скоростью водорода его можно рассматривать как несжимаемую жидкость;

– при проектировании модельных ступеней, предназначенных для использования в проектах компрессоров с учетом закономерностей теории подобия, вообще бессмысленно использовать размерные параметры. В разных компрессорах такие ступени, имея одинаковую форму проточной части, будут иметь разные размеры, работать при разных окружных скоростях, разных параметрах газа на входе и при их различных физических свойствах.

Связь между размерными и безразмерными параметрами проектирования. Как указывалось ранее, расход центробежной ступени эффективно характеризует условный коэффициент расхода

$$\bar{m}_{расч} = \frac{p_0^*}{RT_0^*} \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \Phi_{расч}, \text{ или } \Phi_{расч} = \frac{4\bar{m}_{расч}}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2}.$$

В предыдущем разделе было показано, что величина условного коэффициента расхода сильно всего влияет на (безразмерные) коэффициенты потерь дискового трения и протечек. Далее будет показано его влияние на соотношение размеров проточной части и на предельно достижимый максимальный КПД ступени.

Необходимое отношение давлений ступени определяет величину работы сжатия и перемещения газа: $h_p = \frac{n}{n-1} RT_0^* \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$, и так как

$\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}$, то $h_i = \psi_i u_2^2 = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left(\pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right)$ и, переходя к коэффициенту теоретического напора:

$$\pi = \left(1 + (k-1) \psi_T (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) M_u^2 \right)^{\frac{k}{k-1} \eta}. \quad (7.3.1)$$

В соответствии с этим уравнением для обеспечения заданного отношения давлений проектировщику достаточно выбрать то или иное значение коэффициента теоретического напора и определить соответствующее значение условного числа Маха $M_{u\text{расч}}$. Задача может быть поставлена и по-другому. Выбор $\psi_{T\text{расч}}$ и $M_{u\text{расч}}$ определяет отношение давлений, получаемое в ступени. В многоступенчатом компрессоре значения $\pi_{\text{расч}}$ ступеней определяет их количество, необходимое для получения заданного отношения давлений компрессора в целом.

Если проектируется модельная ступень, то $M_{u\text{расч}}$ выбирается с учетом ее области применения в проектах ЦК. Например, для компрессоров газоперекачивающих агрегатов характерны небольшие значения $M_{u\text{расч}} = 0,55 \div 0,65$, для многих промышленных компрессоров характерны более высокие $M_{u\text{расч}} = 0,65 \div 0,95$, а для ЦК холодильных установок условные числа Маха могут достигать $1,5 \div 1,8$.

При профилировании ступеней в составе того или иного компрессора величины $M_{u\text{расч}} = \frac{u_{2\text{расч}}}{\sqrt{kRT_{0\text{расч}}^*}}$ определяются физическими свойствами газа, температурой на входе и окружной скоростью. Выбор u_2 т.е. M_u , связан не только с газодинамическими соображениями (раздел «Ступень турбокомпрессора»), но и с допустимым уровнем механических нагрузок деталей ротора в поле центробежных сил, с конструкцией ЦК, с быстроходностью привода.

Для использования уравнения (7.3.1) необходимо задаться значениями КПД ступени $\eta_{\text{расч}}$ и коэффициентов потерь дискового трения и протечек $\beta_{тр}, \beta_{пр}$. После определения формы проточной части эти

значения следует проверить. Использование уравнения (7.3.1) должно предусматривать итеративное приближение первоначально выбранных значений $\eta_{\text{расч}}$, $\beta_{\text{тр}}$, $\beta_{\text{пр}}$ к их наиболее вероятной для данной ступени величине.

Итак, газодинамические параметры, которые необходимы и достаточны для определения формы проточной части ступени (все параметры относятся к расчетному режиму):

– условный коэффициент расхода $\Phi_{\text{расч}} = \frac{4\bar{m}_{\text{расч}}}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2}$;

– коэффициент теоретического напора $\psi_{\text{Трасч}}$;

– условное число Маха $M_{u \text{ расч}} = \frac{u_{2 \text{ расч}}}{\sqrt{kRT_{0 \text{ расч}}^*}}$;

– показатель изоэнтропы (адиабаты) $k = \frac{c_p}{c_v}$.

Конструктивные ограничения. Существуют конструктивные ограничения, которые нужно принимать во внимание при выборе формы проточной части. Два из них должны быть обязательно установлены в начале работы:

– минимальное втулочное отношение $\bar{D}_{\text{вт}} = D_{\text{вт}} / D_2$. Как показано ниже, чем меньше диаметр вала (втулки), тем более высоким может быть КПД рабочего колеса. Поэтому диаметр втулки не может быть параметром оптимизации. Это конструктивно задаваемая величина, где главная проблема — жесткость ротора. Если собственная частота колебаний ротора совпадает с частотой вращения ротора, то возникнет явление резонанса. У центробежных компрессоров роторы бывают гибкие и жесткие. У жесткого ротора собственная частота колебаний ротора больше частоты вращения, у гибкого — меньше частоты вращения. Большинство центробежных компрессоров имеют гибкие роторы. Их скорость вращения больше, чем первая частота колебаний ротора («первая критическая скорость»), но меньше чем вторая. В настоящее время появились компрессоры, работающие на частоте вращения, превышающей вторую критическую скорость. Если колесо расположено на конце вала (консольно), то диаметр втулки может быть равен нулю. У нормального многоступенчатого компрессора относительный диаметр втулки составляет 0,25÷0,35. У компрессоров сверхвысокого давления гибкие ротора не допускаются, и втулочное отношение может возрасти до 0,40÷0,50.

– минимальная относительная толщина лопаток $\bar{\delta}_n = \delta_n/D_2$ — для каждого из элементов проточной части, имеющих лопаточные аппараты — РК, ЛД, ОНА.

Могут быть и другие ограничения. Часто необходимо, чтобы проточная часть ступени имела ограниченный максимальный диаметр, или осевую протяженность.

Объект профилирования. Методика определения формы проточной части изложена применительно к наиболее типичным ступеням промышленных ЦК. Особенности высоконапорных ступеней транспортных ЦК и высокорасходных ступеней с пространственными РК обсуждаются далее.

В отечественной практике рабочие колеса промышленных ЦК характеризуются сравнительной простой формой, обеспечивающей, тем не менее, высокую газодинамическую эффективность. Схема проточной части РК и определяющие ее размеры показаны на рис. 7.3.1.

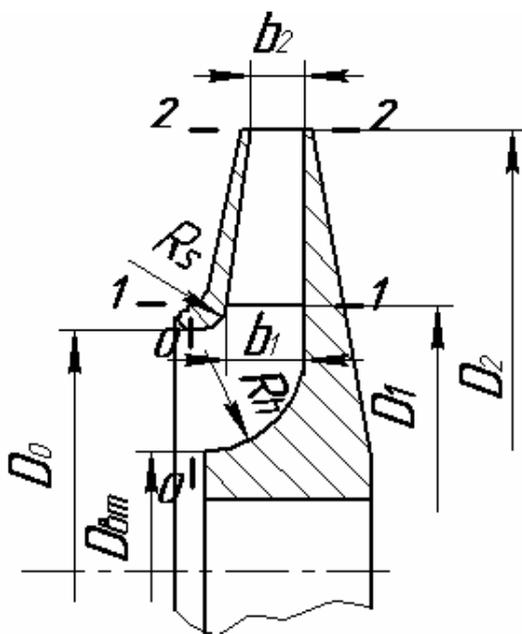


Рис. 7.3.1. Схема и размеры рабочего колеса ступени промышленного центробежного компрессора в меридиональной плоскости

Форму проточной части РК по рис. 7.3.1 определяют следующие соотношения размеров:

- наружный диаметр РК $\bar{D}_2 = 1$;
- втулочное отношение $\bar{D}_{вт}$;
- диаметр входа в РК \bar{D}_0 ;
- диаметр начала лопаток \bar{D}_1 ;

- высота лопаток на входе \bar{b}_1 ;
- высота лопаток на выходе \bar{b}_2 ;
- радиус закругления покрывающего диска \bar{R}_s ;
- радиус закругления основного диска \bar{R}_h .

Как указывалось в разделе «Ступень турбокомпрессора», в пределах межлопаточного канала основной диск представляет собой радиальную плоскость, а покрывающий диск — это коническая поверхность с прямолинейной образующей. В этом случае перечисленные размеры однозначно определяют форму проточной части в меридиональной плоскости.

Схема РК с меридиональной формой, которую в разных вариантах используют многие зарубежные фирмы, характерна криволинейными образующими поверхностей покрывающего и основного дисков и имеет очевидные недостатки:

- усложнение технологии изготовления;
- больше осевая длина проточной части. Это обстоятельство важно, когда на одном валу надо установить как можно больше ступеней, в то время как увеличенная длина вала недопустимо уменьшает критическое число оборотов.

Эти недостатки с избытком могло бы компенсировать большее газодинамическое совершенство. На первый взгляд кажется, что более плавные меридиональные очертания должны способствовать снижению потерь от поворота потока на 180° в U-образном канале ОНА — РК (или на 90° при осевом входе в РК). Так и было бы при движении газа в неподвижном канале. Но здесь следует напомнить о специфике центробежного РК, в котором на ограничивающих поверхностях пограничные слои остаются тонкими. Даже при значительном местном замедлении потока при его повороте в меридиональной плоскости потери отрыва не имеют места на ограничивающих поверхностях РК (эта проблема обсуждается в ниже, в разделе 7.4). Поэтому более плавная и вытянутая в осевом направлении форма РК не дает преимуществ. Как показывает тщательный анализ и опыт проектирования, схема на рис. 7.3.1 предпочтительнее и по конструктивным, и по газодинамическим соображениям.

Определение размеров входа в РК. Самым важным газодинамическим преимуществом центробежных ступеней по сравнению с осевыми ступенями является то, что поток входит в РК на меньшем радиусе по сравнению с выходом. В результате безразмерная скорость $\bar{w}_1 = w_1/u_2$ ($\bar{w}_1 = w_1/u$ в случае осевой ступени) значительно меньше, чем в ступени ОК.

При определении размеров входа оправданно считается важным реализовать это преимущество, так как при прочих равных условиях именно уровень \bar{w}_1 определяет потерю КПД в рабочем колесе:

$$\Delta\eta_{\text{рк}} = \frac{h_{\text{врк}}}{h_{\text{т}}} = \frac{\zeta_{\text{рк}} \frac{w_1'^2}{2}}{\psi_{\text{т}} u_2^2} = \frac{\zeta_{\text{рк}}}{\psi_{\text{т}}} 0,5 \bar{w}_1'^2, \quad (7.3.2)$$

где w_1' — скорость с учетом стеснения потока лопатками конечной толщины при входе в межлопаточные каналы РК.

Уменьшение проходных сечений из-за конечной толщины лопаток не принято рассматривать отдельно при анализе рабочего процесса осевых ступеней. Там методы расчета базируются на обобщении результатов продувки плоских решеток или кольцевых решеток, экспериментальные характеристики которых учитывают все особенности формы, в том числе и стеснение потока. Проектировщики центробежных РК не обладают столь же исчерпывающей и глобально обобщенной экспериментальной информацией. Нетрудно заметить, что форма проточной части центробежного РК много разнообразней лопаточного аппарата осевой ступени, а для получения экспериментальных характеристик нельзя использовать сравнительно простые продувки в аэродинамических трубах. Поэтому методы расчета центробежных ступеней вынужденно носят более детализированный и глубокий характер. Для справедливости нужно напомнить, что здесь речь идет о так называемом первичном проектировании — определении самых основных размеров. Последующая «шлифовка» формы проточной части осевых ступеней может быть гораздо более сложной.

Схема изменения направления и величины скорости струйки тока, идущей в переднюю критическую струйку тока лопатки показана на рис. 7.3.2. Хотя входные кромки лопаток постоянной толщины заострены, уже на подходе к межлопаточным каналам критическая струйка тока начинает ускоряться: $c_1' = \frac{c_1}{\tau_1}$. Здесь коэффициент стеснения на входе в РК τ_1 равен:

$$\tau_1 = \frac{t_1'}{t_1} = \frac{t_1 - (0,5 \dots 0,7) \frac{\delta_{\text{л}}}{\sin \beta_{\text{л}1}}}{t_1} = 1 - (0,5 \dots 0,7) \frac{\bar{\delta}_{\text{л}} z}{\pi \bar{D}_1 \sin \beta_{\text{л}1}}, \quad (7.3.3)$$

где t_1' — шаг за вычетом толщины лопатки, $(0,5 \dots 0,7)$ — коэффициент, учитывающий заострение лопаток на входе.

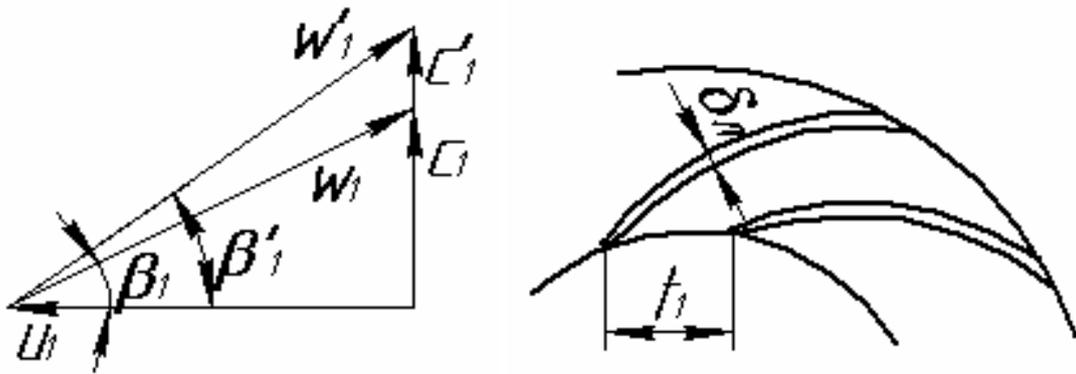


Рис.7. 3.2. Влияние лопаток конечной толщины на входной треугольник скоростей

Типичная величина τ_1 составляет $0,75 \div 0,85$, что заметно влияет на скорость потока. Поскольку для расчета коэффициента стеснения надо знать еще не определенные величины z , \bar{D}_1 , $\beta_{л1}$, при расчете размеров входа требуются итерации.

Относительная безразмерная скорость с учетом стеснения равна:

$$\bar{w}'_1 = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \phi_1'^2}. \quad (7.3.4)$$

Согласно уравнению неразрывности коэффициент расхода на входе в РК с учетом стеснения $\phi_1' = \frac{c_1}{u_2}$ связан с условным коэффициентом расхода

$$\bar{m} = \Phi u_2 \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 = \phi_1' u_2 \rho_1' \pi D_1 b_1, \text{ или:}$$

$$\phi_1' = \frac{\Phi}{\varepsilon_1 4 \bar{D}_1 \bar{b}_1}. \quad (7.3.5)$$

Для уменьшения скорости \bar{w}'_1 следовало бы уменьшать \bar{D}_1 и ϕ_1' . Но согласно уравнению (7.3.5) уменьшение входного диаметра ведет к росту коэффициента расхода ϕ_1' . Если при уменьшении \bar{D}_1 компенсировать проходное сечение увеличением высоты лопаток \bar{b}_1 , то неблагоприятной становится форма безлопаточного криволинейного участка РК, предшествующего межлопаточным каналам.

На рис. 7.3.3 показана форма и треугольники скоростей варианта РК с малым входным диаметром и большой высотой лопаток на входе. У этого РК входная скорость невелика, но форма входного безлопаточного участка явно неблагоприятна. Положительный эффект от снижения \bar{w}'_1 у РК на рис. 7.3.3 не приведет к росту КПД, так как возрастет коэффициент потерь РК. Для контроля формы входного участка вводят коэффициент K_F — отношение площадей канала в сечениях 0 и 1:

$$K_F = \frac{f_0}{f_1} = \frac{\frac{\pi}{4}(D_0^2 - D_{\text{вг}}^2)}{\pi D_1 b_1} = \frac{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{\text{вг}}^2}{4 \bar{D}_1 \bar{b}_1}. \quad (7.3.6)$$

В ранних монографиях указывалось на желательность ускорения потока в осесимметричном безлопаточном входном участке РК. Это соответствует практике уменьшения потерь в неподвижных криволинейных каналах. Такая рекомендация не учитывает специфики течения во вращающихся каналах, которая изложена ниже.

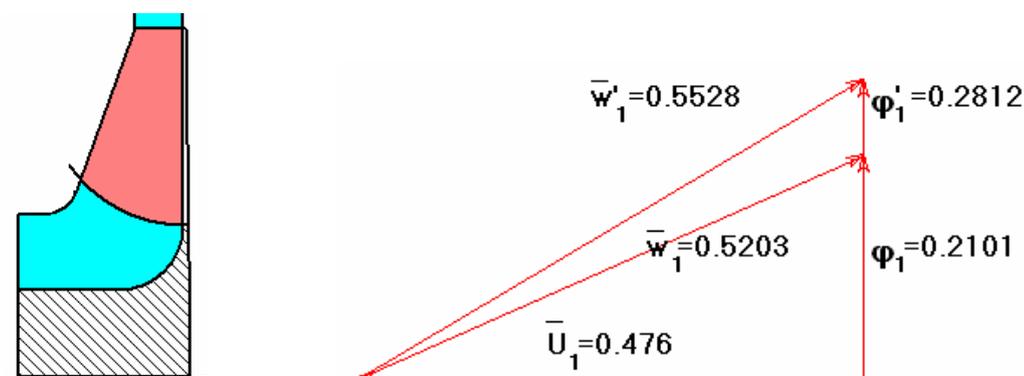


Рис. 7.3.3. Меридиональная форма и входные треугольники скоростей рабочего колеса с излишним замедлением потока во входном безлопаточном участке ($K_F = 0,60$)

Расчетный анализ и результаты экспериментов показали целесообразность значений $K_F = 0,9 \div 1,0$. РК с $K_F = 0,95$ и треугольники скоростей представлены на рис. 7.3.4. Меньшие значения K_F позволяют уменьшить диаметр входа \bar{D}_1 и снизить входную скорость.

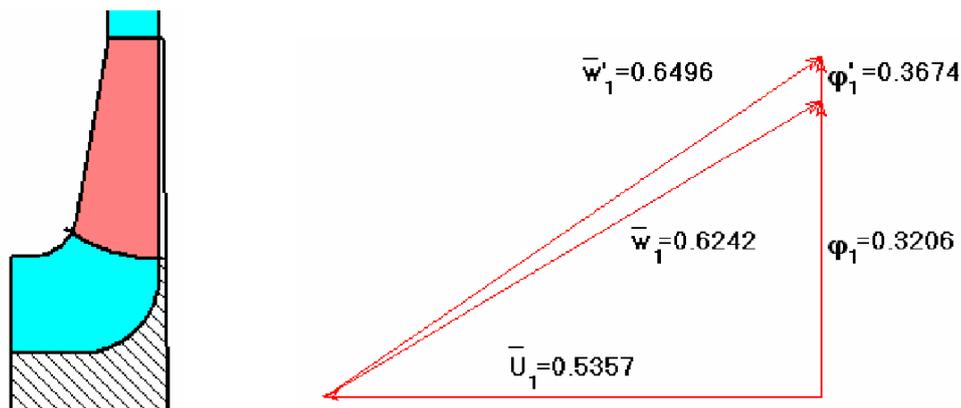


Рис. 7.3.4. Меридиональная форма и входные треугольники скоростей рабочего колеса с рекомендуемым замедлением потока во входном безлопаточном участке ($K_F = 0,95$)

В формуле (7.3.6) коэффициент K_D есть отношение диаметров начала лопаток и входа в РК:

$$K_D = \frac{D_1}{D_0}. \quad (7.3.7)$$

Этот коэффициент обычно выбирают в пределах $K_D = 1,0 \div 1,04$, причем меньшие значения соответствуют большей высоте лопаток \bar{b}_1 . Выбранные значения K_D должны обеспечить правильное положение входной кромки в меридиональной плоскости, о чем будет сказано далее.

Если контролировать величину K_D и менять начальный диаметр лопаток \bar{D}_1 , то изменение высоты лопаток \bar{b}_1 будет меняться

взаимосвязано, так как из формулы (7.3.6) следует: $\bar{b}_1 = \frac{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{\text{вт}}^2}{4\bar{D}_1 K_F}$.

Варианты РК при $K_F = 1,0$ и $K_D = 1,04$ с разными диаметрами начала лопаток показаны ниже на рис. 7.3.5:

- при малом \bar{D}_1 скорость \bar{w}'_1 увеличена из-за малого проходного сечения и, соответственно, большого коэффициента расхода ϕ'_1 ,
- при большом \bar{D}_1 рост скорости вызван повышенной величиной $\bar{u}_1 = \omega \bar{r}_1$.

Значение $\bar{D}_{1w\min}$, при котором входная скорость минимальна, находится обычным способом поиска минимума функции: $\frac{\partial \bar{w}'_1}{\partial \bar{D}_1} = 0$. Так

как $\varphi'_1 = \frac{\Phi}{\varepsilon'_1 4 \bar{D}_1 \bar{b}_1 \tau_1} = \frac{\Phi}{\frac{\tau_1 \varepsilon'_1}{K_F} (\bar{D}_1^2 / K_D^2 - \bar{D}_{вт}^2)}$, то при выбранных

проектировщиком значениях K_F и K_D скорость на входе равна:

$$\bar{w}'_1 = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \varphi_1'^2} = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \left(\frac{\Phi K_F}{\varepsilon'_1 \tau_1 (\bar{D}_1^2 / K_D^2 - \bar{D}_{вт}^2)} \right)^2}. \quad (7.3.8)$$

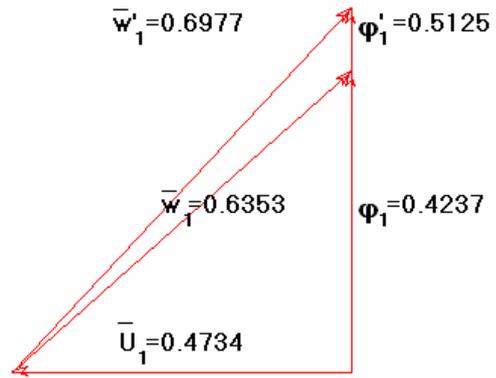
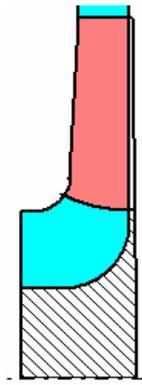
Коэффициент сжимаемости в рассматриваемом сечении меньше единицы, $\varepsilon'_1 = \frac{\rho_1}{\rho_0} < 1,0$. Из-за незначительности потерь напора во входном осесимметричном канале его можно рассчитывать по уравнению изэнтропного процесса:

$$\varepsilon'_1 = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1}'^2 \right)^{\frac{1}{k}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \varphi_1'^2 \lambda_u^2 \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (7.3.9)$$

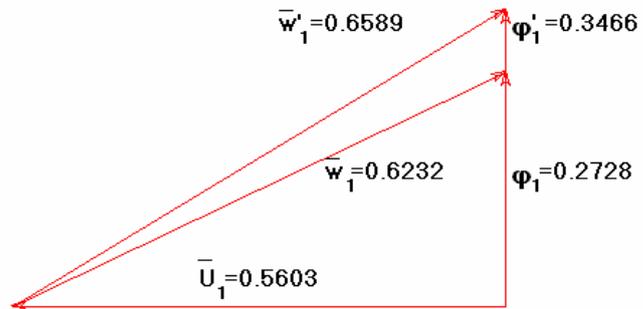
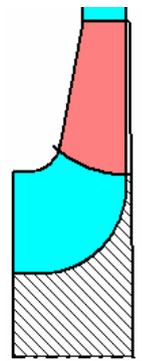
Как и во многих других случаях, при расчете коэффициента сжимаемости удобнее пользоваться не числом Маха, а скоростным коэффициентом:

$$\lambda_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}} = M_u \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{k+1}}}. \quad (7.3.10)$$

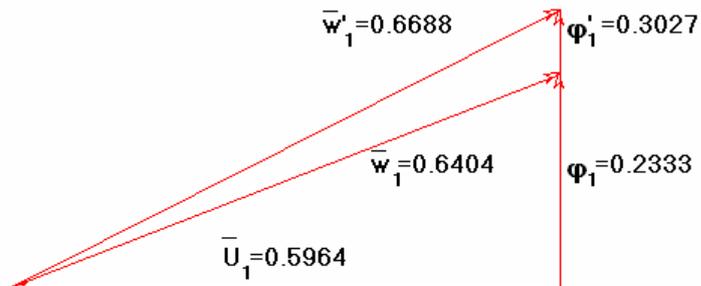
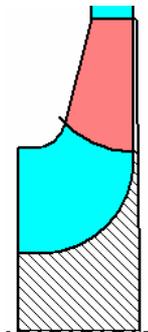
Величина коэффициента сжимаемости ε'_1 (обычно 0,87÷0,98 в зависимости от M_u) так же должна быть задана, и уточнена затем в процессе итераций.



а)



б)



в)

Рис. 7.3.5. Варианты рабочего колеса с $\Phi_p = 0,065$, $\bar{D}_{вр} = 0,30$ при $\bar{D}_1 \leq \bar{D}_{1wmin}$ и входные треугольники скоростей: (а) — $\bar{D}_1 < \bar{D}_{1wmin}$; (б) — $\bar{D}_1 = \bar{D}_{1wmin}$; (в) — $\bar{D}_1 > \bar{D}_{1wmin}$

Формула (7.3.8) определяет значение входного диаметра, соответствующего минимуму скорости на входе в межлопаточный канал, с учетом стеснения:

$$\bar{D}_{1w\min} = K_D \sqrt{\bar{D}_{\text{вт}}^2 + 2^{1/3} \left(\frac{\Phi_p K_f}{K_D \varepsilon'_1 \tau_1} \right)^{2/3}} . \quad (7.3.11)$$

Такому входному диаметру соответствует скорость на входе $\bar{w}'_{1\min} = \sqrt{\bar{D}_{w\min}^2 + \Phi_1'^2}$:

$$\bar{w}'_{1\min} = \sqrt{K_D^2 \left[\bar{D}_{\text{вт}}^2 + 2^{1/3} \left(\frac{\Phi_p K_F}{\varepsilon'_1 \tau_1 K_D} \right)^{2/3} \right] + \left[\frac{\Phi_p K_F}{\varepsilon'_1 \tau_1 (\bar{D}_{w\min}^2 / K_D^2 - \bar{D}_{\text{вт}}^2)} \right]^2} . \quad (7.3.12)$$

Главной величиной здесь является условный коэффициент расхода, который больше всего влияет на $\bar{D}_{1w\min}$ и $\bar{w}'_{1\min}$. Вторая по значимости величина — втулочное отношение. Проявление сжимаемости и стеснение потока лопатками, равно как и большие значения коэффициентов K_F и K_D , увеличивают $\bar{D}_{1w\min}$ и $\bar{w}'_{1\min}$. Их влияние на $\bar{D}_{1w\min}$ и $\bar{w}'_{1\min}$ иллюстрирует рис. 7.3.6.

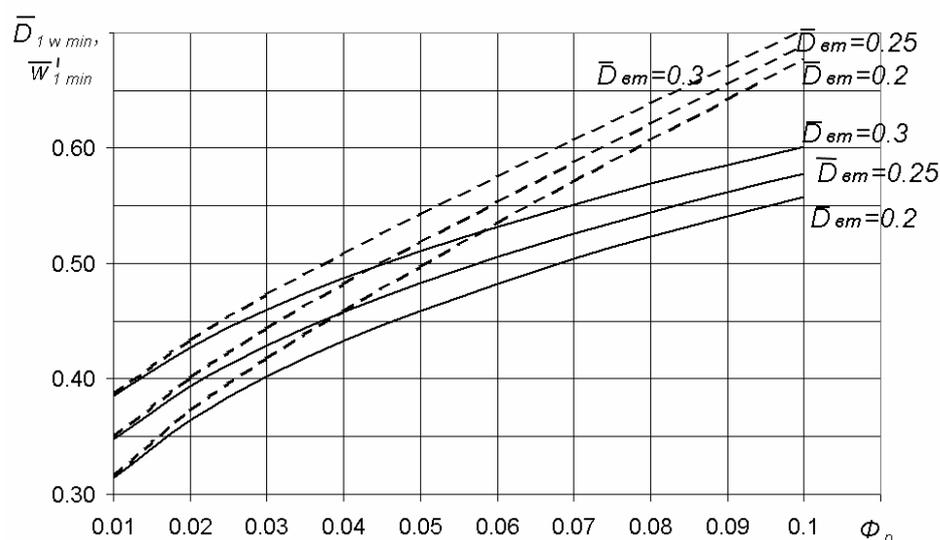


Рис. 7.3.6. Влияние коэффициентов $\Phi_{\text{расч}}$ и $\bar{D}_{\text{вт}}$ на $\bar{D}_{1w\min}$ (сплошные линии) и $\bar{w}'_{1\min}$ (штриховые линии)

Выбор диаметра входа по минимуму скоростей — это проверенное рациональное решение. Однако в принципе оно не гарантирует минимума потери КПД, поскольку в формулу для $\Delta\eta_{pk}$ входит еще коэффициент потерь. Нет оснований утверждать, что при $\bar{D}_1 = \bar{D}_{1wlmin}$ минимальным будет так же и коэффициент потерь межлопаточного канала. Действительное оптимальное значение может быть проверено путем физического (испытания модельных ступеней) или численного эксперимента. Возможность сопоставления вариантов с коэффициентом $A_D = \frac{\bar{D}_1}{\bar{D}_{1wlmin}} \leq \geq 1,0$

предоставляет, в частности, программа оптимального проектирования центробежных ступеней Метода универсального моделирования – раздел 8.10.

Выбор того или иного значения \bar{D}_1 определяет остальные размеры входа в РК:

– высоту лопаток на входе по значениям коэффициентов K_F и K_D :

$$\bar{b}_1 = \frac{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{em}^2}{4\bar{D}_1 K_F};$$

– наружный диаметр входа в РК: $\bar{D}_0 = \bar{D}_1 / K_D$.

Определен и входной треугольник скоростей (без учета стеснения потока лопатками):

$$\varphi_1 = \frac{\Phi}{\varepsilon_1 4\bar{D}_1 \bar{b}_1}, \quad \bar{w}_1 = \sqrt{\varphi_1^2 + D_1^2}, \quad \beta_1 = \arctg \frac{\varphi_1}{D_1}. \quad (7.3.13)$$

Определение размеров выхода из РК. В меридиональной плоскости есть только один размер, подлежащий выбору — высота лопаток. Ее относительную величину определяет коэффициент расхода, с учетом или без учета стеснения. Из уравнения неразрывности:

$$\varphi_{2p}' = \frac{\Phi_p}{4\pi\tau_2\varepsilon_2\bar{b}_2}, \quad \varphi_{2p} = \frac{\Phi_p}{4\pi\varepsilon_2\bar{b}_2}. \quad (7.3.14)$$

При расчете коэффициентов сжимаемости на выходе следует учесть рост температуры торможения в РК в результате подвода механической работы, и уже достаточно заметные потери напора. Соответствующая формула получается путем следующих преобразований:

$$\varepsilon_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0^*} = \left(\frac{T_2}{T_0^*} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{T_0^* + \Delta T_2^* - \frac{c_2^2}{2c_p}}{T_0^*} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(1 + \frac{\psi_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) u_2^2}{c_p T_0^*} - \frac{(\psi_T^2 + \varphi_2^2)}{2c_p T_0^*} \right)^{\frac{1}{n}},$$

$$= \left(1 + 2 \frac{k-1}{k+1} \psi_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) \lambda_u^2 - \frac{k-1}{k+1} (\psi_T^2 + \varphi_2^2) \lambda_u^2 \right)^{\frac{1}{n}}$$

и окончательно:

$$\varepsilon_2 = \left(1 + \frac{k-1}{k+1} \lambda_u^2 \left[2\psi_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) - (\psi_T^2 + \varphi_2^2) \right] \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (7.3.15)$$

где $n = \frac{k}{(k-1)} \eta / \left(\frac{k}{(k-1)} \eta - 1 \right)$, что вытекает из соотношения

$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \eta$, справедливого при незначительном влиянии внешнего теплообмена. Участвующий в формулах КПД — это политропный КПД РК по статическим параметрам.

Так как после выхода потока из межлопаточного канала скорость становится меньше — $w_2 < w_2'$, $c_2 < c_2'$ — то соответствующие плотности должны находиться в обратном соотношении: $\varepsilon_2 > \varepsilon_2'$. Однако при характерных для промышленных ЦК ступеней значениях чисел Маха это различие пренебрежимо мало. В практических расчетах принимают:

$$\varepsilon_2 \approx \varepsilon_2'. \quad (7.3.16)$$

Очевидное влияние КПД на изменение плотности в принципе требует выбора того или иного значения КПД в начале расчета с последующей его проверкой по окончании проектирования. Такую проверку позволяет сделать Метод универсального моделирования, в программах которого последовательность расчета предусматривает необходимые итерационные процессы.

Выбор той или иной относительной высоты лопаток \bar{b}_2 при заданном значении коэффициента теоретического напора означает следующую трансформацию выходного треугольника скоростей (иллюстрация на рис. 7.3.7):

- коэффициент расхода тем больше чем меньше \bar{b}_2 : $\Phi_{2p} = \frac{\Phi_p}{4\pi\epsilon_2\bar{b}_2}$;
- углы выхода потока в абсолютном и относительном движении тем больше, чем меньше \bar{b}_2 : $\alpha_2 = \arctg \frac{\Phi_2}{\Psi_T}$, $\beta_2 = \arctg \frac{\Phi_2}{1 - \Psi_T}$;
- скорости потока и соответствующая им кинетическая энергия на выходе из РК тем больше, чем меньше \bar{b}_2 : $\bar{c}_2 = \sqrt{\Phi_2^2 + \Psi_T^2}$, $\bar{w}_2 = \sqrt{\Phi_2^2 + (1 - \Psi_T)^2}$;
- замедление потока в относительном движении тем слабее, чем меньше \bar{b}_2 : $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{\sqrt{\Phi_2^2 - (1 - \Psi_T)^2}}{\bar{w}_1}$.

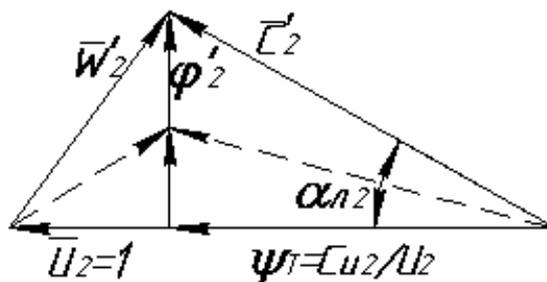


Рис. 7.3.7. Выходные треугольники скоростей варианта рабочего колеса с меньшим (сплошные линии) и большим значением \bar{b}_2 (штриховые линии)

Перечисленные обстоятельства в разной степени определяют выбор относительной высоты лопаток, но все они должны приниматься во внимание.

Для рабочих колес со средними и большими коэффициентами напора $\Psi_{T \text{ расч}} > 0,55$ важно проконтролировать замедление потока в межлопаточных каналах РК. Из представленных выше соотношений вытекает следующая формула для расчета относительной высоты лопаток на выходе в зависимости от величины замедления:

$$\bar{b}_2 \leq \frac{\Phi_{\text{расч}}}{4\pi\epsilon_2 \left[(\bar{w}_1 \dot{w})^2 + (1 - \Psi_T)^2 \right]^{1/2}}. \quad (7.3.17)$$

Опыт проектирования показывает, что рабочие колеса не могут иметь высокий КПД при среднем замедлении более 35÷40%. То есть, при расчете высоты лопаток по формуле (7.3.17) следует принимать значения $\dot{w} \geq 0,60 \div 0,65$. В противном случае вихревая зона на задней поверхности лопаток занимает слишком значительную часть межлопаточного канала, что ведет к снижению КПД. Определив \bar{b}_2 по формуле (7.3.17) следует проверить значения коэффициента расхода и угла потока в абсолютном движении $\varphi_{2p} = \frac{\Phi_p}{4\pi\epsilon_2\bar{b}_2}$ и $\alpha_2 = \arctg \frac{\varphi_2}{\psi_T}$.

У особо высокорасходных и высоконапорных РК значения φ_{2p} могут достигать значений 0,35÷0,40. Это большие значения соответствующие большой кинетической энергии потока на входе в диффузор, потери в котором ей пропорциональны. Если φ_{2p} еще больше, возможно следует пойти на большее замедление потока в РК, увеличив относительную высоту лопаток \bar{b}_2 .

Лопаточные диффузоры хорошо работают при углах потока на входе α_3 не менее 12÷15°, безлопаточные диффузоры — не менее 20÷25°. Лопаточные диффузоры обычно шире, чем рабочее колесо на выходе: $b_3 > b_2$. Поэтому угол потока на входе на лопатки диффузора может быть меньше, чем на выходе из РК: $\alpha_3 < \alpha_2$. Наоборот, угол потока в БЛД можно увеличить, сделав плавное сужение в его начальной части. За счет этого можно сделать $\alpha_3 > \alpha_2$.

В любом случае высота лопаток РК на выходе не должна быть больше высоты лопаток на входе. У самых низконапорных РК с $\psi_{Tp} = 0,40 \div 0,45$ даже при $b_2 = b_1$ замедление потока в межлопаточном канале может практически отсутствовать, т.е. $\dot{w} \approx 1,0$.

Перечисленные обстоятельства по выбору высоты лопаток указывают на необходимость компромисса и обеспечения суммарного минимума потерь в рабочем колесе и диффузоре. При численной оптимизации ступеней методом универсального моделирования сопоставление вариантов с разными \bar{b}_2 дает наиболее ощутимый прирост КПД. Для примера на следующих рисунках представлены результаты оптимального проектирования трех вариантов средненапорной среднерасходной ступени РК + БЛД + ОНА методом универсального моделирования (программа ODCS-G4E). Основные параметры ступени: $\Phi_{расч} = 0,065$, $\psi_{Tрасч} = 0,625$, $M_u = 0,80$, $Re_u = 7E^6$, $\bar{D}_{вт} = 0,340$, $\bar{D}_4 = 1,65$.

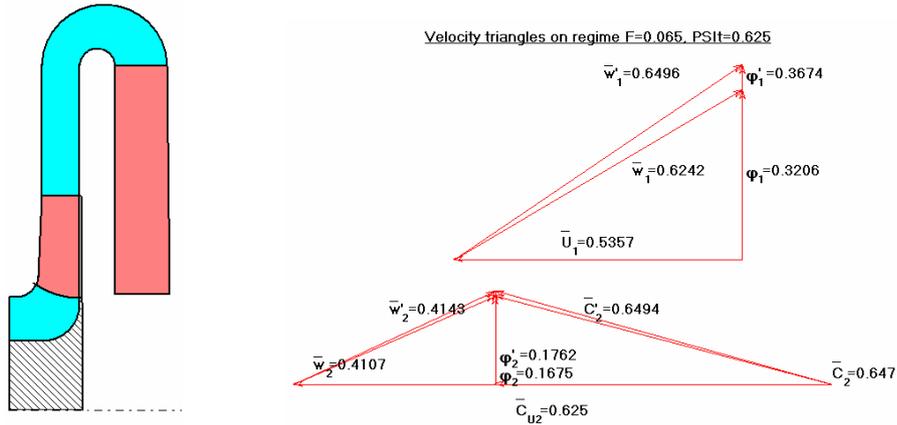


Рис. 7.3.8 а. Меридиональная форма и треугольники скоростей оптимизированной ступени: $\dot{w} = 0,638 < \dot{w}_{opt}$

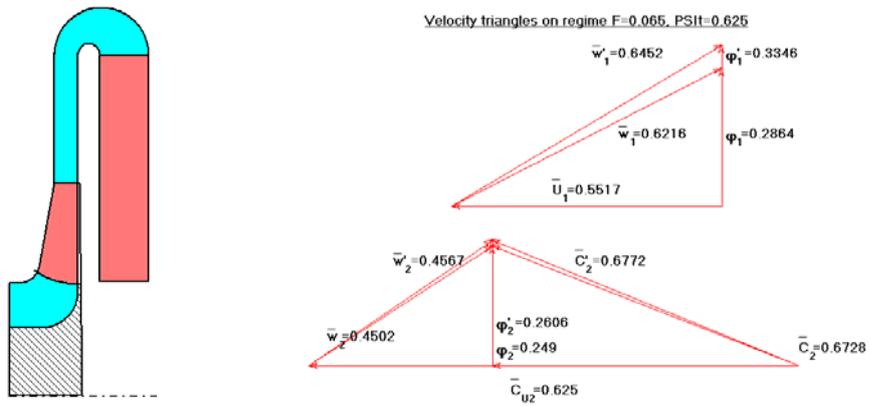


Рис. 7.3.8 б. Меридиональная форма и треугольники скоростей оптимизированной ступени: $\dot{w} = 0,714 = \dot{w}_{opt}$;

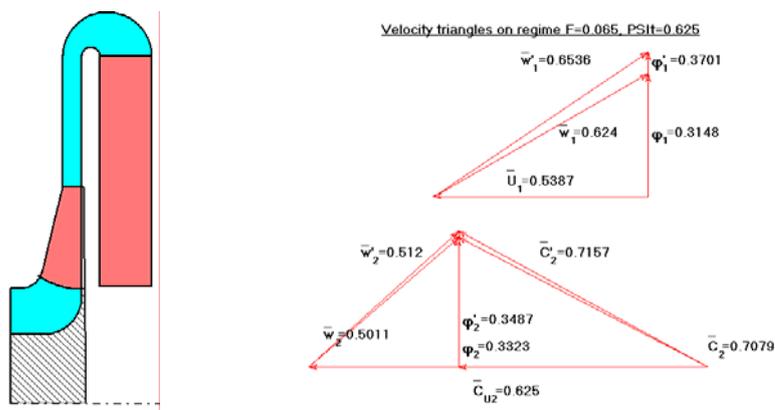


Рис. 7.3.8 в. Меридиональная форма и треугольники скоростей оптимизированной ступени: $\dot{w} = 0,783 > \dot{w}_{opt}$

Все геометрические параметры ступеней оптимизировались, кроме соотношения ширины РК и БЛД: у всех вариантов $\frac{b_3}{b_2} = 1,0$.

Анализировалось влияние выбора отношения скоростей $\dot{w} \geq \dot{w}_{opt} = 0,714$ (конкретное значение только для этой ступени).

Различия вариантов в форме проточной части и треугольников скоростей очевидны. У варианта на рис. 7.3.8, с излишним замедлением потока в межлопаточных каналах КПД оказался на 1,5% меньше, чем у оптимального, у варианта с недостаточным замедлением — на 0,5% меньше.

Определение размеров лопаточной решетки РК в радиальной плоскости. Выбор числа лопаток. В классическом способе проектирования [17] выбор числа лопаток связан с оптимальной густотой:

$$\left(\frac{l}{t}\right)_{opt} = 2,5 \dots 4,0. \quad (7.3.18)$$

Обратим внимание на то, что густота круговой решетки РК, ЛД или ОНА не является столь же просто определяемой и однозначной, как в случае кольцевой решетки осевой ступени. Там на расчетном радиусе густота однозначно определяется хордой профилей и числом лопаток $\frac{l}{t} = \frac{B}{2\pi r_{расч}/z}$.

В случае круговой решетки длина лопатки $l \approx \frac{r_2 - r_1}{\sin \beta_{лср}} = \frac{r_2 - r_1}{\sin 0,5(\beta_{л2} + \beta_{л1})}$ в действительности сильно зависит еще и от

формы ее средней линии между радиусами r_1 и r_2 , а шаг лопаток разный на разных радиусах. Для типичных РК со средней линией лопаток в виде дуги окружности в этой же монографии [17] густоту круговой решетки рекомендуется рассчитывать по формуле:

$$\frac{l}{t} = \frac{\lg \frac{D_2}{D_1}}{2,73 \sin \beta_{лср} / z}, \quad (7.3.19)$$

где $\beta_{лср} = 0,5(\beta_{л1} + \beta_{л2})$.

В этом случае число лопаток следует выбирать по соотношению:

$$z_{\text{opt}} = (2,5 \dots 4,0) \frac{2,73 \sin \beta_{\text{лсп}}}{\lg \frac{D_2}{D_1}}. \quad (7.3.20)$$

Напомним, что при проектировании лопаточных аппаратов осевого компрессора по диаграмме Хауэлла, следует выбирать густоту решетки в пределах $\frac{B}{t} = \frac{1}{t/B} = 1 \div 1,43$, причем это осознанный выбор, связанный с желанием создать менее или более высоконапорную ступень. Число лопаток круговой решетки РК по формуле (7.3.20) не связано с коэффициентом напора, но только с желанием получить наивысший КПД и приемлемую зону работы. В [17] указывается на необходимость выбирать меньшее оптимальное число лопаток, когда есть опасность сильного стеснения потока лопатками на входе в РК.

Принципы газодинамического проектирования кафедры КВХТ [19] отдают предпочтение газодинамическим параметрам, а не геометрическим. В данном случае речь идет о том, что оптимальный выбор числа лопаток предпочтительнее делать исходя из их аэродинамической нагрузки, а не по густоте решетки. Связь между аэродинамической нагрузкой (это разность скоростей на задней и передней поверхностях лопаток) и числом лопаток устанавливает теорема об изменении момента количества движения. Рассмотрим ее соотношения, пренебрегая силами трения, которые мало влияют на результат.

На поверхности лопаток действует разность давлений $\Delta p = p_{\text{п}} - p_{\text{з}}$, которую, как и разность скоростей, можно назвать аэродинамической нагрузкой. На бесконечно малом радиальном отрезке dr (рис. 3.44) эта разность давлений создает элементарную силу в направлении, противоположном направлению вращения РК, и момент относительно оси вращения ротора:

$$\left. \begin{aligned} dP_u &= -\Delta p b dr, \\ dM_z &= -dP_u r z \end{aligned} \right\}. \quad (7.3.21)$$

Здесь b — высота лопатки на рассматриваемом радиусе r , а z — число лопаток. Знак «минус» показывает, что сила и момент направлены в сторону, противоположную вращению.

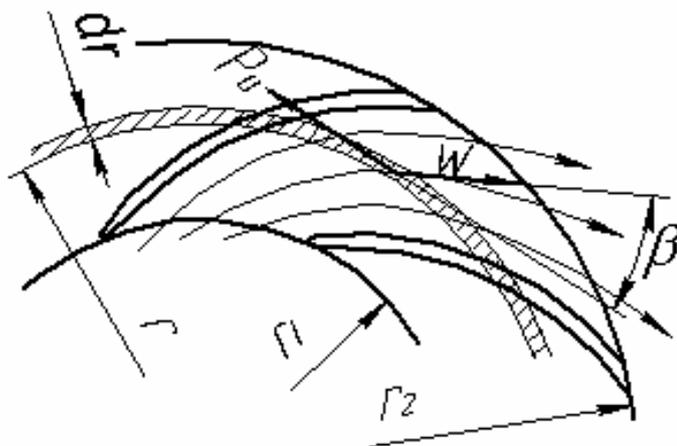


Рис. 7.3.9. Схема возникновения момента M_z относительно оси рабочего колеса

Препятствующий вращению РК момент dM_z преодолевается приводным двигателем. Теорема об изменении момента количества движения гласит, что момент внешних сил — в данном случае это момент, развиваемый двигателем $dM'_z = -dM_z$, равен изменению момента количества движения газа, протекающего через межлопаточные каналы в единицу времени:

$$dM'_z = \bar{m} d(c_u r). \quad (7.3.22)$$

Имея в виду, что расход газа через кольцевое сечение радиуса r равен $\bar{m} = \rho w_r 2\pi r b \tau$ (коэффициент стеснения учитывает, что часть проходного сечения занята лопатками конечной толщины):

$$d(c_u r) = \frac{\Delta p b dr \cdot r z}{\rho w_r 2\pi r b \tau} = \frac{z}{2\pi \tau} \frac{\Delta p}{\rho} \frac{1}{w \sin \beta} dr. \quad (7.3.23)$$

Оперировать диаграммами скоростей на поверхности лопаток удобнее, чем диаграммами давлений, поэтому воспользуемся уравнением Бернулли для относительного движения, которое связывает давления и скорости в межлопаточных каналах РК (для упрощения рассматривается движение несжимаемой жидкости): $p - p_1 = \rho \frac{w_1^2 - w^2}{2} + \rho \frac{u^2 - u_1^2}{2} - \rho h_w$, или

$$\tilde{p}^* - \tilde{p}_1^* = \rho \frac{u^2 - u_1^2}{2} - \rho h_w, \quad (7.3.24)$$

где $\tilde{p}^* = p + \rho \frac{w^2}{2}$ — полное давление газа в относительном движении.

Итак, в невязком ядре потока ($h_w = 0$) полное давление в относительном движении меняется только по радиусу, откуда при $\tilde{p}_\pi^* = \tilde{p}_3^*$ и $p_\pi + \rho \frac{w_\pi^2}{2} = p_3 + \rho \frac{w_3^2}{2}$:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{w_3^2 - w_\pi^2}{2} = \frac{w_3 + w_\pi}{2} (w_3 - w_\pi). \quad (7.3.25)$$

Так как $\frac{w_3 + w_\pi}{2} \approx w$, т.е. среднеарифметическая величина скоростей на задней и передней поверхностях лопаток примерно равна среднерасходной скорости в межлопаточном канале, а $w_3 - w_\pi = \Delta w$ — искомая аэродинамическая нагрузка, то соотношение (7.3.23) предстает в виде:

$$d(c_u r) = \frac{z}{2\pi\tau} \frac{\Delta w}{\sin \beta} dr. \quad (7.3.26)$$

Интегрируя это соотношение в предположении постоянства нагрузки по радиусу $\Delta w = f(r) = \text{const}$ и заменяя текущее значение угла потока его средним значением получим после приведения к безразмерному виду (соотношение справедливо при отсутствии закрутки потока на входе в РК):

$$\psi_T = \frac{z}{2\pi\tau} \Delta \bar{w} \frac{(1 - \bar{D}_1)}{\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}. \quad (7.3.27)$$

Итак, заданная величина коэффициента теоретического напора может быть получена при малом числе лопаток z и большой безразмерной нагрузке $\Delta \bar{w} = \frac{w_3 - w_\pi}{u_2}$, или наоборот — рис. 7.3.10.

При большой нагрузке и малом числе лопаток большие скорости и сильное замедление потока на задней поверхности, на которой опасно образование отрыва потока. Скорость потока в точке отрыва («ТО» на рисунке) больше, больше и потери отрыва – екак в обычном диффузоре.

При маленькой нагрузке замедление вдоль задней поверхности меньше, но большая поверхность трения. Большое число лопаток ведет к большому стеснению потока на входе, что в любом случае нежелательно.

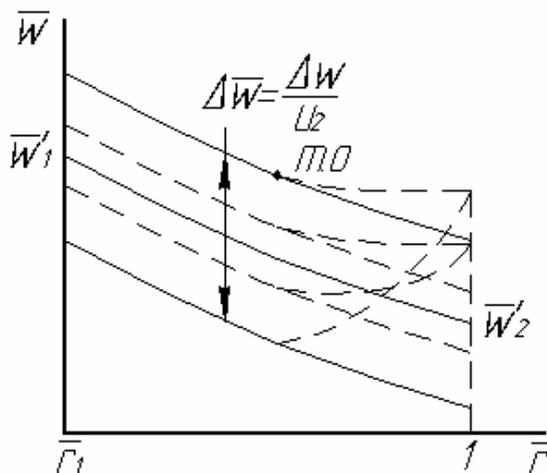


Рис. 7.3.10. Относительная нагрузка на лопатку: сплошные линии — при малом числе лопаток, штриховые линии — при большом числе лопаток

Теоретический анализ и опыт проектирования показывают, что оптимальная нагрузка $\Delta\bar{w}_{opt}$ в некоторой степени зависит от заданного коэффициента теоретического напора рабочего колеса. В диапазоне $\psi_{T\text{расч}} = 0,40-0,70$ оптимальная нагрузка меняется в диапазоне $\Delta\bar{w}_{opt} \approx 0,32-0,42$. Тем не менее, получение больших коэффициентов напора требует большего числа лопаток. Для среднерасходных РК оптимальное количество лопаток в диапазоне $\psi_{T\text{расч}} = 0,4-0,70$ возрастает от 9–11 до 17–21:

$$z_{opt} = (0,35...0,45) \frac{\psi_{T\text{расч}}}{\Delta\bar{w}} 2\pi\tau \frac{\sin\beta_{cp}}{1 - \bar{D}_1}. \quad (7.3.28)$$

Нужно отметить, что небольшое отступление от оптимального числа лопаток несильно сказывается на эффективности ступени. На рис. 7.3.11 показана зависимость КПД от средней нагрузки лопаток средненапорного РК.

При выборе числа лопаток предпочтение отдается простым числам (7, 11, 13, 17, 19, 23 и т.д.), что уменьшает опасность резонанса из-за нестационарности потока, связанной с конечным числом лопаток. Большое число лопаток повышает частоту собственных колебаний и уменьшает нестационарные нагрузки периферийной части покрывающего диска.

Помимо коэффициента теоретического напора и средней нагрузки на оптимальное число лопаток влияет их безразмерная длина $\frac{l}{D_2} \approx \frac{1 - \bar{D}_1}{\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}$.

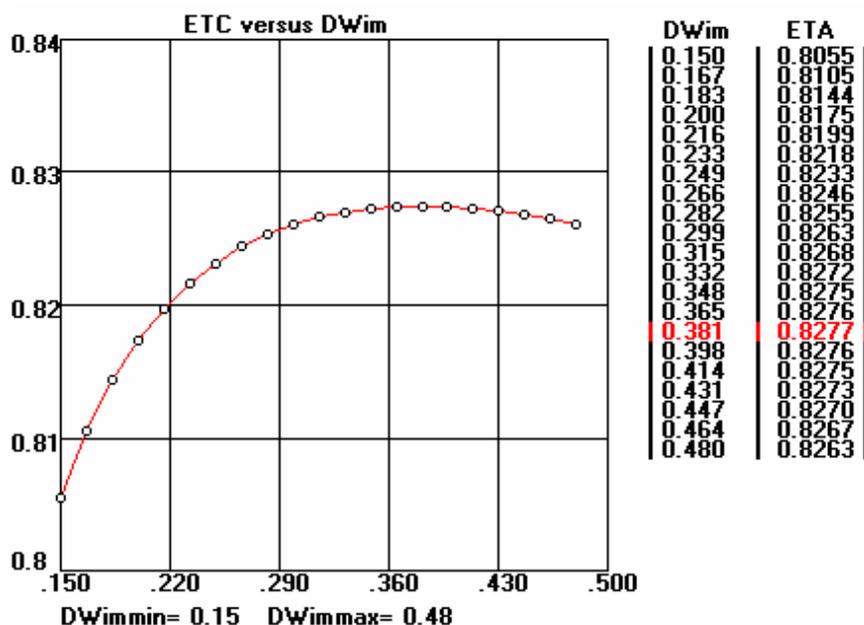


Рис. 7.3.11. Зависимость КПД ступени от средней нагрузки лопаток рабочего колеса средненапорной, среднерасходной ступени (Программа ODCS-G5E Метода универсального моделирования)

Длина лопаток разная при разной форме лопаток в радиальной плоскости. Эта форма так же может быть объектом оптимизации. В практике проектирования кафедры КВХТ окончательный выбор числа лопаток делается на основании анализа диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока на их поверхности. Примеры приведены в разделе 7.4.

Форма средней линии лопатки в радиальной плоскости. Ранее определены входной и выходной треугольники скоростей, обеспечивающие заданные расход и напор ступени. Теперь следует определить форму лопаток, при которой заданные параметры будут

обеспечены при минимальных потерях напора в межлопаточных каналах. Эта задача делится на три составляющие.

Оптимальный входной угол лопаток $\beta_{л1}$ выбирается из условия безударного обтекания на расчетном режиме с учетом следующих соображений. Потери в межлопаточном канале РК определяются соотношением коэффициента потерь канала, безразмерной кинетической энергии потока на входе и коэффициента теоретического напора $\Delta\eta_{РК} = 0,5 \frac{\zeta_{РК}}{\psi_T} (w_1'/u_2)^2$. Так как входная скорость w_1'/u_2 уже минимизирована, а коэффициент теоретического напора — заданная величина, то минимизировать можно только коэффициент потерь $\zeta_{РК}$. Расчеты и практика проектирования показывают, что для этого на расчетном режиме нужно обеспечить условие безударного входа потока на лопатки.

В разделе 4.9 показано, что условие безударного входа обеспечено тогда, когда струйка тока, идущая к поверхности лопатки (критическая струйка тока) направлена под углом лопатки на входе (угол $\beta_{л1}$). В этом случае критическая точка находится на входной кромке, и обтекание носика лопатки наиболее гладкое, то есть, нет пиков скоростей, которые возникают при ударном обтекании потоком входной кромки. Такие пики возникают, если критическая струйка тока находится как на передней стороне лопатки (положительный угол атаки), так и на задней стороне лопатки (отрицательный угол атаки).

Итак, угол входа лопатки $\beta_{л1}$ должен соответствовать направлению критической струйки тока. Поскольку лопатки имеют конечную толщину и снижают площадь проходного сечения, то критическая струйка тока разгоняется до скорости $c_1' = c_1/\tau_1$ (рис. 7.3.12). Одновременно из-за разности давлений на передней и задней стороне лопатки эта струйка поворачивается в сторону задней поверхности, где давление меньше. Критическая струйка приобретает закрутку, противоположную вращению РК. В результате приближается к поверхности лопаток со скоростью $w_{лпс}$.

Нужно обратить внимание на то, что в сторону, противоположную вращению закручивается не весь поток, а только критическая струйка тока. Струйки тока в середине межлопаточного канала поворачивают так же в сторону задней поверхности лопаток, но приобретают при этом положительную закрутку. По шагу перед РК частицы газа приобретают

разную по величине и направлению относительную скорость — с отрицательной и положительной закруткой*.

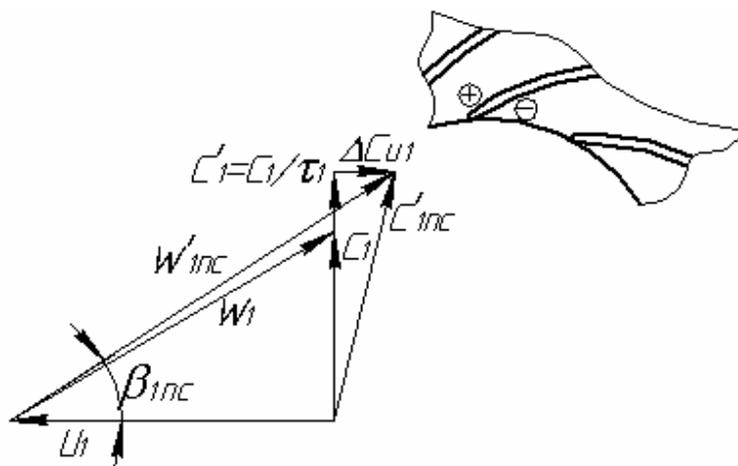


Рис. 7.3.12. Изменение величины и направления струйки тока, идущей в переднюю критическую точку лопатки рабочего колеса

С учетом изложенного условие безударного входа определяется соотношениями:

$$i_{1nc} = \beta_{n1} - \beta_{1nc} = 0, \quad \beta_{1nc} = \arctg \frac{\dot{\Phi}_1}{\bar{u}_1 - \Delta \bar{c}_{u1}} \quad (\bar{u}_1 = \bar{D}_1, \Delta c_{u1} < 0). \quad (7.3.29)$$

Для расчета Δc_{u1} автором предложена следующая физическая схема (рис. 7.3.13). Передавая газу механическую работу двигателя, лопатки рабочего колеса создают на выходе из него циркуляцию потока $\Gamma = c_{u2} 2\pi r_2$. Каждая из лопаток воздействует на поток таким же образом, как воздействовал бы вихрь с циркуляцией $\Gamma_{\text{вихр}} = \frac{c_{u2} 2\pi r_2}{z}$ (z — число лопаток). Представим, что вихрь расположен на лопатке в точке приложения аэродинамической силы на радиусе, который условно назовем

* Если перед РК поток не имел предварительной закрутки, т.е. $c_{u1} = 0$, то и в результате перестройки под воздействием нагрузки лопаток закрутка не может появиться. Противоположное противоречило бы теореме об изменении момента количества движения $d(\bar{m}c_u) = dM_z$, так как момент внешних сил M_z в невязком ядре потока перед лопатками отсутствует.

радиусом давления r_d . Вихрь индуцирует скорости в потоке, обратно пропорциональные расстоянию от своего центра. Таким образом, закрутка критической струйки тока на входе на лопатки может быть представлена так:

$$\Delta c_{u1} = -\frac{c_{u2} 2\pi r_2}{z(r_d - r_1)}. \quad (7.3.30)$$

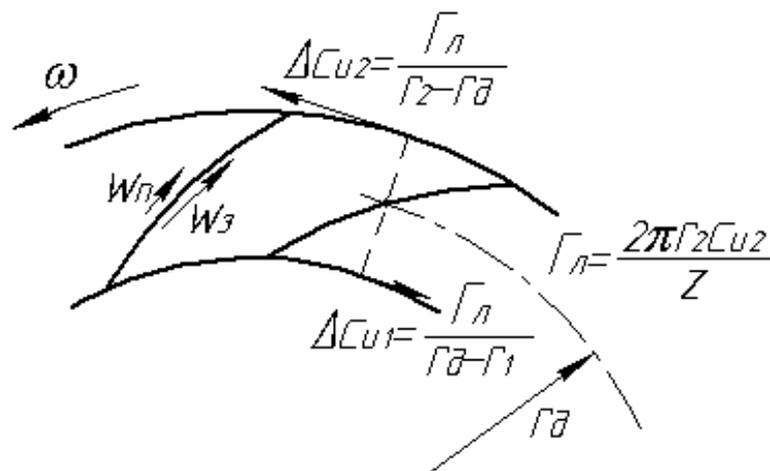


Рис. 7.3.13. Схема к расчету Δc_{u1} , вследствие перестройки потока при входе на лопатку

Положение r_d зависит от характера распределения нагрузки. Если нагрузка постоянна по радиусу, то центр давления находится посередине между r_1 и r_2 . При проектировании РК по Методу универсального моделирования нагрузка обычно несколько смещена к концу лопатки. В этом случае центр давления приближается к концу лопаток. Схематизировано характер распределения нагрузки лопаток отражает коэффициент центра давления:

$$K_{цд} = \frac{r_2 - r_d}{r_2 - r_1}. \quad (7.3.31)$$

После преобразований в безразмерном виде закрутка критической струйки тока предстанет в виде:

$$\Delta \bar{c}_{u1} = -\frac{2\pi \psi_T}{z(r_2 - r_1)(1 - K_{цд})}. \quad (7.3.32)$$

В зависимости от выбранного вида распределения нагрузки по длине лопаток значения коэффициента центра давления $K_{цд} = 0,45 \div 0,50$.

Предложенная схема, учитывает:

- среднюю нагрузку лопаток, связанную с коэффициентом напора РК, числом и радиальной протяженностью лопаток;
- характер распределения нагрузки через величину коэффициента $K_{цд}$.

Опосредствованно формула учитывает, насколько велика разность давлений в той области лопатки, где формируется перестройка потока.

Входной угол лопатки, обеспечивающий безударное обтекание равен:

$$\beta_{лбу} = \arctg \frac{\varphi_1 / \tau_1}{\bar{D}_1 + \frac{2\pi\psi_{Трасч}}{z(1-\bar{D}_1)(1-K_{цд})}}. \quad (7.3.33)$$

Анализ экспериментальных данных и расчетов обтекания лопаток невязким квазитрехмерным потоком показал, что формула не только отражает роль наиболее важных факторов, определяющих перестройку потока, но и гарантирует приемлемую для целей практического проектирования точность расчета необходимого входного угла лопаток.

Отметим, что в формуле нет эмпирических коэффициентов, отражающих роль вязкости потока. Действительно, измерения показали, что в рабочих колесах заметное влияние вязкости появляется ближе к выходу из межлопаточных каналов — там, где появляется отрыв потока.

На рис. 7.3.12 показано, что стеснение увеличивает угол натекания критической струйки тока, а перестройка из-за разности давлений уменьшает. В некоторых случаях оба эти фактора компенсируют друг друга, но опыт проектирования показывает, что для большинства РК необходимо учитывать оба фактора.

Выходной угол лопаток $\beta_{л2}$ следует выбирать таким образом, чтобы обеспечить заданный коэффициент теоретического напора $\psi_{Трасч}$. Как известно, на выходе из межлопаточных каналов поток имеет угол выхода β_2 меньший, чем угол лопаток $\beta_{л2}$. Угол отставания $\Delta\beta = \beta_{л2} - \beta_2$ должен быть учтен при выборе угла лопаток.

Рассмотрим движение невязкого газа на выходе из РК с соблюдением постулата Кутта — Жуковского. Критическая струйка тока покидает лопатку под углом $\beta_{л2}$. Как известно, в невязком потоке форма линий тока

В отличие от расчета входного угла лопаток, в формуле (3.72) присутствует эмпирический коэффициент $K_\mu > 1,0$, учитывающий влияние вязкости. Разница заключается в том, что на входе в РК вязкость проявляет себя не только в тонких пограничных слоях. Внутри межлопаточного канала картина меняется. На задней поверхности лопаток под действием сил инерции подавляется поперечная турбулентность, пограничный слой ламинаризируется и утолщается. Ламинарный пограничный слой легко отрывается. При этом образуется низкоэнергетическая зона, называемая следом — рис. 7.3.15. В этой зоне происходит дополнительное отклонение потока в сторону обратную вращению.

Обратим внимание на пространственную форму следа. Если посмотреть на межлопаточный канал со стороны выхода из РК, то видно, что след не плоский, и развивается в углу между покрывающим диском и задней поверхностью лопатки. Такая картина характерна для режима безударного входа потока. При положительных углах атаки след может занять практически всю заднюю поверхность лопаток. В области следа имеет место существенная вихревая составляющая потока, аналогичная вторичному течению.

Утолщенный пограничный слой и низкоэнергетическая зона на задней поверхности лопаток приводит к уменьшению отклоняющей способности лопаточной решетки. Для обеспечения заданного коэффициента напора по сравнению с невязким потоком нужно выбрать большую величину $\beta_{л2}$, для чего в формулу (7.3.34) и введен эмпирический коэффициент $K_\mu > 1,0$. Понятно, что его величина тем больше, чем сильнее проявляет себя вязкость потока. Известно, что в более высоконапорных РК приходится сильнее снижать скорость в межлопаточных каналах. Влияние числа Россби (подавление поперечных пульсаций на задней поверхности лопаток) так же сильнее. Оба фактора приводят к более сильному развитию низкоэнергетической зоны и росту угла отставания. Обработка экспериментальных данных показала, что у низконапорных рабочих колес с $\psi_{Т\text{ расч}} \approx 0,50$ значение $K_\mu \approx 1,5$, но при $\psi_{Т\text{ расч}} = 0,70 - 0,75$ возрастает до $K_\mu \approx 2,5$.

В настоящее время на кафедре KBXT используется программа расчета обтекания лопаток невязким потоком, т.е. решается прямая задача. Процесс оптимального проектирования — это сопоставление вариантов решения прямой задачи. В зависимости от напорности РК, коэффициент теоретического напора, рассчитанный по программе, получается равным $\psi_{Тр} = (0,86 - 0,94)\psi_{Тид}$. Входной угол выбирается из условия безударного обтекания, которое оценивается по рассчитанной диаграмме скоростей. Выходной угол выбирается из условия обеспечения заданного напора.

Далее необходимо добиться хорошего обтекания с контролируемым замедлением на задней поверхности.

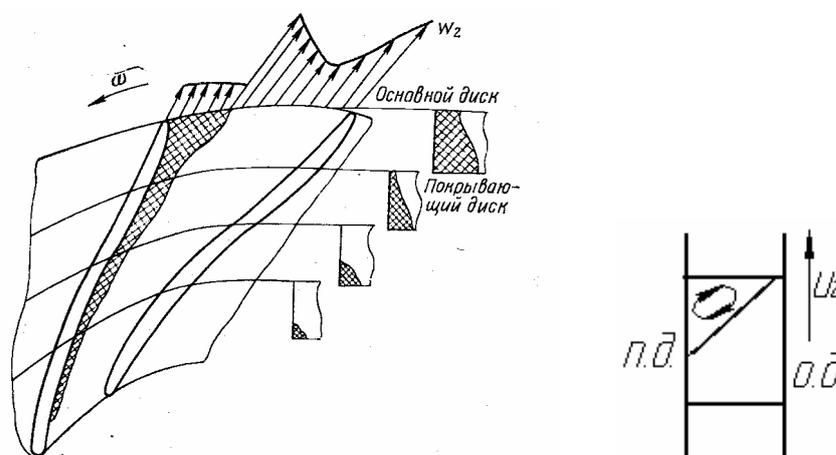


Рис. 7.3.15. Схема течения в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса [19]

Форма средней линии лопаток должна обеспечивать минимальную величину коэффициента потерь. Величина скоростей потока и их направление определены выше, при выборе размеров РК в сечениях «1» и «2». С учетом перестройки потока на входе и выходе определены углы входа и выхода лопаток. При «классическом» способе профилирования [17] форма средней линии лопаток между D_1 и D_2 — это дуга окружности, или прямая, как частный случай (рис. 7.3.16)

Величины радиусов кривизны R_n и положения центра радиусов кривизны R_0 определяются диаметрами начала и конца лопаток D_1 и D_2 , и углами лопаток на входе и выходе β_{n1} и β_{n2} . Соответствующие формулы вытекают из очевидных геометрических соотношений:

$$R_n = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4(D_2 \cos \beta_{n2} - D_1 \cos \beta_{n1})}, \quad \bar{R}_n = R_n / D_2 = \frac{1 - \bar{D}_1^2}{4(\cos \beta_{n2} - \bar{D}_1 \cos \beta_{n1})}. \quad (7.3.35)$$

$$R_0 = \sqrt{R_n^2 + 0,25D_2^2 - R_n D_2 \cos \beta_{n2}},$$

$$\bar{R}_0 = R_0 / D_2 = \sqrt{0,25 + \bar{R}_n^2 - \bar{R}_n \cos \beta_{n2}} \quad (7.3.36)$$

Из формул следует:

– при $\cos \beta_{n2} > \bar{D}_1 \cos \beta_{n1}$ радиус кривизны лопаток — положительный, то есть, его центр расположен со стороны задней

поверхности лопаток. Обычно значение относительного диаметра входа \bar{D}_1 лежит в пределах $0,52 \div 0,58$, а входной угол лопаток $\beta_{л1} = 25 \div 30^\circ$. То есть, центр кривизны лопаток расположен со стороны задней поверхности лопаток при $\beta_{л2} < 58 \div 63^\circ$. Такие лопатки иногда называют «лопатки, загнутые назад»;

– при $\cos \beta_{л2} = \bar{D}_1 \cos \beta_{л1}$ радиус кривизны лопаток равен бесконечности, т.е. средняя линия лопаток — прямая линия — «прямые лопатки»;

– при $\cos \beta_{л2} < \bar{D}_1 \cos \beta_{л1}$ радиус кривизны лопаток — отрицательный, то есть, его центр расположен со стороны передней поверхности лопаток. Для типичных РК это имеет место при $\beta_{л2} > 58 \div 63^\circ$. Такие лопатки иногда называют «лопатки, загнутые вперед».

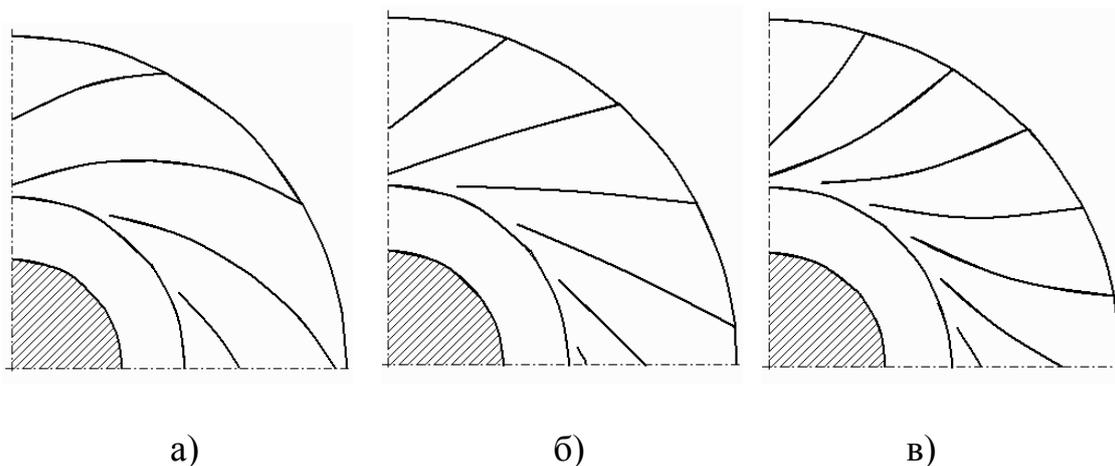


Рис. 7.3.16. Форма средней линии лопаток в виде дуги окружности (прямая линия — как частный случай): (а)— центр кривизны со стороны задней поверхности; (б) — радиус кривизны равен бесконечности (прямая линия); (в) — центр кривизны со стороны передней поверхности

«Геометрический» способ профилирования долгое время был единственным, и сейчас достаточно широко применяется. С его помощью создано много высокоэффективных компрессоров и модельных ступеней. Однако при профилировании высокорасходных и высоконапорных РК эффективность ступеней оказывается недостаточной, что побудило к созданию аэродинамически обоснованного подхода. Метод профилирования лопаток РК с учетом распределения скоростей на поверхностях лопаток разработан в научной группе автора «Рабочие процессы центробежных компрессоров» кафедры КВХТ [20].

Связь между диаграммой скоростей на поверхности лопаток и формой их средней линии вытекает из теоремы об изменении момента количества движения. Повторим и разовьем рассуждения относительно нагрузки лопаток, представленные выше при обсуждении выбора оптимального числа лопаток. Формула (7.3.23) может быть представлена в виде:

$$\frac{d(c_u r)}{dr} = \frac{z}{2\pi\tau \sin\beta} \Delta w. \quad (7.3.37)$$

Так как $c_u = u - w_u$ (при обычных углах потока $\beta < 90^\circ$) то:

$$\frac{d(c_u r)}{dr} = \frac{d(\omega r \cdot r - w_u r)}{dr} = 2\omega r - r \frac{dw_u}{dr} - w_u = \frac{z}{2\pi\tau \sin\beta} \Delta w$$

и $\Delta w = \frac{2\pi\tau}{z} \sin\beta \left(2\omega r - r \frac{dw_u}{dr} - w_u \right)$. Так как $w_u = c_r \operatorname{ctg}\beta$, то

$$\Delta w = \frac{2\pi\tau}{z} \sin\beta \left(2\omega r - r \operatorname{ctg}\beta \frac{dc_r}{dr} - r c_r \frac{d(\operatorname{ctg}\beta)}{dr} - c_r \operatorname{ctg}\beta \right).$$

Приведа к безразмерному виду $\Delta \bar{w} = \frac{\Delta w}{u_2}$, $\bar{r} = \frac{r}{r_2}$, $\varphi = \frac{c_r}{u_2}$:

$$\Delta \bar{w} = \frac{2\pi\tau}{z} \sin\beta \left(2\bar{r} - \bar{r} \operatorname{ctg}\beta \frac{d\varphi}{d\bar{r}} - \bar{r} \varphi \frac{d(\operatorname{ctg}\beta)}{d\bar{r}} - \varphi \operatorname{ctg}\beta \right). \quad (7.3.38)$$

Значение текущей величины коэффициента расхода вытекает из уравнения неразрывности:

$$\varphi' = \frac{\Phi}{4 \frac{\rho}{\rho_0} \tau b \bar{D}}, \quad (7.3.39)$$

и, так как зависимость $b/D_2 = f(r)$ определена, то влиять на нагрузку через $\frac{d\varphi}{d\bar{r}}$ в формуле (7.3.38) на этом этапе профилирования нельзя.

Заметим только, что при росте текущего коэффициента расхода в межлопаточном канале нагрузка уменьшается, и наоборот.

Оптимизация формы лопаточной решетки с учетом диаграмм скоростей производится за счет выбора наиболее подходящей зависимости

$\beta_d = f(r)$, которая определяет зависимость углов потока $\beta = f(r)$. С учетом рассмотренных выше процессов перестройки потока на входе и его отставания на выходе зависимости $\beta = f(r)$ и $\beta_d = f(r)$ находятся в связи, показанной на рис. 7.3.17. При безударном обтекании входной кромки поток входит в межлопаточный канал с углом больше угла лопаток $\beta_1 > \beta_{л1}$. На некотором удалении от входа практически полностью направляется лопатками, $\beta \approx \beta_d$. Ближе к выходу начинается процесс отставания потока, $\beta < \beta_d$.

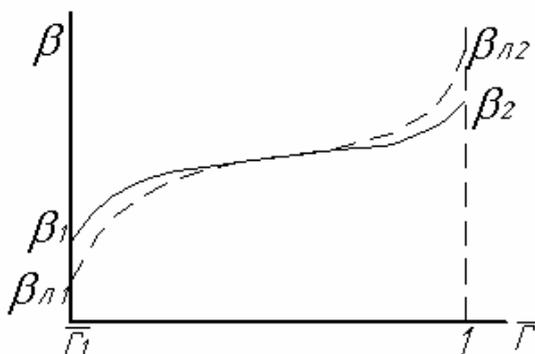


Рис. 7.3.17. Изменение углов потока (расчетный режим) и углов лопатки рабочего колеса по радиусу

В любом случае при увеличении угла лопаток поток следует за их направлением с некоторым опережением на входе или отставанием на выходе. Их формулы (7.3.38) следует, что при увеличении угла потока нагрузка растёт, так как $\frac{d(\text{ctg}\beta)}{dr}$ становится отрицательным.

Рассмотрим, как характер $\Delta\bar{w} = f(r)$ влияет на диаграммы скоростей и через них на аэродинамические свойства лопаточной решетки РК. Представим диаграмму скоростей схематизировано, при следующих допущениях:

- средняя скорость $w = f(r)$ меняется линейно;
- текущая нагрузка $\Delta\bar{w} = f(r)$ меняется линейно;
- скорости на задней и передней поверхностях лопаток равны $w_3 = w + 0,5\Delta\bar{w}$ и $w_{II} = w - 0,5\Delta\bar{w}$, соответственно. Такие допущения вполне приемлемы для качественного анализа, который сейчас будет предпринят.

При анализе будем иметь в виду, что отрыв потока (низкоэнергетическая зона — «след») образуется на задней поверхности

лопатки. Понятно, что вихревые потери пропорциональны кинетической энергии в точке образования следа. Для уменьшения вихревых потерь зону следа нужно сместить как можно ближе к выходу из РК, т.е. в область малых скоростей (или избежать ее образования вовсе).

Схематизированная эпюра скоростей показана на рис. 7.3.18. При заданных треугольниках скоростей на входе и выходе разный характер изменения лопаточных углов по радиусу приведет к разному распределению нагрузки и к разным диаграммам скоростей.

При «геометрическом» способе профилирования (средняя линия лопатки — дуга окружности) и умеренных углах выхода $\beta_{л2} \approx 40 \div 50^\circ$ нагрузка по радиусу близка к линейной (сплошные линии на рис. 7.3.18). При нарастающем от входа к выходу градиенте изменения угла лопаток $\frac{d\beta_{л}}{dr}$ нагрузка на входе меньше, чем на выходе (штрихпунктирные линии на рис. 7.3.18), и, наоборот, (штриховые линии на рис. 7.3.18).

Очевидно, что максимальная местная скорость на лопатке имеет место вблизи входной кромки на задней поверхности и равна $\bar{w}_{31} = \bar{w}_1' + 0,5\Delta\bar{w}_1$. Известно, что негативное влияние сжимаемости потока проявляется особенно сильно, когда местная скорость превышает скорость звука. Условие $M_{w31} = 1,0$ для РК с большой нагрузкой на входе будет иметь место при меньших M_u , чем для РК с малой величиной $\Delta\bar{w}_1$. По аналогии с осевыми ступенями фактор диффузорности представится в виде:

$$F_D = 1 - \frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_{31}} = 1 - \frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_1' + 0,5\Delta\bar{w}_1}. \quad (7.3.40)$$

Очевидно, что при одинаковой средней диффузорности $\dot{w} = \frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_1'}$ фактор диффузорности больше, т.е. замедление потока вдоль задней поверхности сильнее у РК с большой нагрузкой на входе. Эти соображения — в пользу РК с малой нагрузкой на входе. В практике кафедры КВХТ хорошие результаты получены при проектировании ряда колес средней напорности со схематизированной диаграммой скоростей, показанной на рис. 7.3.19.

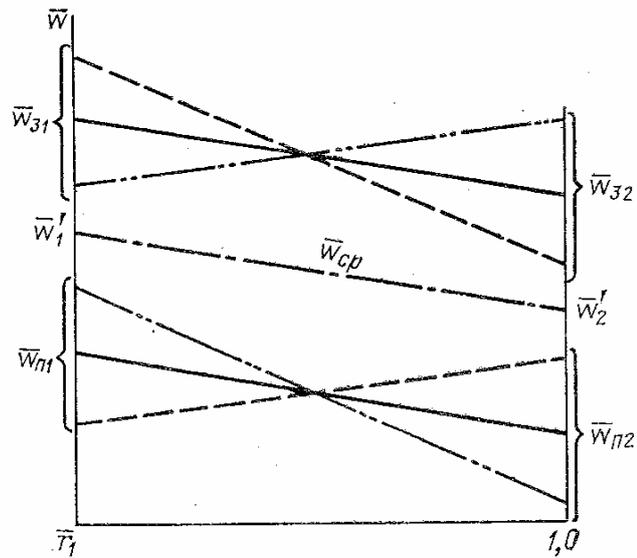


Рис. 7.3.18. Схематизированная эпюра скоростей на поверхности лопатки с различным распределением нагрузки: сплошные линии — постоянная по радиусу нагрузка; штриховые линии — нагрузка на входе больше средней; штрихпунктирные линии — нагрузка на входе меньше средней

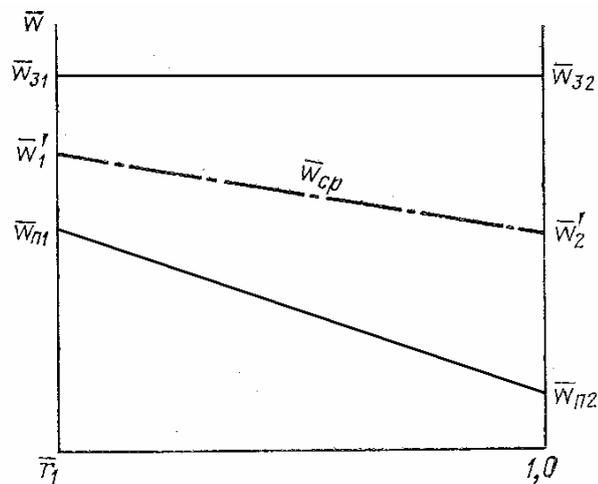


Рис. 7.3.19. Схематизированная диаграмма скоростей на лопатках рабочего колеса при условии $\bar{w}_{32} = \bar{w}_{31}$

Цель профилирования — обеспечить движение газа вдоль задней поверхности с постоянной скоростью во избежание раннего образования «следа». При разгрузке лопатки на выходе с быстрым замедлением $\frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_{32}}$

«след» неизбежно образуется, но его интенсивность заметно меньше, чем у РК с замедлением на основной части лопаток.

Следует иметь в виду, что при уменьшении нагрузки на входе уменьшаются проходные сечения межлопаточных каналов $f = b \cdot a = b2\pi r \sin\beta_n / z$ (a — расстояние между лопатками по нормали к средней линии) и средняя скорость потока становится больше. Это уменьшает положительный эффект от снижения нагрузки, а может сделать этот эффект отрицательным.

Для более достоверного качественного анализа вариантов РК с разной формой средней линии лопаток на кафедре КВХТ используется анализ обтекания лопаток РК невязким квазитрехмерным потоком (компьютерная программа 3ДМ.023). На рис. 7.3.20 сопоставлены два варианта РК средней напорности. У одного из них лопатки очерчены дугой окружности, у другого нагрузка на входе уменьшена и увеличена на выходе. Оба варианта РК рассчитаны на одинаковые параметры $\Phi_{\text{расч}} = 0,070$, $\psi_{\text{Трасч}} = 0,575$, $M_u = 0,85$ и имеют одинаковую меридиональную форму. Большой входной угол лопаток на периферии получается при пересечении цилиндрической поверхности лопаток криволинейной конической поверхностью покрывающего диска.

В рассматриваемом случае «дуговые лопатки» ведут к практически постоянной нагрузке на средней и втулочной поверхностях тока. При этом вдоль наиболее опасной задней поверхности замедление потока

$\dot{w}_3 = \frac{\bar{w}_{23}}{\bar{w}_{13}} \approx 0,7$, что соответствует фактору диффузорности $F_D = 0,30$. Для

лопаточных аппаратов осевых компрессоров это очень небольшое значение, соответствующее безотрывному обтеканию (напомним, что рекомендованное для проектирования лопаток ОК значение $F_D = 0,45$). К сожалению, на задних поверхностях лопаток центробежных РК из-за известного влияния нормальных сил инерции происходит «ламинаризация» пограничного слоя, ведущая к образованию «следа» даже при небольшом замедлении. Кафедрой КВХТ проведены измерения параметров потока во вращающихся РК подобного типа, подтвердившие появление следа.

Смещение нагрузки в выходе привело к тому, что на средней и втулочной поверхностях тока поток движется на задней поверхности лопаток практически без замедления. Измерения параметров потока показали отсутствие следа на лопатках вплоть до самого выхода. След возникает на самом выходе, в области разгрузки лопаток, занимая небольшую часть межлопаточного канала [20]. В результате РК с

уменьшенной нагрузкой на входе обеспечило несколько более высокий КПД ступени и более широкую зону работы.

Опыт проектирования показывает, что контроль диаграмм скоростей на лопатках тем более важен, чем больший коэффициент напора должно иметь рабочее колесо, и чем выше числа M_u , при которых оно должно работать. Для компрессоров ГПА с небольшими коэффициентами напора и работающими при $M_u \leq 0,60$ кафедра КВХТ спроектировала ряд высокоэффективных проточных частей, как со специально спроектированными, так и «дуговыми» лопатками.

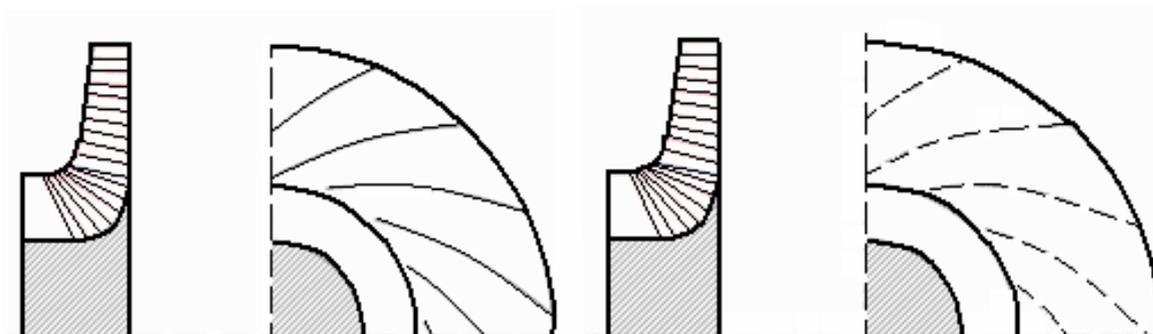


Рис. 7.3.20 а. Схема проточной части двух вариантов рабочего колеса
Слева — «дуговые» лопатки, справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

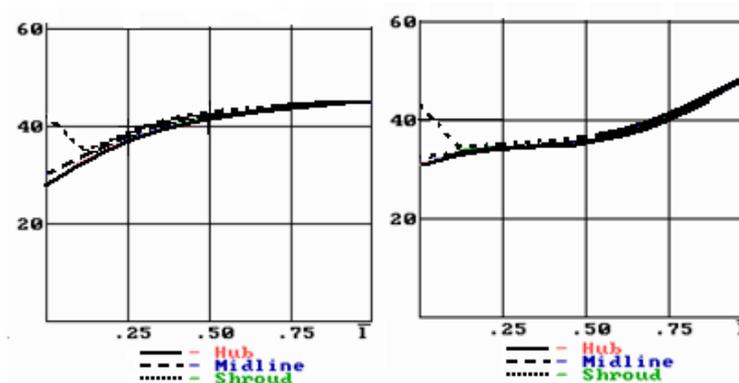


Рис. 7.3.20 б. Изменение лопаточных углов по радиусу двух вариантов рабочего колеса: слева — «дуговые» лопатки; справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

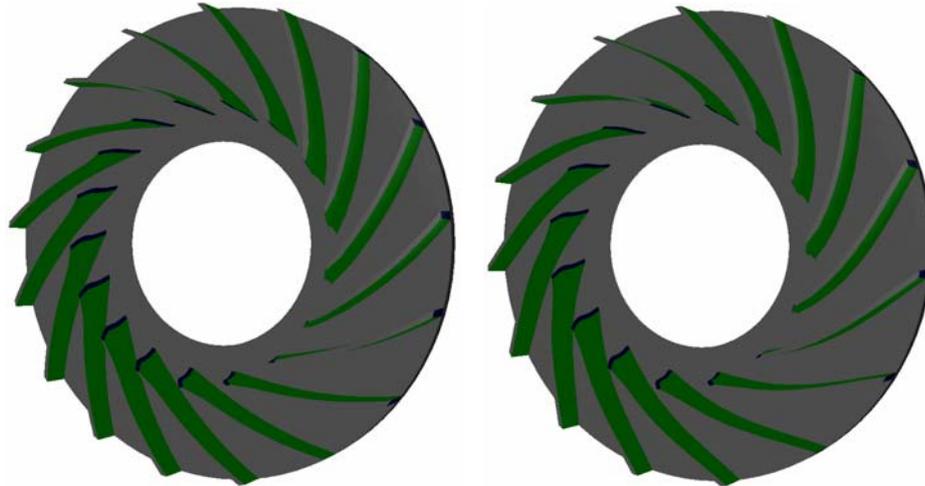


Рис. 7.3.20 в. Вид лопаточных аппаратов двух вариантов рабочего колеса: слева — «дуговые» лопатки; справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

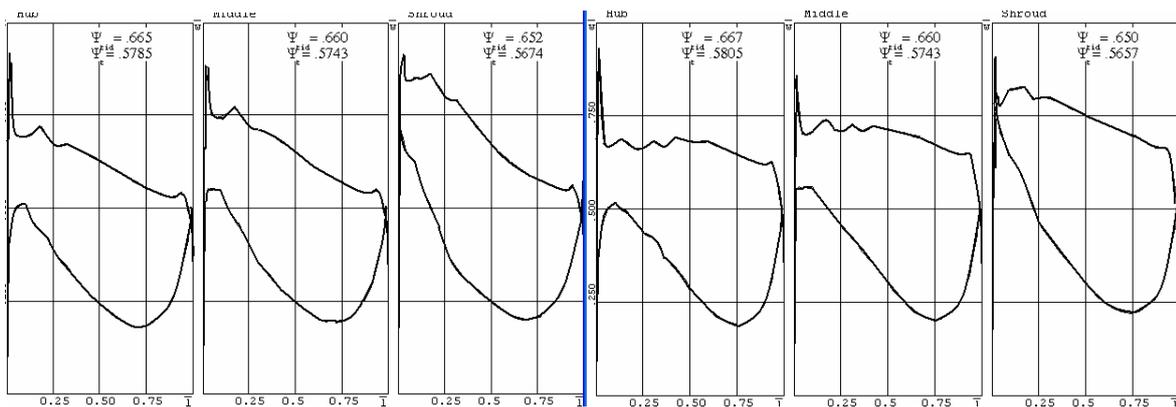


Рис. 7.3.20 г. Диаграммы поверхностных скоростей двух вариантов РК (на трех поверхностях тока): слева — «дуговые» лопатки; справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

Анализируя роль распределения нагрузки по длине лопаток нужно отметить следующее:

- при смещении нагрузки к выходу длина лопаток увеличивается, поэтому их число должно быть меньше;
- при большей нагрузке на выходе увеличивается угол отставания, поэтому для получения заданного коэффициента напора нужен больший угол выхода лопаток;
- перестройка потока на входе меньше при меньшей нагрузке, поэтому условие безударного обтекания достигается при большем входном угле.

После выбора формы средней линии лопаткам надо придать телесную форму. По ряду причин для РК рассматриваемого типа применение крыловых профилей нецелесообразно. В своей основной части лопатки РК промышленных компрессоров имеют постоянную толщину в пределах примерно $0,010 \div 0,0170 D_2$. Более толстые лопатки нужны при соединении основного и покрывающего дисков заклепками, проходящими через тело лопаток.

Применительно к двум сопоставленным вариантам РК эти обстоятельства привели к следующим различиям:

Таблица 7.3.1

Влияние формы средней линии лопаток на их число и углы на входе и выходе (два варианта РК, представленные на рис. 7.3.20)

Параметр	Число лопаток z	Входной угол $\beta_{л1}$	Выходной угол $\beta_{л2}$
Вариант с дугowymi лопатками	17	30°	45°
Вариант с уменьшенной нагрузкой на входе	15	32°	49°

Для улучшения обтекания входные кромки обязательно заостряют. В проектах кафедры КВХТ применяют симметричное заострение с соотношениями, показанными на рис. 7.3.21 а. Аналогично заостряются и выходные кромки (рис. 7.3.21 б).

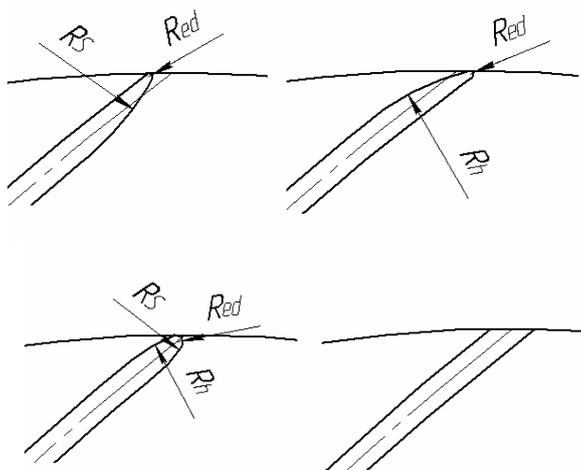


Рис. 7.3.21 а. Выходные кромки разной формы

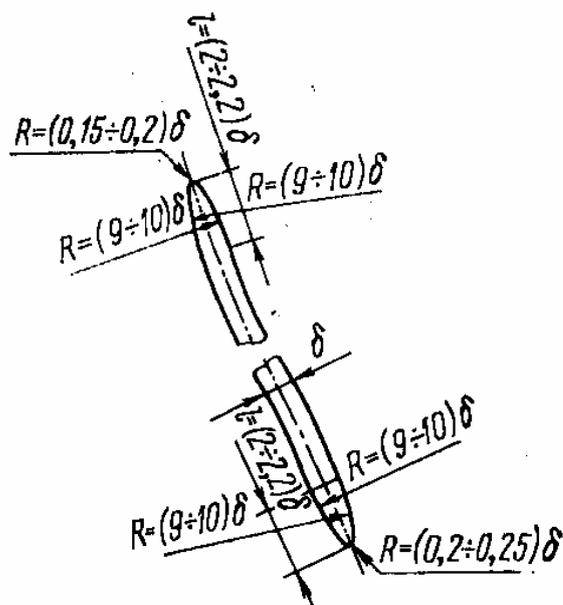


Рис. 7.3.21б. Форма входной и выходной кромок рабочих лопаток ЛПИ-СПБГПУ [19]

При «геометрическом» способе профилирования входные кромки обычно заостряют со стороны задней поверхности. Понятно, что фактический входной угол меньше входного угла $\beta_{л1}$ по средней линии лопаток. Фактически такое заострение приближенно учитывает перестройку потока на входе — уменьшение угла натекания критической струйки тока из-за нагрузки лопаток.

Несимметричное заострение выходных кромок — рис. 3.57 б меняет фактический угол выхода по сравнению с углом $\beta_{л2}$ по средней линии лопаток. При заострении выходных кромок с передней стороны у РК с умеренными коэффициентами напора $\psi_T = c_{u2}/u_2$, напор снижается на 1,5÷2,0%, но заметна слабая тенденция повышения КПД (по сравнению с симметричными). Примерно на ту же величину повышается напор при заострении кромок с задней стороны.

Если при соединении основного и покрывающего дисков применяется сварка, после снятия напряжений в специальной печи рабочее колесо обтачивают по наружному диаметру. Часто выходную кромку лопаток после этого не обрабатывают — тупая выходная кромка. Испытания модельных ступеней с разной формой выходных кромок демонстрируют тенденцию снижения КПД по сравнению с симметрично заостренными. Различие невелико и соизмеримо с точностью измерения КПД, т.е. $\approx 0,5\%$. При этом коэффициенты $\psi_T = c_{u2}/u_2$ при тупых и симметричных кромках практически одинаковы.

Роль условного коэффициента расхода на расчетном режиме $\Phi_{\text{расч}}$. Рассмотрение принципов профилирования РК позволяет сделать вывод о решающем влиянии условного коэффициента расхода $\Phi_{\text{расч}}$ на размеры и эффективность ступени. Если скорость вращения ротора не задана, проектировщику следует выбрать значение $\Phi_{\text{расч}}$, обеспечивающее наивысший КПД, или удовлетворяющее другим требованиям. При рассмотрении будем полагать, что окружная скорость u_2 уже выбрана, исходя из внутренней мощности двигателя, которую нужно передавать газу.

Диаметр рабочего колеса связан с условным коэффициентом расхода по определению: $\bar{m}_{\text{расч}} = \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \Phi_{\text{расч}}$. Выбор большего коэффициента расхода означает меньший диаметр РК (и всех радиальных размеров ступени, которые пропорциональны D_2):

$$D_2 = \sqrt{4\bar{m}_{\text{расч}} / \pi \rho_0^* u_2 \Phi_{\text{расч}}} \quad (7.3.41)$$

Чем больше выбранный коэффициент расхода, тем меньше будет диаметр РК, поэтому, если нужен компактный компрессор, необходимо применить высокорасходное РК.

При выбранной окружной скорости u_2 скорость вращения ротора растет с уменьшением диаметра РК, т.е. увеличивается при выборе больших значений $\Phi_{\text{расч}}$:

$$n = \frac{60u_2}{\pi D_2} = \frac{60u_2}{\pi \sqrt{\frac{4\bar{m}_p}{\pi \rho_0^* u_2 \Phi_{\text{расч}}}}} = \frac{60u_2^{3/2}}{\sqrt{\frac{4\pi\bar{m}_{\text{расч}}}{\rho_0^*}}} \Phi_{\text{расч}}^{0,5} \text{ (об/мин)}. \quad (7.3.42)$$

Максимально достижимый КПД находится в прямой зависимости от $\Phi_{\text{расч}}$. В качестве примера в таблице сопоставлены данные ступеней с разными $\Phi_{\text{расч}}$, оптимально спроектированные и рассчитанные Методом универсального моделирования (рис. 7.3.22 а – д).

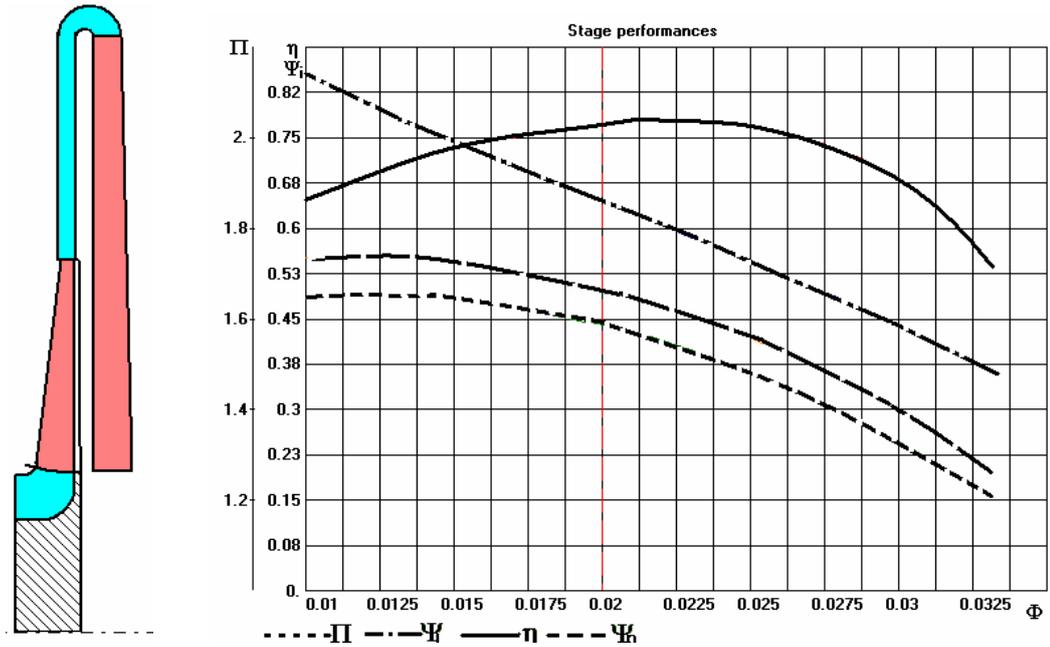


Рис. 7.3.22 а. Расчетные характеристики (слева) и схемы проточных частей (справа) промежуточных ступеней с безлопаточным диффузором при $\psi_{\text{Трасч}} = c_{u2}/u_2 = 0,60$, $M_u = 0,85$, $Re_u = 6E6$, $D_4/D_2 = 1,60$, $D_{\text{вт}}/D_2 = 0,30$:
 $\Phi_{\text{расч}} = 0,020$

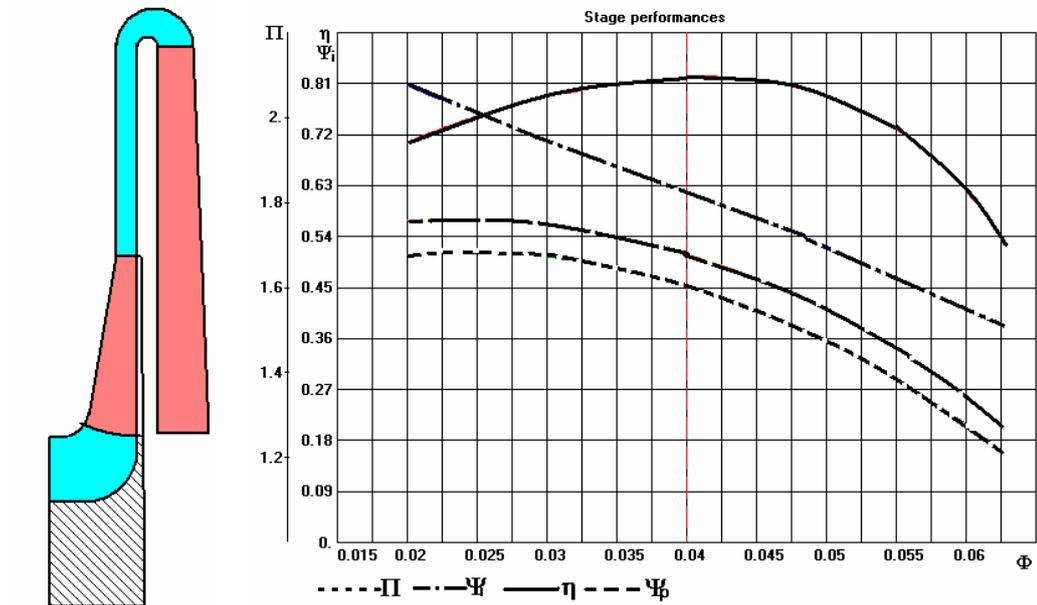


Рис. 7.3.22 б. Расчетные характеристики (слева) и схемы проточных частей (справа) промежуточных ступеней с безлопаточным диффузором при $\psi_{\text{Трасч}} = c_{u2}/u_2 = 0,60$, $M_u = 0,85$, $Re_u = 6E6$, $D_4/D_2 = 1,60$, $D_{\text{вт}}/D_2 = 0,30$:
 $\Phi_{\text{расч}} = 0,04$

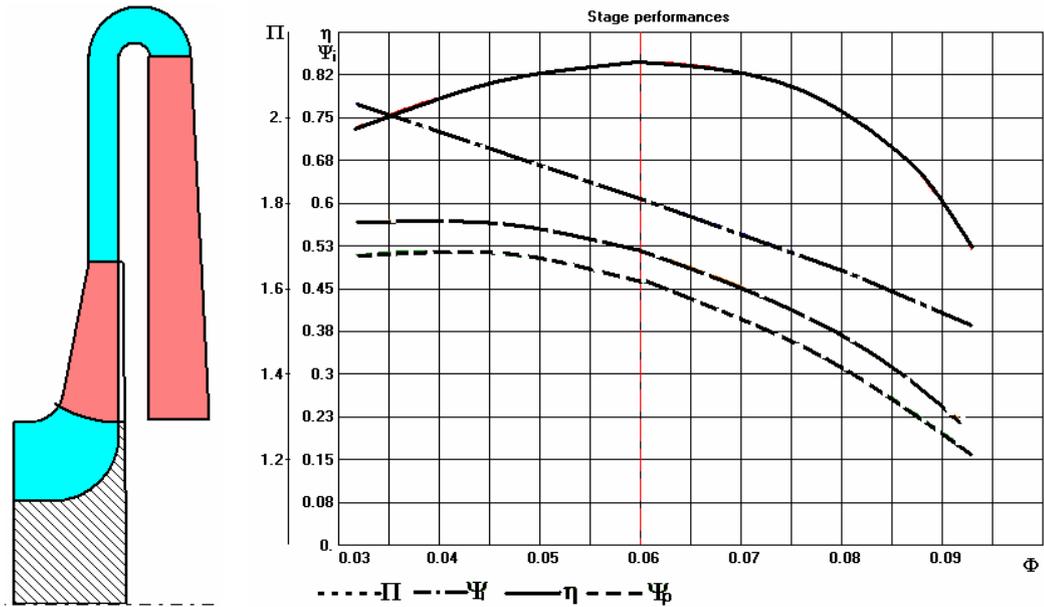


Рис. 7.3.22 в. Расчетные характеристики (слева) и схемы проточных частей (справа) промежуточных ступеней с безлопаточным диффузором при $\Psi_{\text{Трасч}} = c_{u2}/u_2 = 0,60$, $M_u = 0,85$, $Re_u = 6E6$, $D_4/D_2 = 1,60$, $D_{\text{вт}}/D_2 = 0,30$:
 $\Phi_{\text{расч}} = 0,060$

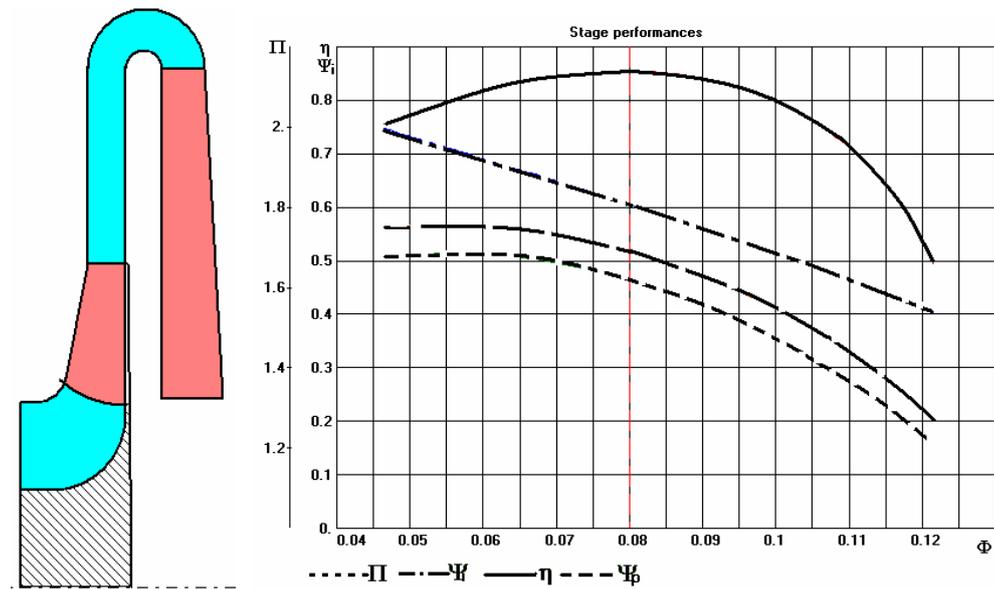


Рис. 7.3.22 г. Расчетные характеристики (слева) и схемы проточных частей (справа) промежуточных ступеней с безлопаточным диффузором при $\Psi_{\text{Трасч}} = c_{u2}/u_2 = 0,60$, $M_u = 0,85$, $Re_u = 6E6$, $D_4/D_2 = 1,60$, $D_{\text{вт}}/D_2 = 0,30$:
 $\Phi_{\text{расч}} = 0,08$

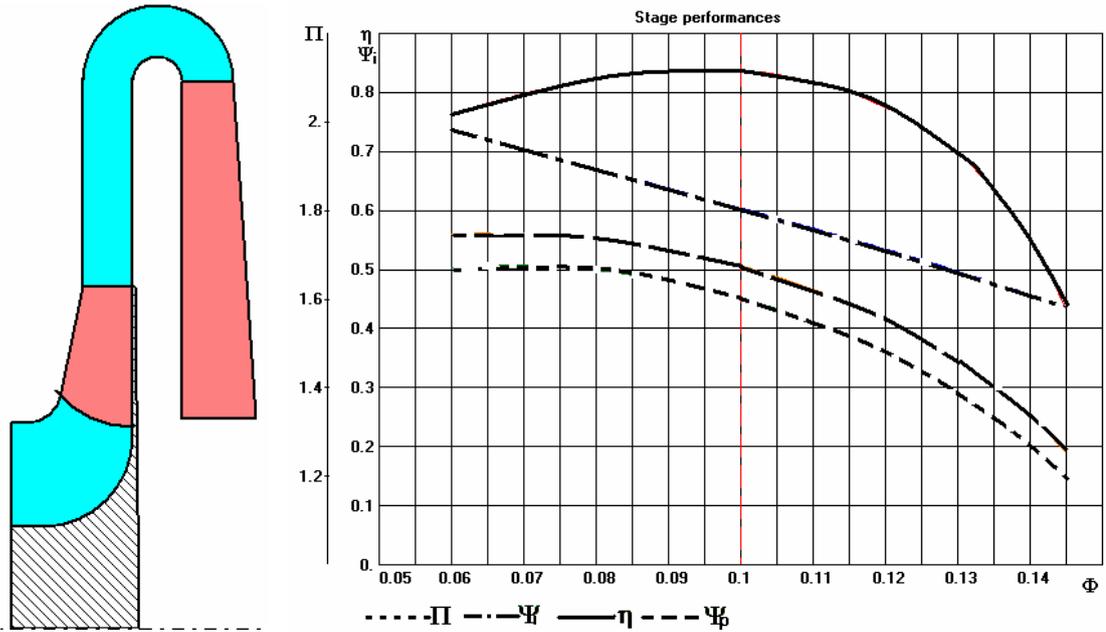


Рис. 7.3.22 д. Расчетные характеристики (слева) и схемы проточных частей (справа) промежуточных ступеней с безлопаточным диффузором при $\psi_{\text{Трасч}} = c_{u2}/u_2 = 0,60$, $M_u = 0,85$, $Re_u = 6E6$, $D_4/D_2 = 1,60$, $D_{\text{вт}}/D_2 = 0,30$:
 $\Phi_{\text{расч}} = 0,100$

Таблица 7.3.2
 Типичные параметры ступеней разными $\Phi_{\text{расч}}$
 (характеристики и схемы на рис. 7.3.22)

Параметр \ $\Phi_{\text{расч}}$	0,020	0,040	0,060	0,080	0,100
Макс. КПД, η_{max}	0,775	0,822	0,848	0,856	0,845
Потеря КПД в РК $\Delta\eta_{\text{РК}}$	0,0510	0,0435	0,0432	0,0482	0,0643
Потеря КПД в БЛД $\Delta\eta_{\text{БЛД}}$	0,0752	0,0564	0,0436	0,0394	0,0398
Щелевые потери $\beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}$	0,0621	0,0342	0,0234	0,0178	0,0144
Относительная высота лопаток b_2/D_2	0,0191	0,0294	0,0437	0,0582	0,0730
Безразмерная скорость на входе в РК w'_1/u_2	0,515	0,598	0,657	0,706	0,749
Замедление потока в РК w'_2/w'_1	0,900	0,834	0,758	0,705	0,665
Коэффициент потерь РК $\zeta_{\text{РК}}$	0,237	0,155	0,129	0,100	0,148
Коэффициент потерь БЛД $\zeta_{\text{БЛД}}$	0,231	0,154	0,119	0,108	0,109

Приведенные в таблице данные указывают на следующие закономерности, ведущие к появлению оптимальной величины $\Phi_{\text{расч}}$:

– щелевые потери $(\beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})$ растут с уменьшением $\Phi_{\text{расч}}$;

– поперечные сечения (пропорциональны относительной высоте лопаток b_2/D_2) уменьшаются с уменьшением $\Phi_{\text{расч}}$. Это ведет к росту потерь трения на стенках каналов. Узкие РК, соответствующие малым коэффициентам расхода, имеют повышенные коэффициенты потерь. При больших коэффициентах расхода $\Phi_{\text{расч}}$ возрастает относительный диаметр на входе, при этом возрастает кинетическая энергия потока на входе в РК;

– безразмерная скорость на входе в РК w'_1/u_2 растет с ростом $\Phi_{\text{расч}}$.

Потери КПД в РК пропорциональны $(w'_1/u_2)^2$. Появляется тенденция снижения КПД при особо больших $\Phi_{\text{расч}}$;

– замедление потока в РК w'_2/w'_1 тем сильнее, чем больше w'_1/u_2 , то есть, чем больше $\Phi_{\text{расч}}$. Более сильное замедление ведет к росту коэффициента потерь РК;

– в более широких каналах проявляется негативная роль неравномерности потока по их ширине. На это указывает быстрый рост $\zeta_{\text{РК}}$ в РК с $\Phi_{\text{расч}} = 0,100$ и тенденция роста $\zeta_{\text{БЛД}}$ у этой же ступени.

Конкретное значение $\Phi_{\text{расч opt}}$ зависит от ряда факторов. Для ступеней с «традиционными» РК — радиально расположенные лопатки цилиндрической формы — диапазон условного коэффициента расхода, при котором можно рассчитывать на максимальный КПД, равен примерно $0,050 \div 0,080$. Оптимальное проектирование ступеней Методом универсального моделирования позволяет решить этот вопрос для любой комбинации газодинамических параметров и конструктивных ограничений ступени.

Значение $\Phi_{\text{расч}}$ при заданной скорости вращения не может быть выбрано произвольно. В этом случае задано безразмерное число оборотов

равно (раздел «Ступень турбокомпрессора»): $K_n = 2\sqrt{\pi}n \frac{(\bar{V}_0^*)^{0,5}}{h_T^{0,75}} = \frac{\Phi^{0,5}}{\Psi_T^{0,75}}$. Из

него значение расчетного коэффициента расхода определится в зависимости от выбранного проектировщиком коэффициента теоретического напора:

$$\Phi_{\text{расч}} = \sqrt{K_{n \text{ расч}} \Psi_{T \text{ расч}}^{0,75}} \quad (7.3.43)$$

Приведенные выше соображения помогут оценить ожидаемый КПД ступени при полученном значении $\Phi_{\text{расч}}$. Малорасходные РК не могут иметь высокого КПД из-за малой высоты лопаток и повышенного трения на ограничивающих поверхностях и повышенных щелевых потерь. Излишне высокорасходные РК могут не обеспечить высокий КПД из-за высокой кинетической энергии на входе и плохого обтекания непространственных лопаток пространственным потоком. Чем выше коэффициент расхода $\Phi_{\text{расч}}$, тем ближе центробежная ступень приближается к осевой. Итак:

– если Φ_p больше $0,075 \div 0,080$, целесообразно применение осерадиальных РК с пространственными лопатками, рассматриваемыми ниже. Эти РК продлевают область $\Phi_{\text{расч opt}}$ до $0,10 \div 0,12$;

– если $\Phi_{\text{расч}}$ меньше $0,050 \div 0,055$, особенно при $\Phi_{\text{расч}} < 0,040$, получение наивысшего КПД невозможно. Рациональный выбор размеров и формы проточной части ослабляет тенденцию снижения КПД, но не может ее изменить.

Безлопаточный диффузор. У осевого компрессора в зависимости от кинематической схемы неподвижные элементы могут быть либо диффузорами, либо просто поворачивать поток на вход в следующую ступень. В центробежном компрессоре степень реактивности, равная единице, возможна только при нулевом теоретическом напоре

$$\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_T} = 1 - 0,5\psi_T \quad (\text{раздел «Ступень турбокомпрессора»).$$

В любом случае часть подведенной механической работы идет на повышение кинетической энергии в РК. Из-за закрутки потока, связанной с подводом механической работы, в центробежных РК всегда $c_2 > c_1$, поэтому замедление потока после РК в любом случае необходимо.

В ступенях традиционного типа применяют безлопаточные (БЛД) и лопаточные (ЛД) диффузоры.

Простейший вариант БЛД — две радиальные поверхности корпуса, продолжающие проточную часть после РК, с расстоянием между ними равном b_2 — высоте лопаток РК на выходе. Для того чтобы получить основные количественные зависимости, рассмотрим течение как одномерное, то есть будем считать, что параметры потока меняются только в радиальном направлении.

Чтобы определить характер изменения скорости в БЛД, рассмотрим по отдельности изменение радиальной и окружной составляющих.

Изменение радиальной составляющей определяет уравнение неразрывности: $\bar{m} = \rho_2 c_{r2} \pi D_2 b_2 = \rho \pi D b c_r$.

Отсюда:

$$c_r = c_{r2} \frac{b_2}{b} \frac{D_2}{D} \frac{\rho_2}{\rho}. \quad (7.3.44)$$

Если пренебречь изменением плотности и рассматривать простейший диффузор с параллельными стенками, то тогда расходная составляющая скорости по длине диффузора уменьшается обратно пропорционально радиусу асимптотически приближаясь к нулю при $r \rightarrow \infty$ (рис. 7.3.23).

Изменение окружной составляющей скорости определяет теорема об изменении момента количества движения («изменение момента количества движения равно моменту внешних сил») $d(c_u r \bar{m}) = dM_z$. Только трение на стенках в БЛД создает момент внешних сил, действующий на поток газа. Очевидно, что трение о стенки уменьшает момент количества движения. Если поток невязкий, $dM_z = 0$, то газ движется в БЛД по закону постоянства циркуляции:

$$c_u r = \text{const}, \quad c_u = \frac{c_{u2}}{\bar{r}}. \quad (7.3.45)$$

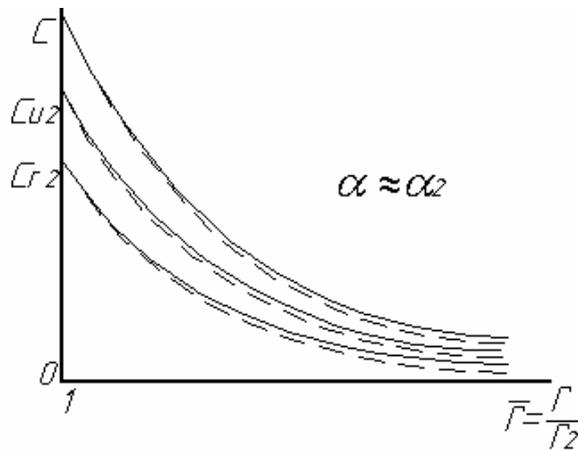


Рис. 7.3.23. Изменение скорости потока и ее составляющих в безлопаточной диффузоре постоянной ширины: сплошные линии — невязкий несжимаемый поток; пунктирные линии — вязкий сжимаемый поток

При принятых условиях (невязкий несжимаемый поток, БЛД с постоянной по радиусу шириной $b = b_2$) — и радиальная и окружная составляющие скорости уменьшаются обратно пропорционально радиусу.

Траекторией движения является логарифмическая спираль, у которой угол потока постоянен по радиусу:

$$\alpha = f(r) = \operatorname{arctg} \frac{c_r}{c_u} = \operatorname{arctg} \frac{c_{r2}}{c_{u2}} = \operatorname{const}. \quad (7.3.46)$$

Абсолютная скорость также уменьшается обратно пропорционально радиусу:

$$c = f(r) = \sqrt{c_r^2 + c_u^2} = \sqrt{\left(c_{r2} \frac{r_2}{r}\right)^2 + \left(c_{u2} \frac{r_2}{r}\right)^2} = c_2 \frac{r_2}{r}. \quad (7.3.47)$$

На рис. 7.3.23 изменение c , c_r , c_u по радиусу при движении невязкого несжимаемого потока в БЛД с $b = b_2$ показано сплошными линиями.

В реальном диффузоре изменяется плотность, и присутствуют силы трения. Рост плотности приводит к тому, что расходная составляющая скорости уменьшается быстрее, чем в несжимаемом потоке. Окружная составляющая скорости c_{u2} так же уменьшается быстрее из-за торможения газа о стенки. Следовательно, быстрее уменьшается абсолютная скорость. На рисунке 7.3.23 штриховыми линиями показано изменение скорости и ее составляющих в реальном диффузоре. Скорость уменьшается немного быстрее, чем в случае невязкого несжимаемого потока. Однако дополнительный прирост статического давления получается только в результате более быстрого замедления радиальной составляющей. Замедление окружной составляющей из-за трения о стенки — процесс потери механической энергии газа.

Принято считать, что в БЛД типичных ступеней ПЦК дополнительное снижение обеих составляющих скорости по сравнению с невязким несжимаемым течением приводит к условию $\alpha = f(r) \approx \operatorname{const}$. Расчеты Методом универсального моделирования подтверждают справедливость такого мнения применительно к ступеням средних параметров — данные в таблице (диаметр D_4 — конец безлопаточного диффузора).

При малых M_u торможение окружной составляющей приводит к небольшому росту угла потока в БЛД. При $M_u = 0,7 \div 1,0$, характерных для промышленных центробежных компрессоров, угол потока в рассмотренном БЛД практически постоянный. При более высоких числах Маха, характерных для транспортных центробежных компрессоров,

сильное влияние сжимаемости ведет к значительному снижению угла потока в БЛД.

Изменение угла потока с БЛД с $b/D_2 = b_2/D_2 = 0,050$, $D_4/D_2 = 1,60$ в зависимости от M_u показано в табл. 7.3.3. Начальный угол потока $\alpha_2 = 25^\circ$, РК ПЦК с $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,065$, $\psi_{\text{Тр}} \approx 0,60$, расчет Методом универсального моделирования.

Таблица 7.3.3

Пример изменения угла потока в БЛД в зависимости от условного числа Маха

M_u	0,40	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10
$\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_2$	1,6°	1,1°	0,8°	0,6°	0,2°	0°	-0,3°

Проанализируем факторы, определяющие эффективность БЛД в одномерной постановке. В качестве упрощающих допущений примем постоянство угла потока по длине БЛД и уменьшение скорости по радиусу по закону $c = c_2 \frac{r_2}{r}$. Как было показано выше, так себя ведет несжимаемый невязкий поток в БЛД постоянной ширины. С учетом вязкости и сжимаемости скорость уменьшается быстрее, т.е. $c < c_2 \frac{r_2}{r}$. Тем не менее, упрощающее допущение не мешает получить соотношения, адекватно отражающие основные особенности течения в БЛД.

Потери напора в БЛД на элементарном участке dr рассмотрим с двух позиций:

– потерянная мощность равна произведению потерянному напору dh_w на массовый расход \bar{m} : $dN_{fr} = \rho 2\pi r b c_r dh_w$;

– потерянная мощность так же равна произведению силы сопротивления на скорость потока $dN_{fr} = c dF_{fr}$. Сила сопротивления равна произведению касательного напряжения на смоченную поверхность двух стенок БЛД на рассматриваемом элементарном участке dr : $dN_{fr} = dF_{fr} c = \tau 2\pi r dr 2c$.

Из равенства потерянной мощности, определенной двумя способами:

$$dh_w = \frac{2\tau}{\rho} \frac{dl}{b \sin \alpha}. \quad (7.3.48 \text{ a})$$

Здесь $dl = \frac{dr}{\sin \alpha}$ ($\sin \alpha = c_r / c$) — длина траектории потока.

Чтобы исключить из рассмотрения касательное напряжение $\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial b}$, расчет которого непрост, выразим его с помощью безразмерного коэффициента трения λ' , подобно тому, как это делается при расчете потерь трения в прямой трубе: $\tau = \lambda' \rho \frac{c^2}{2}$. Тогда:

$$dh_w = 2\lambda' \frac{c^2}{2} \frac{dl}{b \sin \alpha} = \lambda \frac{c^2}{2} \frac{dl}{2b}. \quad (7.3.48 \text{ б})$$

Здесь $2b = \frac{4f}{U}$ — гидравлический диаметр БЛД (учетверенная площадь проходного сечения $f = 2\pi r b$, отнесенная к смоченному периметру $U = 2 \cdot 2\pi r$), $\lambda = 4\lambda'$ — коэффициент трения, аналогичный используемому для расчета потерь в трубе.

Отличие от формулы для расчета потерь в трубе при развитом течении несжимаемого газа в том, что в трубе скорость потока и касательное напряжение по длине трубы постоянны. Соответственно и значение коэффициента трения $\lambda = f(\text{Re}, \bar{k}_{\text{ш}})$ постоянно по длине трубы и формула для расчета потерь представляется в виде алгебраического уравнения.

В БЛД течение диффузорное и неразвитое. То есть, по мере движения газа происходит развитие пограничного слоя, который к тому же имеет трехмерный характер. В данном случае $\lambda = 4 \frac{\tau}{\rho c^2}$ меняется по длине БЛД, так как меняется не только скорость, но и касательное напряжение $\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial b}$. Для того, чтобы проинтегрировать выражение (7.3.48 б) будем рассматривать коэффициент трения λ как некую среднюю величину в пределах всего БЛД:

$$h_w = \int_{r_2}^{r_4} dh_w = \int_{r_2}^{r_4} \lambda \frac{c^2}{2} \frac{dr}{2b_2 \sin \alpha} = \frac{\lambda}{2b_2 \sin \alpha} r_2^2 \frac{c_2^2}{2} \int_{r_2}^{r_4} \frac{dr}{r^2} = \frac{\lambda}{2b_2 \sin \alpha} r_2^2 \frac{c_2^2}{2} \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_4} \right).$$

При интегрировании учтены условия:

$b = f(r) = \text{const}$, $\alpha = f(r) = \text{const}$, $c = c_2 \frac{r_2}{r}$. Приведение к безразмерному виду дает окончательную формулу для оценки коэффициента потерь БЛД:

$$\zeta_{\text{БЛД}} = \frac{h_w}{c_2^2/2} = \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}_4} \right). \quad (7.3.49)$$

Несмотря на упрощающие допущения, эта формула правильно отражает влияние главных факторов на потери в БЛД. Некая средняя величина коэффициента трения λ при оценке эффективности реальных диффузоров должна учитывать ряд рассмотренных ниже факторов, отличающих реальное течение от одномерной схемы. При значениях $\lambda \approx 0,015 \div 0,020$ — рассчитанный коэффициент потерь примерно соответствует результатам экспериментов. На рис. 7.3.24 построены зависимости $\zeta_{\text{БЛД}} = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}\right)$ для БЛД с относительной длиной $\bar{r}_4 = 1,65$ при $\lambda = 0,015$.

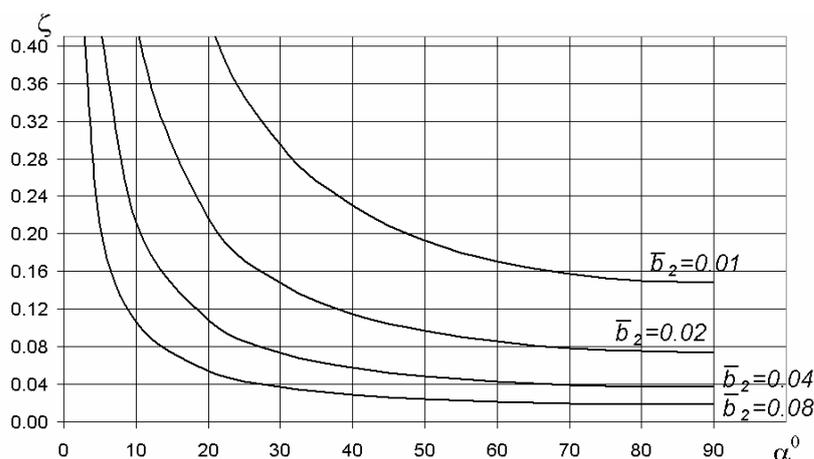


Рис. 7.3.24. Зависимость коэффициента потерь безлопаточного диффузора от угла потока и относительной ширины по формуле (3.87). $\bar{r}_4 = 1,65$, $\lambda = 0,015$.

Как следует из структуры формулы (7.3.49) и иллюстрируется графиками на рис. 7.3.24, потери в БЛД:

- быстро увеличиваются при уменьшении относительной ширины — безразмерного гидравлического диаметра;
- быстро увеличиваются при уменьшении угла потока. В данном случае это связано с ростом длины пути потока в БЛД;

– коэффициент потерь не растет безгранично при увеличении длины БЛД, но стремится к $\zeta_{\text{БЛД}} \rightarrow \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$ при $\bar{r}_4 \rightarrow \infty$ (рис. 7.3.25). Конечная

величина коэффициента потерь объясняется тем, что при увеличении его длины скорость потока так же стремится к нулю. Это характерно для любых видов диффузоров.

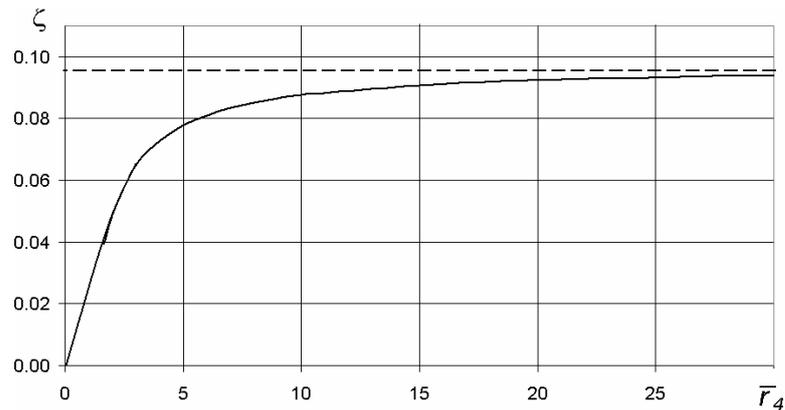


Рис. 7.3.25. Зависимость коэффициента потерь безлопаточного диффузора от его длины. $\lambda = 0,015$, $\bar{b}_2 = 0,06$, $\alpha = 40^\circ$

Коэффициент полезного действия БЛД, как и любого другого диффузора вытекает из уравнения Бернулли. Так как подвод механической работы осуществляется только в рабочем колесе, то для БЛД и любого неподвижного элемента проточной части справедливо: $h_p + h_d + h_w = 0$.

При отсутствии потерь политропный напор равен $h_p = -h_d = \frac{c_2^2 - c_4^2}{2}$. То

есть, в качестве затраченной работы выступает разность кинетических энергий потока в начале и конце диффузора. КПД диффузора есть отношение удельной работы сжатия и перемещения — политропного напора — к динамическому напору со знаком минус. И так как $h_p = -h_d - h_w$, то:

$$\eta_d = \frac{h_p}{-h_d} = 1 - \frac{h_w}{-h_d} = 1 - \frac{\zeta \frac{c_2^2}{2}}{\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_4^2}{2}} = 1 - \frac{\zeta}{1 - \left(\frac{c_4}{c_2}\right)^2}. \quad (7.3.50)$$

Имея в виду полученное выше значение коэффициента потерь и упрощающее допущение $\frac{c_4}{c_2} = \frac{1}{\bar{r}_4}$, получим формулу для расчета КПД в упрощенной одномерной постановке:

$$\eta_d = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha \left(1 + \frac{1}{\bar{r}_4} \right)}. \quad (7.3.51)$$

Очевидно, что на КПД безлопаточного диффузора наиболее сильно влияет его относительная ширина и угол потока. Для примера на рис. 7.3.26 построены зависимости $\eta_{\text{БЛД}} = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}\right)$ для БЛД с относительной длиной $\bar{r}_4 = 1,65$ при $\lambda = 0,015$.

Интересно, что максимум КПД достигается при угле потока 90° , т.е. при радиальном течении. Это понятно, так как при этом минимальный коэффициент потерь, а замедление потока в БЛД, определяющее приращение давления, не зависит от его угла потока, а только от отношения радиусов r_4/r_2 . Безлопаточные диффузоры с радиальным течением не представляют интереса для центробежных ступеней, так как на выходе из РК обязательно должна быть окружная составляющая скорости. Их иногда применяют в осевых компрессорах в качестве выходного диффузора.

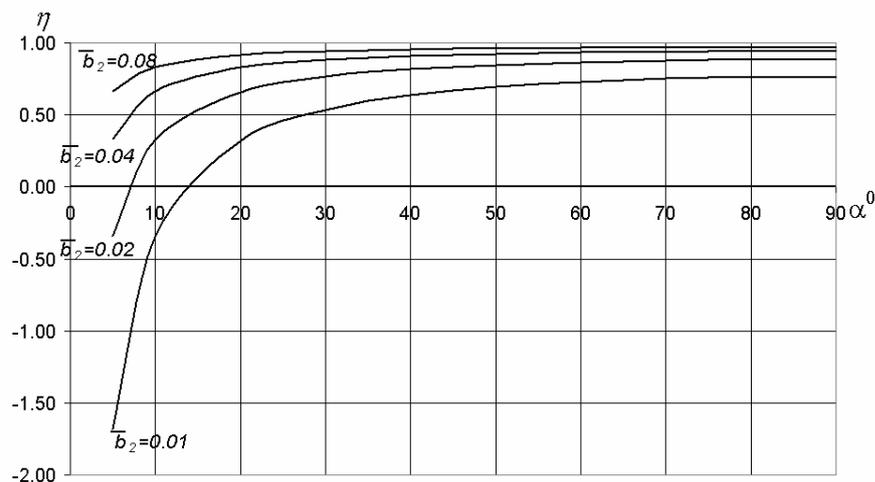


Рис. 7.3.26. Зависимость КПД безлопаточного диффузора от угла потока и относительной ширины по формуле (3.89), $\bar{r}_4 = 1,65$, $\lambda = 0,015$

Из структуры формулы (7.3.50) следует, что максимальный местный КПД имеет место на входе в БЛД при $r_4 = r_2$ и равен $\eta_{d \max} = 1 - \frac{\lambda}{8 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$.

При $\bar{r}_4 \rightarrow \infty$ КПД снижается до $\eta_{d \min} = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$. В конце длинных БЛД

скорости маленькие, приращение давления небольшое, а общий КПД снижается. Безлопаточные диффузоры почти никогда не делают с $\bar{r}_4 > 2,0$, а обычно они еще короче.

Коэффициент восстановления БЛД показывает, какая доля кинетической энергии потока на входе преобразована в политропный напор:

$$\xi = \frac{h_p}{0,5c_2^2} = \frac{0,5(c_2^2 - c_4^2) - \zeta 0,5c_2^2}{0,5c_2^2} = 1 - \left(\frac{c_4}{c_2} \right)^2 - \zeta. \quad (7.3.52 \text{ а})$$

Используя формулу для коэффициента потерь и считая возможным принять $\frac{c_4}{c_2} = \frac{1}{\bar{r}_4}$:

$$\xi_{\text{БЛД}} = 1 - \frac{1}{\bar{r}_4^2} - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}_4} \right). \quad (7.3.52 \text{ б})$$

Очевидно, что в бесконечно длинном БЛД ($\bar{r}_4 \rightarrow \infty$) коэффициент восстановления равен $\xi_{\text{БЛД}} = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$, т.е. единица минус значение

коэффициента потерь.

Реальное течение в БЛД носит трехмерный характер, что связано:

– с влиянием вязкости (трение о стенки), в результате чего параметры потока меняются по ширине БЛД,

– с неравномерностью и нестационарностью потока на выходе из РК — входе в БЛД, что делает поток полностью пространственным и нестационарным.

Результатом проявления вязкости могут быть отрывы потока, на характер которых оказывает направления градиента давления. В прямоосном канальном диффузоре направление скорости совпадает с

направлением градиента давления. Условие равновесия между силами инерции и давления в невязком ядре прямоосного диффузора

$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dl} = -\frac{d(0,5c^2)}{dl}$. Просто из соображений осевой симметрии ясно, что в

БЛД градиент давления не может быть направлен иначе, чем по радиусу. То есть, в БЛД градиент давления направлен под углом $90^\circ - \alpha$ к вектору скорости. Трехмерный характер пограничного слоя на стенках БЛД связан со следующим:

– окружная составляющая скорости в пограничном слое тормозится трением о стенки,

– радиальная составляющая скорости тормозится трением о стенки и разностью давлений.

Радиальное направление градиента давления вытекает так же из условия радиального равновесия. Условие равновесия для радиальной составляющей скорости аналогично условию равновесия в прямоосном

диффузоре: $\frac{1}{\rho} \frac{dp_{cr}}{dr} = -\frac{d(0,5c_r^2)}{dr} = -c_r \frac{dc_r}{dr}$. Условие равновесия для

окружной составляющей скорости — центробежная сила уравнивается разностью давлений на внешней и внутренней гранях

элементарной частицы газа: $\frac{1}{\rho} \frac{dp_{cu}}{dr} = \frac{c_u^2}{r}$. Таким образом, градиент

давления от обеих составляющих скорости направлен в одну сторону — по радиусу:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{dp_{cu}}{dr} + \frac{dp_{cr}}{dr} \right) = -c_r \frac{dc_r}{dr} + \frac{c_u^2}{r}. \quad (7.3.53 \text{ а})$$

Если принять ранее использовавшееся условие, что скорость в БЛД меняется обратно пропорционально радиусу (строго выполняется только при $b(r) = \text{const}$, $\rho = \text{const}$, вязкость отсутствует), то предыдущее уравнение преобразуется к виду:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{c^2}{r}. \quad (7.3.53 \text{ б})$$

Отсюда следует важное заключение о том, что величина градиента давления зависит только от скорости, но не зависит от направления потока.

Характер отрыва в БЛД определяется направлением градиента давления. Известно, что движение навстречу повышающемуся давлению при определенных условиях может сопровождаться отрывом потока от поверхностей и возникновением зон обратного течения. В БЛД градиент давления направлен по радиусу, и отрыв потока может возникнуть только по отношению к радиальной составляющей скорости. На рис. 7.3.27 показана схема течения в БЛД при возникновении отрыва. Причина, по которой отрыв образуется на одной из стенок, поясняется ниже.

В зоне отрыва поток сохраняет окружную составляющую скорости. Образуется как бы вихревой жгут, в котором поток вращается вокруг оси ротора, перемещаясь от внешнего радиуса вихревой зоны к точке отрыва и обратно. Это упрощенная квазистационарная картина. Как известно, в диффузорах возникающая при отрыве вихревая зона сносится вниз по потоку, поток вновь отрывается и т.д.

Отрыв потока приводит к потерям напора, дополнительно к потерям трения о стенки, рассмотренным выше. Как известно, условием отрыва в диффузоре является нулевое касательное напряжение на стенке $\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial n} = 0$. При движении вглубь диффузора обладающие маленькой кинетической энергией частицы пограничного слоя вблизи стенок тормозятся быстрее. Градиент скорости по нормали уменьшается и если достигается условие $\frac{\partial c_r}{\partial n} = 0$ происходит отрыв потока.

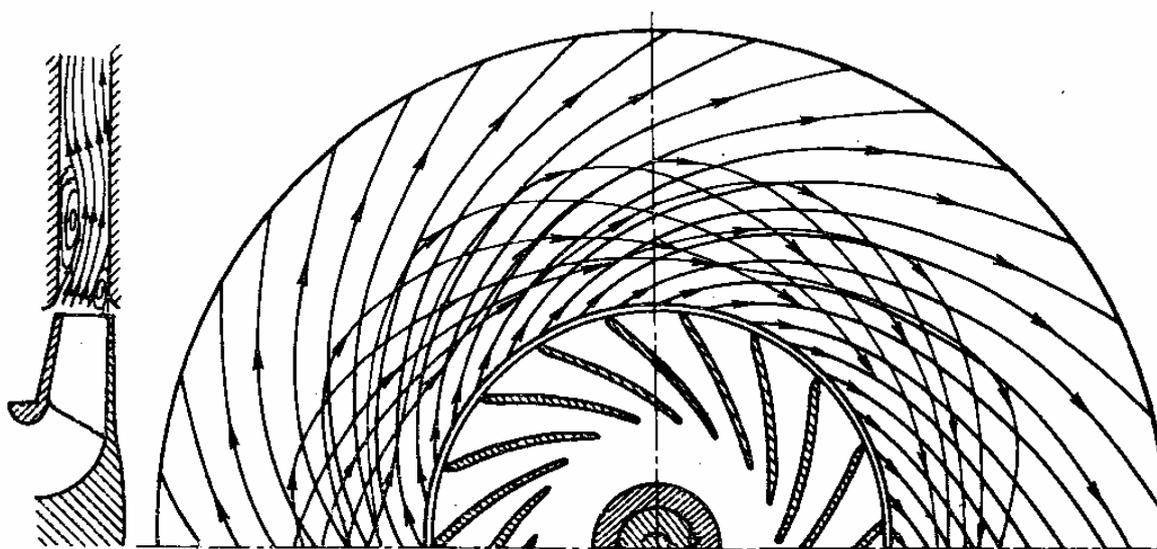


Рис. 7.3.27. Схема течения в безлопаточном диффузоре при возникновении отрыва потока на одной из стенок [22]

В БЛД касательные напряжения в направлении градиента давления тем больше, чем больше радиальная составляющая скорости $c_r = c \sin \alpha$. То есть, касательные напряжения увеличиваются при увеличении угла потока в БЛД, а вызывающий отрыв потока градиент давления от угла α не зависит — формула (7.3.53 б). В предельном случае при расходе газа через БЛД равном нулю в меридиональной плоскости устанавливается циркуляционное течение, показанное на рис. 7.3.28.

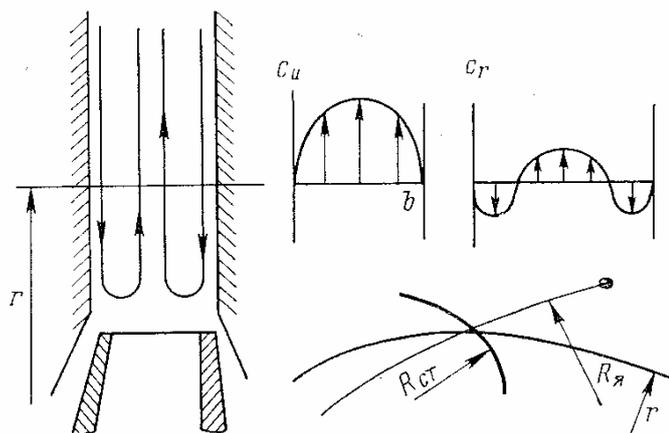


Рис. 7.3.28. Схема циркуляционного течения в безлопаточном диффузоре при нулевом расходе

Для строгости отметим, что условию нулевого расхода соответствует условие $\alpha = 0$, справедливое только в среднем по ширине БЛД. У стенок поток движется с отрицательным углом, в середине канала — с положительным. Понятно, речь не идет о невязком ядре потока, которое не может существовать в рассматриваемом случае.

Если поток на входе в БЛД равномерный, вихревые зоны возникают только при малых углах потока. С ростом угла потока вихревые потери уменьшаются, равно как и рассмотренные выше потери трения. В середине прошлого столетия В. Янсен (США) исследовал течение в БЛД, создаваемое вентилятором. Закрутку потока создавали специальные вращающиеся экраны. В качестве примера приведем такие данные: измеренный КПД в одном из БЛД при угле потока $25,5^\circ$ оказался равным 0,855, а при 43° увеличился до 0,92. При угле потока менее 15° течение становилось неустойчивым. В окружном направлении поток делился на несколько вращающихся вокруг оси z струй и вихревых зон. Таким образом, при неблагоприятных условиях течения поток в БЛД является не только пространственным, но и нестационарным.

Влияние рабочего колеса на безлопаточный диффузор связано с неравномерностью потока, покидающего РК и входящего в БЛД. Как

показали упомянутые выше опыты В. Янсена, неравномерность потока на входе в БЛД вдоль оси z провоцирует ранний отрыв и соответствующий рост потерь. К сожалению, рабочие колеса не в состоянии обеспечить равномерный поток на выходе — входе в БЛД. На рис. 7.3.29 показаны результаты измерений кафедры компрессоростроения ЛПИ (кафедра КВХТ) — данные конца 1960-х гг. Эти данные показывают, что окружная составляющая скорости на входе в БЛД $c_{u2} = f(b_2)$ на расчетном режиме меняется сравнительно мало. В то же время расходная составляющая скорости у покрывающего диска на треть больше, чем в основной части канала. У основного диска расходная скорость равна только трети от расходной скорости у основного диска. Такая неравномерность провоцирует отрыв потока в БЛД, причем на той стенке, где на входе скорость была больше. Такая картина показана выше на рис. 7.3.27. В длинном БЛД при неблагоприятных условиях отрыв может возникнуть еще раз ниже по течению, но уже на противоположной стенке.

Итак, неравномерность потока на выходе из РК ухудшает работу БЛД. Чем ближе параметры РК к оптимальным, и чем тщательнее оно спроектировано, тем равномернее поток на входе в БЛД, и тем меньше негативное влияние РК на безлопаточный диффузор.

Показанная на рис. 7.3.29 структура потока в БЛД особенно неблагоприятна на нерасчетных режимах. Это понятно, так как даже самая совершенная лопаточная решетка РК становится неудобообтекаемой при положительных и отрицательных углах атаки. Обратим внимание на то, что при расходе больше расчетного, на входе в БЛД крайне неравномерны обе составляющие скорости, и $c_{r2} = f(b_2)$, и $c_{u2} = f(b_2)$.

В разделе, посвященном рабочему колесу, показано, что в большинстве случаев поток покидает межлопаточные каналы, разделившись на низкоэнергетическую зону у задней поверхности лопатки («след»), и активную часть («ядро»). Выравнивание скоростей в ядре и следе происходит за счет трения слоев газа. Соответствующие потери называют потерями смешения. Эти потери следует отнести к рабочему колесу, но происходят они уже в БЛД.

Другая сторона этого вопроса связана с тем, что струи ядра и следа из каждого межлопаточного канала вращаются в БЛД, создавая периодическую нестационарность с частотой $n \cdot z$ (об/с на число лопаток РК). Это каким-то образом влияет на состояние пограничных слоев и потери в БЛД. Вопрос недостаточно изучен, но сам факт влияния РК на БЛД через периодическую нестационарность потока на входе, безусловно существует.

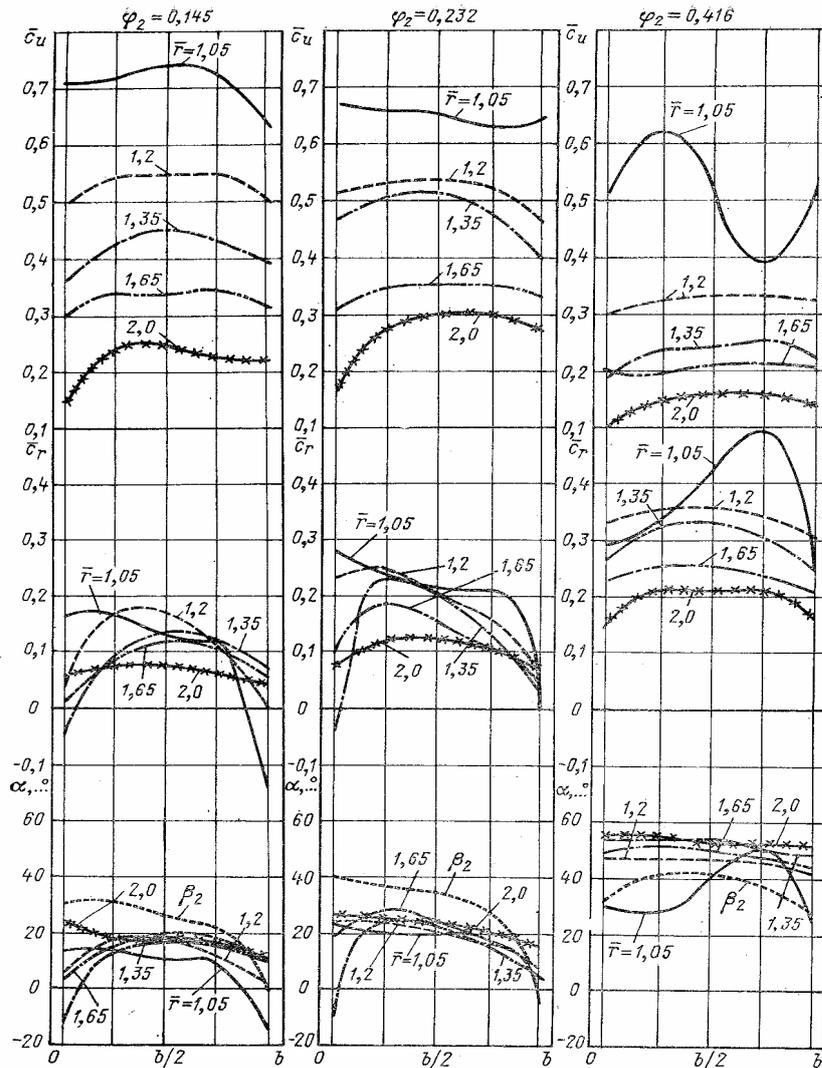


Рис. 7.3.29. Эпюры скоростей и углов потока в безлопаточном диффузоре при $\varphi_2 > < \varphi_{2p}$ на радиусе $\bar{r} = 1,05 \div 2,0$ при $b = b_2 = \text{const}$, $b_2/D_2 = 0,049$, $M_u = 0,81$, рабочее колесо промышленного центробежного компрессора с $\beta_{л2} = 45^\circ$ [19]

Эксперименты демонстрируют так же наличие обратного влияния БЛД на течение в рабочем колесе. Имеется в виду, что характеристики РК в какой-то степени зависят от формы БЛД, в паре с которым оно работает. Ниже будет показано, что в ряде случаев вместо рассмотренных диффузоров с постоянной шириной целесообразно применять более узкие диффузоры с $b_3/b_2 < 1,0$. У таких БЛД на входе есть сужающийся участок с переходом ширины БЛД от b_2 к b_3 . На рис. 7.3.30 представлены данные испытания модельной ступени в двух вариантах — с $b_3/b_2 = 1,0$ и с БЛД, у которого основная часть сужена до отношения $b_3/b_2 = 0,785$. Очевидное увеличение внутреннего напора при суженном БЛД свидетельствует о

влиянии формы диффузора на течение в РК. Можно полагать, что, так как в суженной начальной части БЛД расходная скорость не уменьшается, а даже несколько возрастает, это как бы подавляет, уменьшает размер следа на задней поверхности лопаток. Известно, что размеры следа влияют на угол отставания потока: $\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg}(\beta_{л2} - \Delta\beta)$. Отмеченное влияние формы БЛД на напорную характеристику РК наблюдалось многократно.

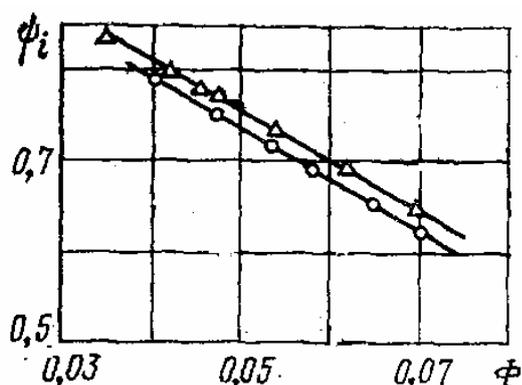


Рис. 7.3.30. Влияние ширины безлопаточного диффузора на коэффициент напора рабочего колеса с $\beta_{л2} = 45^\circ$: кружки — $b_3/b_2 = 1,0$; треугольники — $b_3/b_2 = 0,785$ [19]

Специальные исследования БЛД, подобные упомянутым выше экспериментам В. Янсена, дают объективную информацию об их работе в идеализированных условиях. Однако большинство опубликованных экспериментальных данных получено при поэлементных испытаниях модельных ступеней. Схему расположения измерительных приборов в ступени иллюстрирует рис. 7.3.31.

Поэлементные испытания принципиально не могут дать полностью объективную информацию о работе каждого из элементов. Основная причина связана с тем, что вихревые зоны, возникшие в предшествующем элементе и не замкнувшиеся в нем, выходят в последующий элемент. Измерительные приборы, расположенные в контрольных сечениях фиксируют эти потери, как происходящие в последующем элементе. Как указывалось выше, потери смешения — вихревые потери рабочего колеса — происходят в БЛД. По данным кафедры КВХТ [20] активная фаза смешения заканчивается обычно на диаметре $D \approx 1,20D_2$. Измерения в сечении «2'» (на $D_2' = 1,05D_2$ у модельных ступеней кафедры КВХТ и в большинстве других случаев) автоматически относят часть потерь рабочего колеса к потерям в БЛД.

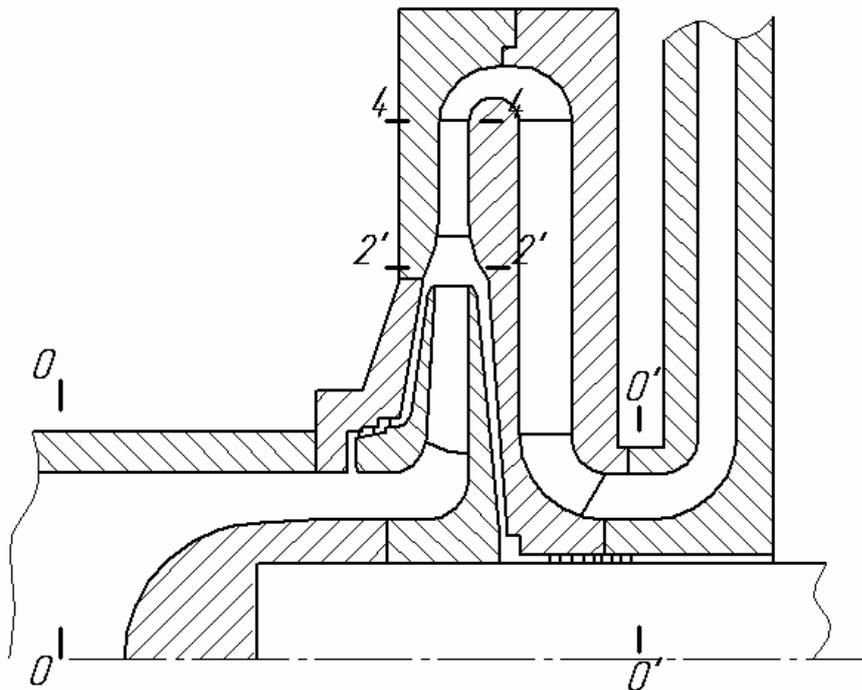


Рис. 7.3.31. Схема расположения измерительных («контрольных») сечений при испытаниях модельной ступени

Если на выходе из БЛД образуется вихревая зона выходящая в ОНА, или в другое выходное устройство, то вихревые потери в БЛД не будут точно измерены. Смещение активной и вихревой зон произойдет в последующем элементе. Это относит часть потерь БЛД к потерям выходного устройства.

Неизбежная некорректность измерений связана еще и с тем, что контрольное сечение «2» расположено на некотором удалении от РК. То есть, начальный участок БЛД и его потери включены в состав рабочего колеса.

Поток в сечении «2» нестационарный по причине шаговой неравномерности на выходе из РК. Это вносит погрешность в измерения — прежде всего, в измерение полного давления p_2^* .

По перечисленным причинам характеристики элементов проточной части, полученные при модельных испытаниях ступеней, дают только приблизительную информацию. В случае БЛД результаты измерений даже частично искажают суть явлений, происходящих в проточной части. На рис. 7.3.32 показана характеристика БЛД $\zeta_{\text{БЛД}} = f(\Phi)$ одной из модельных ступеней кафедры КВХТ и расчет этой же зависимости Методом универсального моделирования.

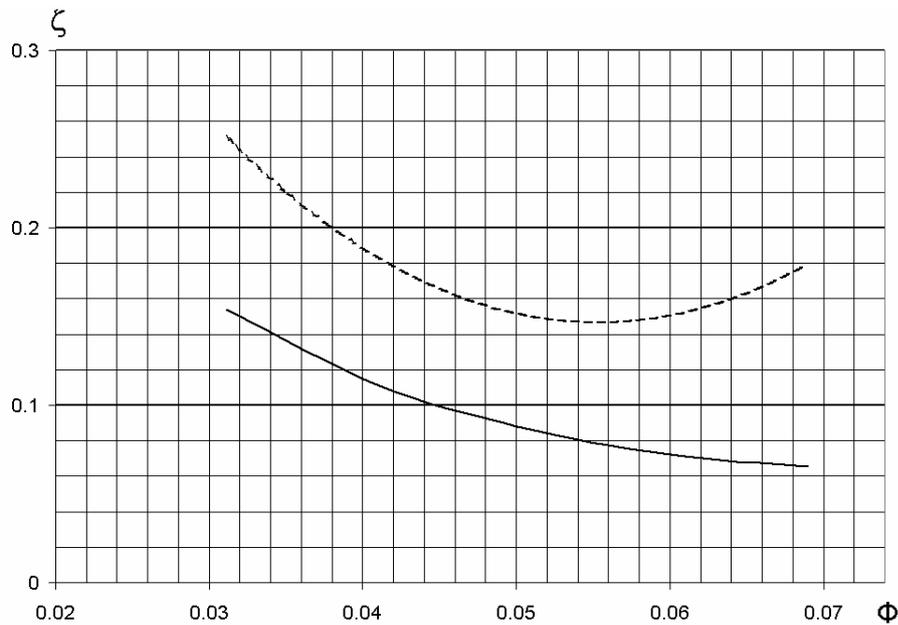


Рис. 7.3.32. Коэффициент потерь безлопаточного диффузора модельной ступени 048-0.48-0.29 кафедры КВХТ: штриховая линия — результат испытаний; сплошная линия — расчет Методом универсального моделирования

В этом Методе рассчитываются «чистые» потери в БЛД, без потерь смещения РК. Как и полагается, коэффициент «чистых» потерь в БЛД монотонно уменьшается с ростом угла потока на входе. Измеренная же зависимость имеет минимум в районе оптимального режима работы ступени. Рост измеренных потерь в БЛД при $\alpha_2 > \alpha_{opt}$ связан с ростом потерь смещения в РК при отрицательных углах атаки и его не следовало бы относить к потерям в диффузоре. На очень большую неравномерность потока на выходе из РК при $\phi_2 > \phi_{opt}$ указывают данные на рис. 7.3.29, приведенном выше.

Безусловно, на работу БЛД влияет последующий за ним элемент проточной части. В ступенях промежуточного типа выходным устройством является обратно-направляющий аппарат. Криволинейное колено, поворачивающее выходящий из БЛД поток в обратное направление, вызывает перестройку потока, показанную ниже по результатам расчета вязкого пространственного потока по программе ANSYS CFX. Объект расчета моделирует элемент проточной части одной из модельных ступеней кафедры КВХТ — рис. 7.3.33.

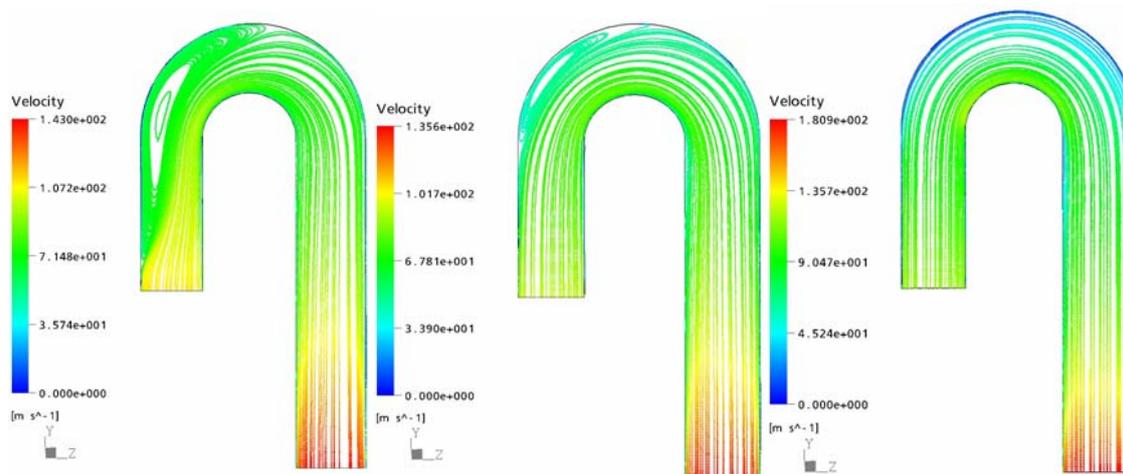


Рис. 7.3.33. Линии тока в БЛД + ПК ОНА при углах потока $\alpha = 12,55^\circ; 26,4^\circ; 45^\circ$

Во всех случаях предполагался равномерный поток на входе. Поэтому в коротком БЛД отрыв не возникает даже при малом угле потока менее 13° . Но повышенное давление на внешней стенке поворотного колена приводит к появлению развитой вихревой зоны, которая захватывает значительную часть на выходе из БЛД. На внешней стенке БЛД зона низких скоростей, предшествующая отрыву, начинается на большом удалении от выхода. Режим течения с $\alpha = 12,55^\circ$ на характеристике ступени соответствует границе помпажа.

Режим течения с $\alpha = 26,4^\circ$ у данной ступени — оптимальный. Вихревая зона сместилась вверх по потоку и захватывает только небольшую часть БЛД. При $\alpha = 45^\circ$ вихревая зона не появляется ни в БЛД, ни в поворотном колене. К сожалению, этот режим не оптимален для рабочего колеса и ступени в целом.

Приведенный пример показывает отрицательную роль поворота потока на выходе из БЛД. Проверенные количественные рекомендации по учету неизвестны. Следует полагать, что относительно длинные диффузоры (с большим отношением $(r_4 - r_2)/b$) менее подвержены такому отрицательному влиянию.

В ступенях концевой типа у современных центробежных компрессоров за диффузором следует либо свернутая на бок улитка, либо такая же сборная камера постоянного сечения. В обоих случаях за БЛД следует криволинейное осесимметричное колено, поворачивающее поток на 90° . Характер его влияния такой же, как и поворотного колена ОНА. Так как угол поворота вдвое меньше, чем при выходе в ОНА, отрицательное влияние должно быть слабее.

У большинства промышленных ЦК прежних поколений применялись трапециевидные улитки, на входе в которые поток сохраняет направление движения от центра к периферии, так что заметного влияния на структуру потока в меридиональной плоскости нет.

Однако любое выходное устройство несимметрично в окружном направлении и вызывает большую или меньшую окружную неравномерность в БЛД, особенно на нерасчетных режимах. Изменение статического давления по окружности на выходе из БЛД нарушает окружную симметрию потока в нем. В струйках тока, идущих в область более высокого давления расходная составляющая скорости и угол потока уменьшаются. Это безусловно снижает эффективность БЛД. Систематические исследования проблемы неизвестны.

Профилирование и расчет БЛД. БЛД — элемент конструктивно простой и основных определяющих размеров всего два, ширина и радиальная протяженность.

В 1960–1970 гг. безлопаточные диффузоры стали объектом внимания ряда отечественных исследователей. Были выдвинуты разные схемы оптимизации за счет выбора формы БЛД в виде зависимости $b = f(r)$. При этом во всех случаях полагалось, что ширина БЛД должна уменьшаться по радиусу. Исследования кафедры КВХТ и опыт проектирования большого количества нагнетателей ГПА нового поколения [20] показал, что схема оптимального профилирования может быть весьма простой, если речь идет о ступенях средней и большой расходности с $\Phi_{\text{расч}} \geq 0,040$:

– относительная высота лопаток РК b_2/D_2 и соответствующий угол выхода потока α_2 должны выбираться исходя из условий обтекания лопаток, как указано в соответствующем разделе;

– для БЛД среднерасходных и высокорасходных ступеней желательно, чтобы угол потока в начале диффузора был не менее $22 \div 25^\circ$. Если угол потока на выходе из РК на расчетном режиме $\alpha_2 \geq 22 \div 25^\circ$, то диффузор следует сделать с параллельными стенками;

– имея в виду возможные погрешности сборки, осевое перемещение ротора за счет зазора в упорном подшипнике и пр., обычно ширину БЛД делают незначительно больше высоты лопаток РК на выходе. Если оси каналов РК и БЛД в меридиональной плоскости не совпадут, то за счет расширения диффузора поток не ударится об угол той или другой стенки диффузора — рис. 7.3.34;

– если угол потока $\alpha_2 < 22 \div 25^\circ$, основной участок БЛД следует делать с меньшей шириной, чем высота лопаток РК на выходе: $b_3 = b_4 < b_2$ — рис. 7.3.35.

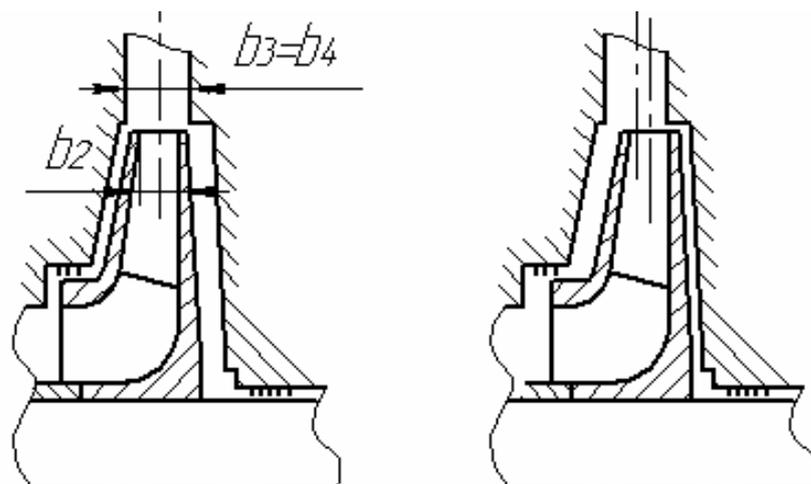


Рис. 7.3.34. Схема возможного несовпадения осей рабочего колеса и безлопаточного диффузора в меридиональной плоскости. Слева — оси совпадают, справа — оси не совпадают из-за погрешностей сборки

От диаметра D_2 до диаметра D_3 диффузор должен плавно сужаться. Диаметр начала основного участка D_3 в зависимости от относительной ширины РК b_2/D_2 обычно равен $1,15 \div 1,20D_2$. Понятно, что более длинный начальный участок получается при большем b_2/D_2 .

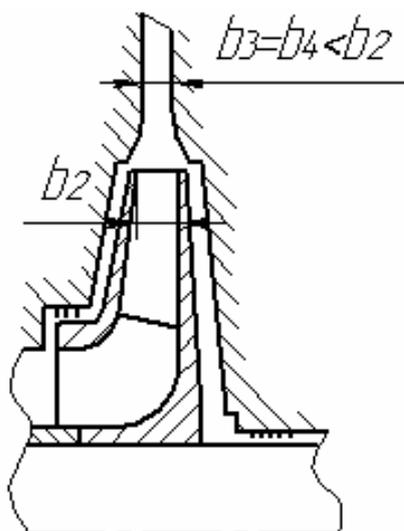


Рис. 7.3.35. Схема безлопаточного диффузора с шириной основного участка меньше высоты лопаток на выходе

Отношение b_3/b_2 выбирается с таким расчетом, чтобы получить в начале основного участка БЛД требуемую величину угла $\alpha_3 \approx 22 \div 25^\circ$. В

пренебрежении вязкостью и сжимаемостью соотношение между углами α_2 и α_3 :

$$\operatorname{tg}\alpha_3 = \frac{b_2}{b_3} \operatorname{tg}\alpha_2, \quad (7.3.54)$$

откуда определяется нужное соотношение b_3/b_2 .

Выбор угла потока в основной части БЛД на расчетном режиме равным примерно 25° вытекает из стремления сделать поток устойчивым, безотрывным, не только на расчетном режиме, но и на режимах с меньшим расходом и меньшими углами потока.

Расчеты показывают, что в суженных БЛД с $\frac{b_3}{b_2} < 1,0$ хотя и сокращается траектория движения газа, но потери трения, рассчитываемые по одномерной схеме, становятся больше, чем в диффузоре постоянной ширины с $b_3 \approx b_2$. Однако из опытов вытекает, что сужение БЛД в целом улучшает работу ступени. Надо иметь в виду существенно более сложный действительный характер течения, например, положительное влияние на течение в РК, о чем говорилось выше. Это особенно важно, если по тем или иным причинам рабочее колесо имеет развитую низкоэнергетическую зону.

При испытании ступеней с высокоэффективными РК оказывается, что на расчетном режиме БЛД с $b_3 \approx b_2$ при $\alpha_2 \approx 17 \div 18^\circ$ обеспечивает КПД ступени не меньший, чем суженный диффузор с $\alpha_3 \approx 25^\circ$. Но при работе с суженным БЛД, ступень имеет более широкую зону работы в диапазоне расходов меньше расчетного. Это важно для компрессоров промышленного назначения.

Радиальная протяженность БЛД (длина БЛД) определяется диаметром выхода из БЛД, который принято обозначать как D_4 . Для получения максимального КПД длина БЛД должна соответствовать минимуму суммы потерь в диффузоре и в последующем выходном

$$\text{устройстве: } \Delta\eta_{\text{БЛД}} + \Delta\eta_{\text{ВУ}} = \frac{\zeta_{\text{БЛД}}}{2\psi_T} \left(\frac{c_2}{u_2} \right)^2 + \frac{\zeta_{\text{ВУ}}}{2\psi_T} \left(\frac{c_4}{u_2} \right)^2 \rightarrow \min.$$

Если принять приближенное равенство $c_4 = c_2 / \frac{D_4}{D_2}$:

$$\Delta\eta_{\text{БЛД}} + \Delta\eta_{\text{ВУ}} = \left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2 \left(\frac{\zeta_{\text{БЛД}}}{2\psi_T} + \frac{\zeta_{\text{ВУ}}}{2\psi_T} \frac{1}{(D_4/D_2)^2} \right) \rightarrow \min.$$

Из этого равенства формально следует, что при увеличении безразмерной радиальной протяженности диффузора D_4/D_2 суммарные потери КПД в неподвижных элементах должны уменьшаться. Но не следует забывать о росте коэффициента потерь БЛД при увеличении D_4/D_2 , и о том, например, что в более протяженном ОНА должны быть больше потери трения.

Оптимальная длина БЛД (соответствующая максимальному КПД) для разных ступеней может быть различной. Детальные эксперименты по ее определению были бы достаточно трудоемки и, вероятно, практически не слишком значимы.

Эта проблема просто решается численными экспериментами с помощью Метода универсального моделирования (разумеется, нужно иметь в виду, что ни один расчетный метод не гарантирует полной достоверности результатов). По данным расчетов у концевых ступеней КПД монотонно растет с ростом D_4/D_2 , хотя при $D_4/D_2 > 2,10$ прирост незначительный, рис. 7.3.36.

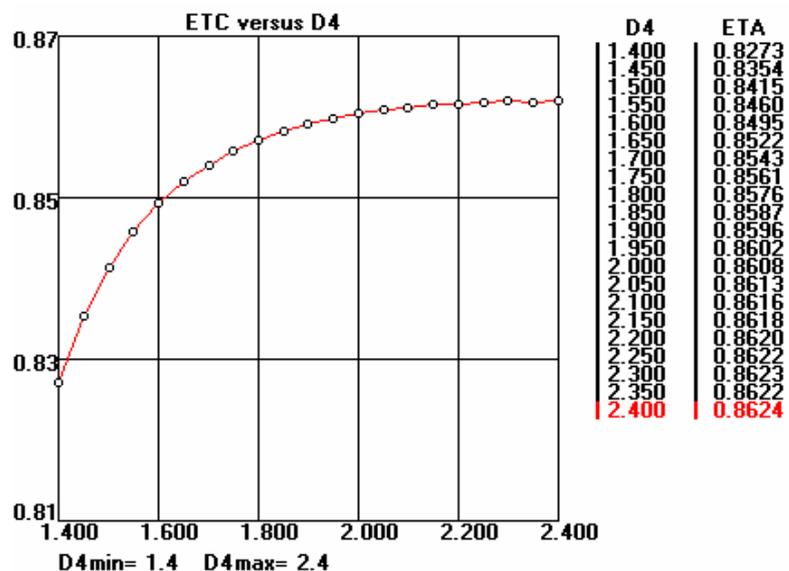


Рис. 7.3.36. Влияние радиальной длины безлопаточного диффузора на КПД концевой ступени. $\Phi_{\text{расч}} = 0,060$, $\psi_{\text{Трасч}} = 0,60$, $M_u = 0,85$, угол раскрытия трапецевидной улитки 60°

Расчеты ступеней промежуточного типа показали наличие оптимума для значений D_4/D_2 (рис. 7.3.37).

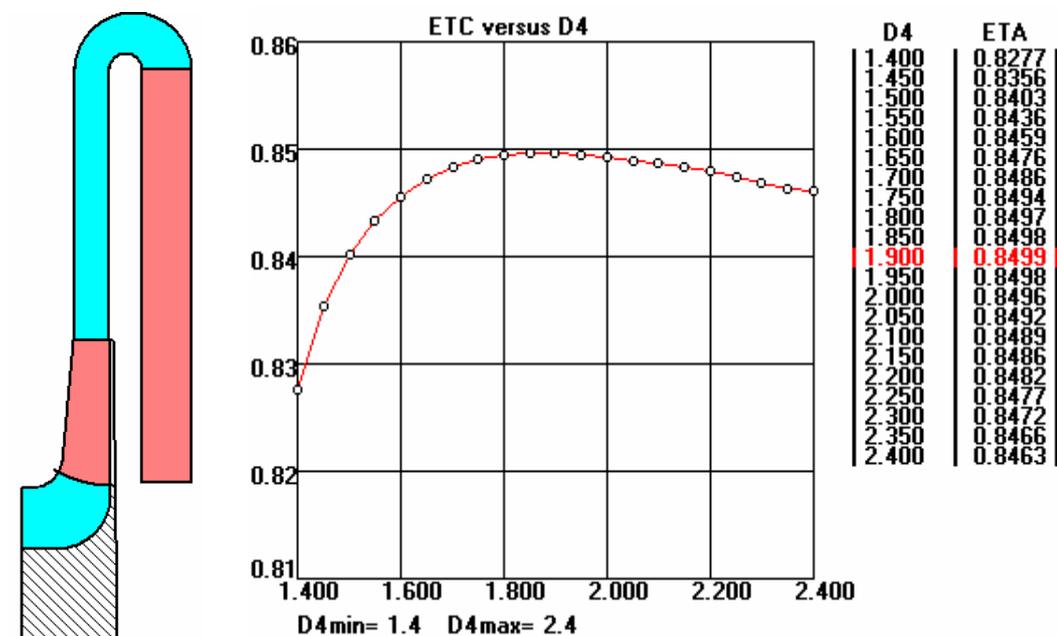


Рис.7.3.37. Влияние радиальной длины безлопаточного диффузора на КПД промежуточной ступени ($\Phi_p = 0,060$, $\psi_{Tp} = 0,60$, $M_u = 0,85$) и меридиональная форма ступени с оптимальным $D_4/D_2 = 1,90$

При $\Phi_p > 0,035$ для низконапорных и средненапорных ступеней $\left(\frac{D_4}{D_2}\right)_{opt} \approx 2,20$, а при $\Phi_{расч} \approx 0,020$ оптимум снижается примерно до $1,55 \div 1,65$.

С учетом конструктивных ограничений отношение D_4/D_2 редко может быть принято большим, чем $D_4/D_2 = 1,75 \div 1,80$. Очевидно, что недостаточное снижение скорости в БЛД может быть причиной несколько пониженной эффективности ступеней.

При расчете параметров потока в БЛД достаточно знать любые два из перечисленных четырех коэффициентов:

– КПД $\eta_d = \frac{h_p}{h_d}$,

– коэффициент потерь $\zeta = \frac{h_w}{c_2^2/2}$,

– коэффициент восстановления $\xi = \frac{h_p}{c_2^2/2}$,

– отношение скоростей $\dot{c} = \frac{c_4}{c_2}$.

При упрощенном расчете ступеней при умеренных числах Маха полагают, что $\alpha = f(r) = \text{const}$. В этом случае достаточно использовать опытные данные по КПД или коэффициенту потерь. На рис. 7.3.38 приведены экспериментальные данные по эффективности БЛД, которые можно использовать для расчетов. В частности, можно полагать, что в диапазоне $\bar{b}_2 = 0,028 \div 0,100$, $\bar{D}_4 = 1,59 \div 1,80$ и $\alpha_2 = 30 \div 40^\circ$ коэффициент потерь близок к 0,10. В узком БЛД с $\bar{b}_2 = 0,018$ при $\bar{D}_4 = 1,70$ потери намного выше. При этой маленькой относительной высоте коэффициент потерь практически линейно увеличивается от 0,22 при $\alpha_2 = 40^\circ$, до 0,32 при $\alpha_2 = 20^\circ$.

Рассмотрим пример упрощенного расчета параметров потока за БЛД при известных параметрах за РК — на входе в БЛД, у которого $\bar{b}_2 = 0,050$, $\bar{D}_4 = 1,60$, $c_2 = 250$ м/с, $p_2 = 0,13$ МПа, $T_2 = 340$ К, $\alpha_2 = 25^\circ$, $k = 1,4$, теплоемкость газа $C_p = 1005$ Дж/кг (воздух).

По данным на рис. 7.3.38 примем коэффициент потерь $\zeta_{\text{БЛД}} = 0,125$. Оценим отношение плотностей $\rho_4/\rho_2 = 1,10$, тогда из условия $\alpha = f(r) = \text{const}$ следует, что отношение скоростей с БЛД равно: $\dot{c}_{\text{БЛД}} = \frac{c_4}{c_2} = \frac{D_2 \rho_2}{D_4 \rho_4}$. В данном случае это означает, что отношение скоростей в БЛД равно $\dot{c}_{\text{БЛД}} \approx 0,570$, что соответствует скорости на выходе из БЛД $c_4 = 143$ м/с.

Согласно формуле (7.3.50) КПД БЛД равен $\eta_{\text{БЛД}} \approx 0,850$ и показатель политропного процесса $\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1} = 2,975$, $n = 1,506$. Температура торможения в БЛД равна $T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2C_p} = 371$ К, а статическая температура за БЛД по той же формуле равна $T_4 = 361$ К. По формуле политропного

процесса отношение давлений в БЛД равно $\frac{p_4}{p_2} = \left(\frac{T_4}{T_2}\right)^{\frac{n}{n-1}} \approx 1,20$, а

отношение плотностей $\frac{\rho_4}{\rho_2} = \left(\frac{T_4}{T_2}\right)^{\frac{1}{n-1}} \approx 1,125$, т.е. расчет следовало бы повторить при этом отношении плотностей в начале (было принято сначала $\rho_4/\rho_2 = 1,10$).

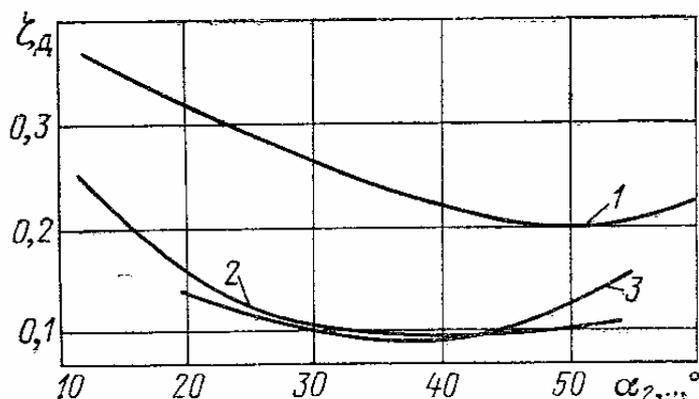


Рис. 7.3.38. Характеристики безлопаточного диффузора при различной относительной ширине ($b = b_2, M_u = 0,6$) рабочих колес конструкции ЛПИ: 1 — $b_2/D_2 = 0,018, \bar{r}_3 = 1,7$; 2 — $b_2/D_2 = 0,028 \div 0,069, \bar{r}_3 = 1,59$; 3 — $b_2/D_2 = 0,07 \div 0,1, \bar{r}_3 = 1,8$

В программах Метода универсального моделирования расчет БЛД производится вполне корректно, как при расчете потерь напора, так и параметров потока, поэтому приведенный пример приближенного расчета носит иллюстративный характер.

Преимущества и недостатки БЛД. Достоинством БЛД является простота конструкции. Безлопаточный диффузор достаточно эффективен при правильном выборе размеров. Он не имеет окружной несимметричности формы проточной части по окружности, поэтому нет несимметричного поля скоростей и давлений. Это важно для компрессоров высокого и сверхвысокого давления, где нестационарные газодинамические силы, пропорциональные плотности газа, могут быть опасными для рабочих колес.

Недостатком БЛД является сравнительно маленькое снижение скорости при приемлемых радиальных размерах. Этому недостатка лишен лопаточный диффузор.

Лопаточный диффузор. В БЛД постоянной ширины поток движется с практически постоянным углом, примерно по логарифмической спирали — штриховая линия на рис. 7.3.39. Если в это безлопаточное пространство поставить лопатки с углом $\alpha_{л4} > \alpha_3$, то они отклонят поток в сторону, противоположную вращению, что приведет к уменьшению окружной составляющей скорости по сравнению с окружной составляющей скорости на выходе из БЛД: $c_{u4ЛД} < c_{u4БЛД}$. Схема лопаточного диффузора изображена на рис. 7.3.39. Лопатки начинаются на некотором расстоянии от РК на радиусе r_3 и заканчиваются на радиусе r_4 .

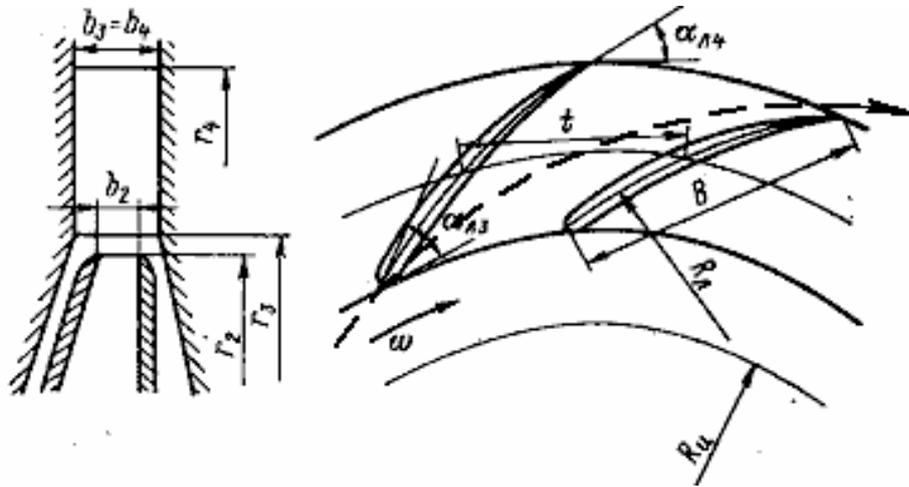


Рис. 7.3.39. Схема лопаточного диффузора

Скорость c_{u4} в ЛД меньше чем c_{u4} в БЛД за счет того, что к потоку прикладывается момент внешних сил. На обращенной против направления вращения стороне лопатки образуется повышенное давление. Это передняя поверхность лопатки. На задней стороне лопатки давление ниже. Направленный против направления вращения момент внешних сил отрицателен. Согласно теореме об изменении момента количества движения этот момент и вызывает уменьшение циркуляции

$$c_{u4}r_4 : (c_{u4}r_4 - c_{u3}r_3) \bar{m} = -M_z, \quad M_z = \int_{r_3}^{r_4} (p_n - p_3) b dr \cdot r z_{ЛД}.$$

Полагая поток невязким с $p^* = \text{const}$ и имея в виду $p_n - p_3 = p^* - \rho \frac{c_n^2}{2} - p^* + \rho \frac{c_3^2}{2} = 0,5(c_3 + c_n)(c_3 - c_n) \approx c \Delta c$ и $\bar{m} = \rho 2\pi \tau b c_r$:

$$c_{u4}r_4 = c_{u3}r_3 - \int_{r_3}^{r_4} \frac{z_{\text{ЛД}}}{2\pi\tau} \frac{\Delta c}{\sin \alpha} dr, \quad c_{u4}r_4 = c_{u3}r_3 - \frac{z_{\text{ЛД}}}{2\pi\tau} \left(\frac{\Delta c}{\sin \alpha} \right)_{\text{ср}} (r_4 - r_3). \quad (7.3.55)$$

Таким образом, лопатки ЛД нагружены разностью давлений $\Delta p = p_{\text{п}} - p_3$ (большее давление на передней стороне) и, соответственной разностью скоростей ($c_3 - c_{\text{п}}$) $\approx c \Delta c$ (большая скорость на задней стороне).

Ширина ЛД обычно принимается больше ширины РК на выходе — $b_4 = b_3 > b_2$. За счет этого радиальная составляющая скорости на выходе из ЛД меньше, чем в БЛД: $c_{r4\text{ЛД}} < c_{r4\text{БЛД}}$ — как и окружная составляющая. В результате даже при небольших радиальных размерах ЛД обеспечивает значительное снижение скорости. Отношение скоростей в ЛД $\dot{c} = c_4 / c_3 \approx 0,25 \div 0,35$, т.е. скорость может снижаться в три — четыре раза.

При таком замедлении в ЛД даже на расчетном режиме неизбежен отрыв потока. Однако в силу поясняемых ниже обстоятельств срывной характер потока не препятствует получению достаточно высокой эффективности ЛД. Средняя скорость вдоль профиля уменьшается в соответствии с увеличением проходного сечения. Изменение скоростей по шагу (на одинаковом радиусе) (рис. 7.3.40) соответствует процессу уменьшения количества движения, рассмотренному выше. В результате диаграмма скоростей невязкого потока имеет характер, сходный с диаграммой скоростей РК — рис. 7.3.41.

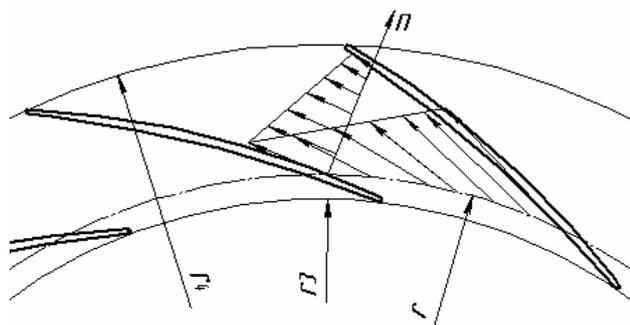


Рис. 7.3.40. Изменение скоростей потока в межлопаточном канале лопаточного диффузора по шагу и по нормали

Но определяющим характер течения является диаграмма скоростей по нормали к потоку, определяемая условиями равновесия: $\frac{\partial p}{\partial n} + \rho \frac{c^2}{R} = 0$, или $\frac{\partial w}{\partial n} = \frac{c}{R}$. То есть, как и в любом другом неподвижном канале в

направлении нормали на выпуклой поверхности скорости больше, чем на вогнутой. Напомним, что другой характер обтекания лопаток центробежного РК определяет Кориолисова сила, которая отсутствует в неподвижных каналах.

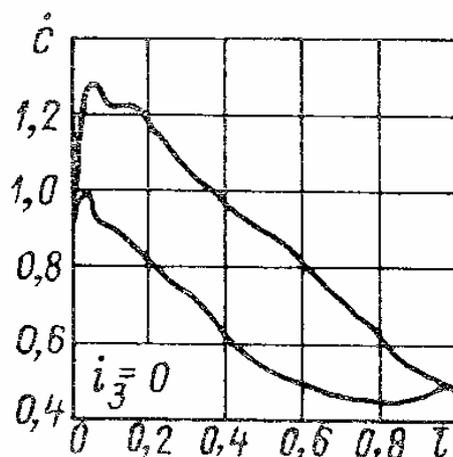


Рис. 7.3.41. Распределение скоростей невязкого потока по лопаткам диффузора [19]

Выше пояснялись причины, по которым отрыв потока происходит на тех поверхностях каналов, где в направлении нормали скорость увеличивается, а давление уменьшается. На рис. 7.3.42 показана визуализация зон отрыва на выпуклой поверхности лопаток ЛД на расчетном режиме.

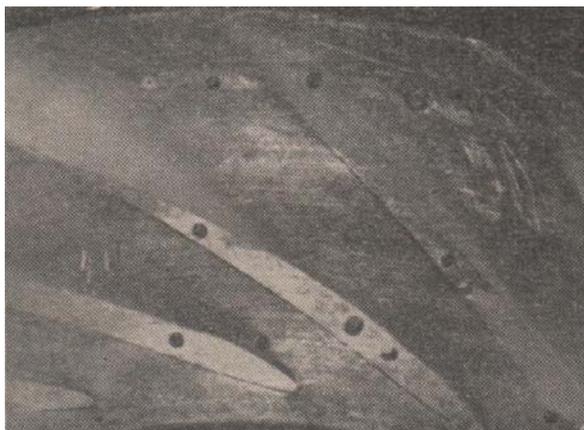


Рис. 7.3.42. Зоны срыва на выходе из лопаточного диффузора, визуализированные напылением красителя, при $\Phi \approx \Phi_{\text{расч}}$ (кафедра КВХТ СПбГПУ)

Из-за того, что отрыв потока происходит на передней поверхности, где кинетическая энергия потока меньше, чем на задней поверхности, влияние отрыва на эффективность ЛД обычной формы меньше, чем у РК. Сильное замедление способствует снижению потерь в последующем элементе проточной части при приемлемых потерях в самом ЛД.

Не следует делать ЛД с очень большим углом отклонения потока, когда передняя поверхность становится вогнутой, а задняя — выпуклой. Схема такого неэффективного ЛД показана на рис. 7.3.43. При такой форме лопаток отрыв происходит на задней поверхности, где кинетическая энергия выше, что приводит к скачкообразному росту потерь.

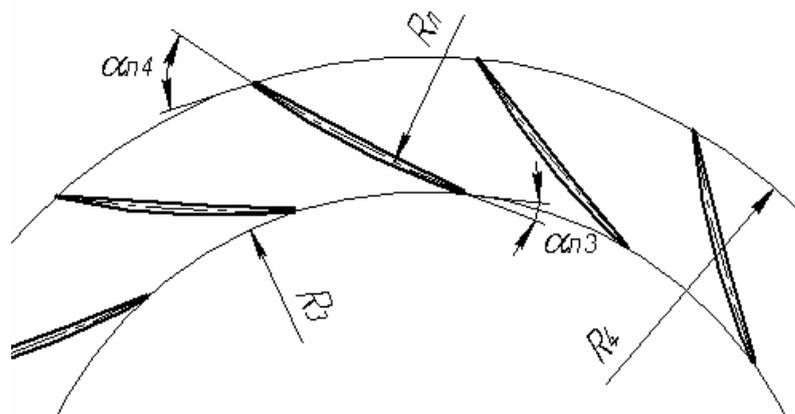


Рис. 7.3.43. Схема лопаточного диффузора с неприемлемой формой лопаток (обратная кривизна)

Расчеты Методом универсального моделирования иллюстрируют сказанное. На рис. 7.3.44 показано, как угол отклонения потока в ЛД $\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3$ влияет на максимально достижимый КПД ступени. Скачкообразное снижение КПД соответствует тому варианту ЛД, кривизна лопаток которого поменяла знак на отрицательный, согласно схеме на рис. 7.3.43.

На рис. 7.3.45 показаны характеристики и меридиональная форма проточной части ступени с оптимальным углом поворота $\Delta\alpha = 25^\circ$. Радиальная протяженность ЛД принята равной $D_4/D_2 = 1,55$ — обычное значение, принимаемое при проектировании.

Обратим внимание на то, что КПД ступени с ЛД (86,7%) заметно выше, чем КПД ступеней, имеющих безлопаточные диффузоры. Для сопоставления КПД и характеристик ступеней с разными диффузорами сделан расчет ступени с БЛД на те же параметры, что ступени с ЛД (рис. 7.3.46). Радиальная протяженность БЛД $D_4/D_2 = 1,70$ принята большей, чем у ЛД, что соответствует практике проектирования.

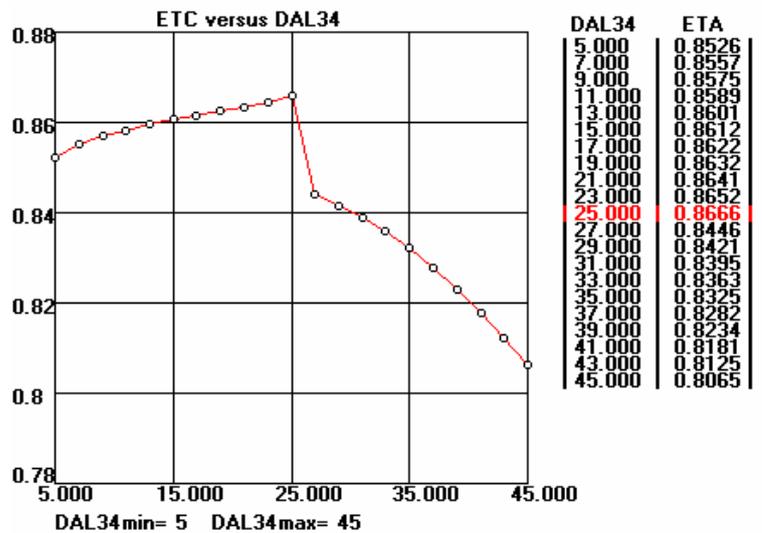


Рис. 7.3.44. Максимально достижимый КПД ступени в зависимости от $\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3$ (Метод универсального моделирования). Ступень РК + ЛД + ОНА, $\Phi_{расч} = 0,060$, $\psi_{Трасч} = 0,60$, $M_u = 0,85$, $D_4 / D_2 = 1,55$

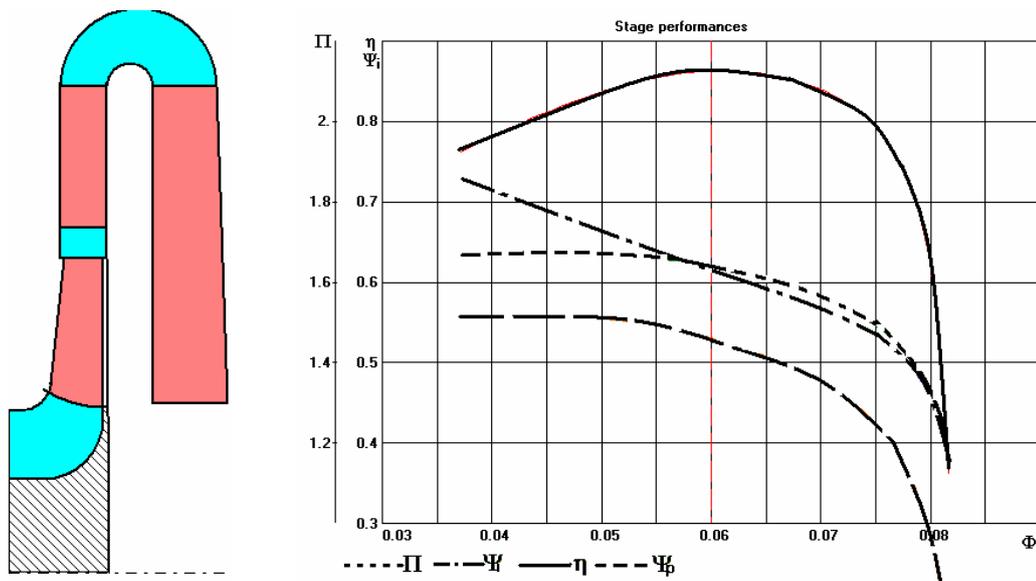


Рис. 7.3.45. Характеристики и меридиональная форма проточной части ступени РК + ЛД + ОНА с оптимальным углом поворота $\Delta\alpha = 25^\circ$. $D_4 / D_2 = 1,55$ (Метод универсального моделирования)

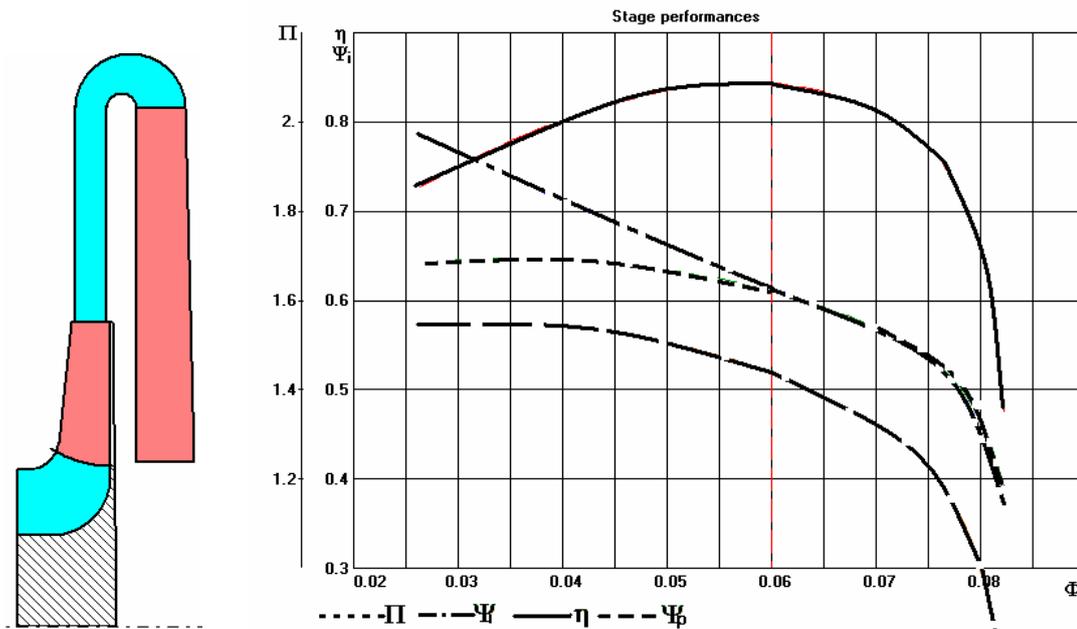


Рис. 7.3.46. Характеристики и меридиональная форма проточной части ступени РК + БЛД + ОНА. $D_4 / D_2 = 1,70$ (Метод универсального моделирования)

Несмотря на большие радиальные размеры, у ступени с БЛД можно рассчитывать на КПД в расчетной точке всего 84,3%. Это на 2,4% меньше, чем у ступени с ЛД. Зато у этой ступени более пологая характеристика КПД, т.е. КПД меньше снижается при отклонении от расчетного расхода, например:

- при $\Phi = 0,080$ (133% от $\Phi_p = 0,060$) КПД ступени с БЛД на 10% выше;
- при $\Phi = 0,040$ (67% от $\Phi_p = 0,060$) КПД ступени с БЛД на 3% выше.

Более сильное снижение КПД ступеней с ЛД на нерасчетных режимах связано с ударными потерями на лопатках диффузора ($i_3 = \alpha_{л3} - \alpha_3 > 0$ при $\Phi > \Phi_{расч}$, $i_3 = \alpha_{л3} - \alpha_3 < 0$ при $\Phi < \Phi_{расч}$), которых нет в безлопаточных диффузорах. Поэтому при меньшем максимальном КПД ступени с БЛД имеют более широкую зону работы.

Сравнение характеристик на приведенных выше рис. 7.3.45 и 7.3.46 показывает, что максимальное отношение давлений у ступени с ЛД достигается при $\Phi = 0,045$, а у ступени с БЛД — при $\Phi = 0,035$. Известно, что режим с максимальным отношением давлений ограничивает устойчивую часть характеристики, являясь границей помпажа.

У сопоставляемых ступеней при использовании лопаточного диффузора производительность ступени может быть уменьшена по

сравнению с расчетной на 25%, а при безлопаточном диффузоре — на 42%, что является серьезным преимуществом.

Преимущество ЛД в получении максимального КПД в расчетной точке проявляются тем сильнее, чем больше доля кинетической энергии на выходе из РК, т.е. чем ниже степень реактивности. Как указывалось, в

первом приближении $\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_T} \approx 1 - 0,5\psi_T$, то есть, чем больше

коэффициент теоретического напора РК на расчетном режиме, тем больший эффект можно ожидать от применения ЛД, и наоборот. Например, среднерасходные низконапорные модельные ступени кафедры КВХТ при $\psi_{T\text{расч}} = 0,42 \div 0,45$ имеют максимальный КПД $86 \div 87\%$ даже с коротким БЛД $D_4/D_2 = 1,45$. У ступеней с $\psi_{T\text{расч}} = 0,48$ повысить КПД применением лопаточного диффузора не удалось.

Еще одно преимущество лопаточных диффузоров по сравнению с БЛД заключается в том, что их ширина может быть больше высоты лопаток РК на выходе: $b_3/b_2 > 1,0$. Это способствует уменьшению потерь трения на ограничивающих поверхностях ЛД и ОНА. Доля этих потерь растет с уменьшением условного расчетного коэффициента $\Phi_{\text{расч}}$. В узких малорасходных ступенях длинные БЛД малоэффективны из-за больших потерь трения. Здесь применение ЛД должно давать особенно заметный эффект. К сожалению, малорасходные ступени обычно находят применение в ЦК высокого и сверхвысокого давления, где применение ЛД нежелательно или неприемлемо из-за динамических напряжений в РК, появляющихся из-за окружной неравномерности.

Область применения ступеней с ЛД — центробежные компрессоры с рабочим давлением не более $10 \div 12$ МПа, при коэффициентах теоретического напора РК $\psi_{T\text{расч}} > 0,50$, в тех случаях, когда требование максимального КПД в расчетной точке превалирует над требованием широкой зоны работы. В остальных случаях следует использовать безлопаточные диффузоры.

Размеры, определяющие форму проточной части ЛД. У ступеней ПЦК форму проточной части лопаточного диффузора определяют следующие размеры (рис. 7.3.39):

- начало лопаток на диаметре D_3 , который выбирают по соотношению D_3/D_2 ;
- конец лопаток на диаметре D_4 , который выбирают по соотношению D_4/D_2 ;
- высота лопаток $b_3 = b_4$, которую выбирают по соотношению b_3/b_2 ;
- форма средней линии лопаток;

- форма профиля лопаток;
- количество лопаток $z_{\text{ЛД}}$;
- входной угол лопаток $\alpha_{\text{л3}}$;
- выходной угол лопаток $\alpha_{\text{л4}}$.

Для ступеней ПЦК проверенная практикой проектирования радиальная протяженность безлопаточного участка диффузора равна $D_3/D_2 = 1,10 \div 1,15$. Считается, что большие значения следует выбирать

при более высоких числах $M_{c2} = \frac{c_2}{\sqrt{kRT_2}}$. При меньшем значении обратная

волна давления от лопаток диффузора усиливает нестационарную нагрузку на РК. Это вызывает вибрацию и поломки лопаток и покрывающих дисков колеса. С другой стороны, выходящий из РК поток по схеме «след — струя» создает нестационарное течение на входе в ЛД с частотой $\omega = z_{\text{РК}} n (1/c)$. Если приблизить лопатки ЛД к колесу, усилится шум и нестационарная нагрузка лопаток диффузора. Понятно, что излишнее увеличение отношения D_3/D_2 уменьшает положительный эффект от применения лопаточного диффузора.

Замедление потока в ЛД достигается за счет трех факторов:

– расширение в меридиональной плоскости $b_3 = b_4 > b_2$ снижает радиальную составляющую скорости;

– «раскрутка» потока лопатками уменьшает окружную составляющую скорости;

– увеличение радиальной протяженности D_4/D_2 снижает обе составляющие скорости, и является основным средством снижения кинетической энергии потока. В более протяженном ЛД потери растут, но снижаются потери в последующих элементах проточной части.

Расчеты и опыт проектирования показывают, что у среднерасходных средненапорных ступеней при $D_4/D_2 \approx 1,60$ достижимый КПД приближается к максимально возможному. С учетом того, что ЛД применяют для уменьшения радиальных размеров ступеней, на практике редко применяют большие значения. В среднем применяемые значения $D_4/D_2 \approx 1,50$, но известны достаточно эффективные ступени с ЛД с радиальной протяженностью $D_4/D_2 \approx 1,40$.

Как известно, потери трения в канале обратно пропорциональны гидравлическому диаметру: $h_{\text{втр}} = \lambda \frac{c^2 l}{2 d_r}$. Потери трения на ограничивающих стенках ЛД и других элементов обратно пропорциональны расстоянию между стенками, так как в этом случае

$d_r = 2b$. В более широком диффузоре меньше радиальная составляющая скорости, а любое уменьшение кинетической энергии снижает потери. Однако при выходе потока из РК в более широкий диффузор имеют место потери внезапного расширения, которые могут быть оценены по формуле Борда — Карно:

$$h_{wBP} = 0,5(c_{r2} - c_{r3})^2 \approx 0,5c_{r2}^2 \left(1 - \frac{b_2}{b_3}\right)^2. \quad (7.3.56)$$

Эксперименты и опыт проектирования показывают, что значения $b_3/b_2 = 1,2 \div 1,4$ дают хорошие результаты. У концевых ступеней с наружными улитками последние сильно увеличивают наружный диаметр проточной части. Для его уменьшения укорачивают диффузор и рекомендуют увеличивать b_3/b_2 за пределы, указанные выше.

При традиционной форме средней линии лопаток в виде дуги окружности обтекание передней поверхности лопатки (там, где формируется отрыв) вполне адекватное и вряд ли может быть улучшено. Схема средней линии — на рис. 7.3.47.

Для ступеней ПЦК такая форма средней линии кажется вполне приемлемой. Радиус кривизны средней линии зависит от диаметров D_3, D_4 и от углов лопатки на этих диаметрах:

$$R_{л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{л4} - D_3 \cos \alpha_{л3})}, \quad (7.3.57)$$

а расстояние центра окружности $R_{л}$ от оси ротора равно:

$$R_0 = \sqrt{R_{л}^2 + 0,25D_4^2 - R_{л}D_4 \cos \alpha_{л4}}. \quad (7.3.58)$$

Как показали эксперименты, упрощенная форма лопаток ЛД, подобная форме лопаток РК, ведет к заметному снижению КПД ступени. Общепринято использование крыловых профилей с относительной толщиной $\delta_{\max}/B \leq 5\%$. Типичная форма лопаточной решетки ЛД показана выше на рис. 7.3.39.

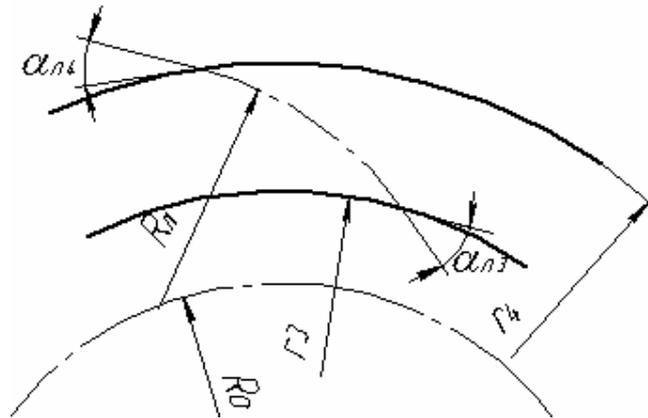


Рис. 7.3.47. Средняя линия лопатки, выполненной по дуге окружности

На кафедре КВХТ применяется симметричный профиль с максимальной толщиной посередине — рис. 7.3.48. Такой профиль проще в изготовлении, чем крыловой и, что проверено опытами, обеспечивает лопаточному диффузору такие же характеристики. Максимальная толщина профиля принимается $\delta_{\max} / D_2 \approx 0,015$.

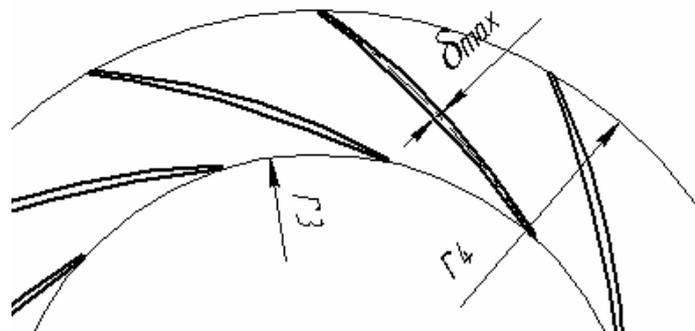


Рис. 7.3.48. Лопаточная решетка с симметричными дуговыми профилями

В [17] количество лопаток рекомендуется выбирать на основе оптимальной густоты лопаточной решетки:

$$\left(\frac{l}{t_{\text{cp}}} \right)_{\text{opt}} = \frac{z_{\text{лД}} \lg \frac{D_4}{D_3}}{2,73 \sin \frac{(\alpha_{л3} + \alpha_{л4})}{2}} = 1,80 \dots 2,20 \quad (7.3.59)$$

Здесь меньшая густота рекомендуется для более толстых лопаток.

Эта рекомендация хорошо проверена для средненапорных среднерасходных ступеней. По опытам кафедры КВХТ для низконапорных

ступеней, или при больших $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,10 \div 0,14$ в сочетании с рассматриваемыми ниже осерадиальными пространственными РК хорошие результаты показывают ЛД со значительно меньшей густотой. В Методе универсального моделирования оптимизация числа лопаток ЛД делается так же, как у РК — путем сопоставления вариантов с разной безразмерной

нагрузкой лопаток $\Delta \bar{c}_{\text{ср}} = \frac{(c_3 - c_{\text{п}})_{\text{ср}}}{u_2}$. Рассчитанное число лопаток

округляется до ближайшего целого значения.

Число лопаток диффузора не должно совпадать с числом лопаток РК и лучше, чтобы это число было простым, т.е. делилось без остатка только на само себя и на единицу. В этом случае частота нестационарной аэродинамической силы $\omega = z_{\text{РК}} n$ (1/с), связанной с конечным числом лопаток РК не должна вызывать резонансных колебаний лопаток диффузора. Равно и волны давления от лопаток ЛД, создающие в относительном движении нестационарную аэродинамическую силу $\omega = z_{\text{ЛД}} n$ (1/с) не вызовут резонансных колебаний лопаток РК.

Для получения максимального КПД ступени на расчетном режиме все элементы проточной части должны иметь минимальные значения коэффициентов потерь $\zeta = f(\Phi)$ именно на этом режиме. Лопатки диффузора весьма чувствительны к условиям обтекания, поэтому минимум коэффициента потерь достигается при условии безударного входа.

При выборе входного угла $\alpha_{\text{л3}}$, соответствующего условию безударного входа, надо сначала определить угол потока α_3 в конце безлопаточного участка. При $b_3 > b_2$ возможна ситуация, показанная на рис. 7.3.49, когда выходящий из РК поток не заполняет сечение «3», часть которого занята зонами отрыва. Понятно, что условие входа в таком случае следует определять по активной части потока. Как указано в [17] со ссылкой на [11] на диаметре $D_3/D_2 = 1,10$ поток заполняет все проходное сечение при условии:

$$b_3/b_2 \leq 1 + (0,015 \dots 0,0175)/\bar{b}_2, \quad b_3' = (b_2 + b_3)/2. \quad (7.3.60)$$

Например, при $\bar{b}_2 = 0,050$ поток растекается полностью при $b_3/b_2 = 1,30 \div 1,35$, что больше обычно рекомендуемых значений для промежуточных ступеней. В этом случае угол потока перед лопатками ЛД

считается возможным рассчитать как в БЛД в пренебрежении влиянием вязкости и сжимаемости:

$$\operatorname{tg} \alpha_{3_{\text{нв-нсж}}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{b_3/b_2}. \quad (7.3.61)$$

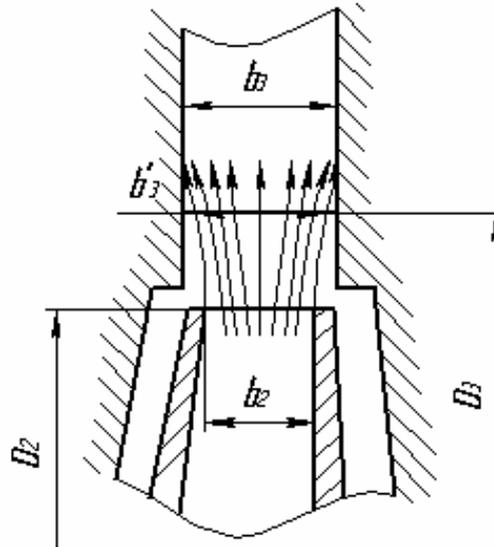


Рис. 7.3.49. Выход потока из рабочего колеса в безлопаточный диффузор при $b_3 > b_2$

Расчеты Методом универсального моделирования показывают, что при характерных для ступеней ПЦК числах M_{c2} влияние сжимаемости мало в пределах $D_3/D_2 \leq 1,10$, а замедление окружной составляющей силами трения увеличивает угол потока на $1,5 \div 2,0^\circ$. В [15] при выполнении условия полного растекания по формуле (7.3.60) рекомендуется рассчитывать угол потока так:

$$\alpha_3 = \operatorname{arctg} \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{(b_3/b_2)^{0,63}} \right], \quad (7.3.62)$$

а если $b_3/b_2 > 1 + (0,015 \dots 0,0175)/\bar{b}_2$, то угол протока с учетом неполного растекания потока в сечении «3» равен:

$$\alpha_3 = 0,5(\alpha_2 + \alpha_{3_{\text{нв-нсж}}}). \quad (7.3.63)$$

Согласно [17] условие безударного входа на лопатки диффузора выполняется при $\alpha_{л3} = \alpha_3$. Однако в этой монографии под величиной угла α_2 понимается его значение с учетом коэффициента стеснения τ_2 (это вытекает из рассмотрения примера расчета в конце книги). То есть, приближенно выполняется условие безударного входа по отношению к углу потока с учетом стеснения. Видимо, более строго это условие можно сформулировать так:

$$\alpha_{л3} = \operatorname{arctg} \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\tau_3 (b_3/b_2)^{0,63}} \right]. \quad (7.3.64)$$

В Методе универсального моделирования условие безударного входа рассчитывается с учетом стеснения потока лопатками и с учетом перестройки потока из-за нагрузки лопаток, так как это делается при проектировании лопаточного аппарата РК.

Выходной угол лопаток $\alpha_{л4}$ выбирается с учетом того, что чем больше выходной угол лопаток, тем сильнее замедление потока. В любом случае задняя поверхность лопаток должна быть вогнутой во избежание отрыва на этой поверхности. При нулевой толщине лопаток этому условию отвечает положительное значение радиуса средней линии лопатки

$$R_{л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{л4} - D_3 \cos \alpha_{л3})} > 0, \text{ или:}$$

$$\cos \alpha_{л4 \text{ Б}_\Gamma} > \frac{D_3}{D_4} \cos \alpha_{л3}. \quad (7.3.65)$$

При прямой средней линии (если принять $\alpha_{л4} = \arccos \alpha_{л4 \text{ Б}_\Gamma}$) и передней, и задняя поверхности окажутся выпуклыми. При этом отрыв вероятен на задней поверхности, что приведет к повышенным потерям. Выходной угол лопаток следует принять по условию формулы (7.3.65) с тем, чтобы задняя поверхность профиля оказалась вогнутой с учетом формы и толщины профиля лопатки.

Выбор $\alpha_{л4}$ по изложенной выше рекомендации обеспечит максимальное замедление потока в ЛД при выбранных ранее основных размерах. Если такое сильное замедление по каким-либо причинам не требуется, или нежелательно, выходной угол лопаток следует сделать меньше.

В свое в практику проектирования кафедрой компрессоростроения (ныне кафедра КВХТ) были введены двухъярусные ЛД с учетом тех же соображений, по которым применялись двухъярусные РК, рассмотренные выше. Это лопаточные аппараты, состоящие из четного числа лопаток с чередованием обычных лопаток, занимающих пространство от D_3 до D_4 с укороченными лопатками, начинающимися на $D_n > D_3$. Такое решение уменьшает стеснение потока на входе при сохранении достаточной густоты решетки на выходе.

Испытания показали сильное влияние взаимного положения длинных и коротких лопаток на эффективность — рис. 7.3.50.

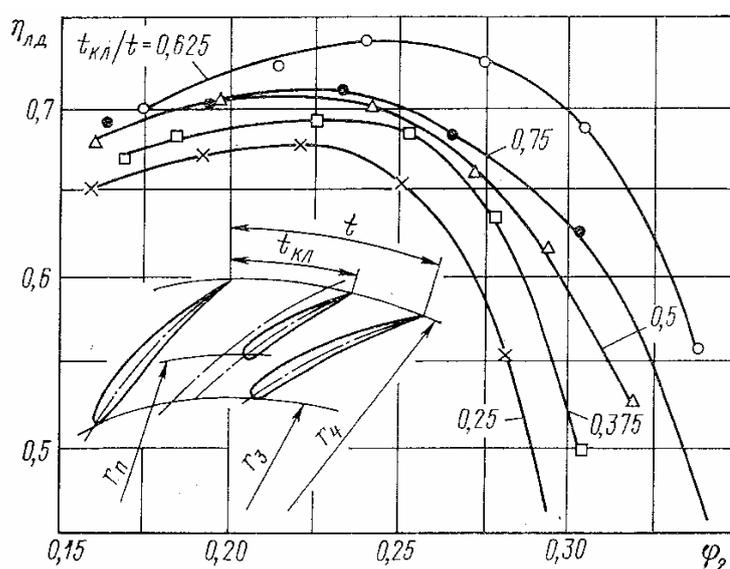


Рис. 7.3.50. Характеристики двухъярусных лопаточных диффузоров при различном положении лопаток второго яруса рабочего колеса с $\beta_{л2} = 90^\circ$, $M_u = 0,9$, $b_3 / b_2 = 1,0$, $\bar{r}_3 = 1,2$, $\bar{r}_4 = 1,64$ [19]

Данные на этом рисунке обращают внимание так же невысокой эффективностью ступени, что, впрочем, может быть связано и с неэффективностью высоконапорного РК. Что касается ЛД, то надо учесть следующее. Гипотетическая эффективность применения двухъярусных решеток тем выше, чем больше радиальная протяженность решетки. При типичном относительном диаметре входа в РК $D_1 \approx 0,57$ обратная ей радиальная протяженность равна примерно 1,75, в то время как при типичных размерах ЛД $\bar{D}_3 = 1,10$ и $\bar{D}_4 = 1,55$ у ЛД радиальная протяженность всего 1,41. Тем не менее, применение двухъярусных ЛД решило как минимум в одном случае реального проектирования ЦК

проблему увеличения расхода ступени при $\Phi > \Phi_{\text{расч}}$ с сохранением приемлемого КПД на расчетном режиме.

Применение двухрядных ЛД кажется более перспективным. Осуществление значительного замедления без отрыва потока делается, например, на последней ступени осевых компрессоров со ступенями, имеющими 50% степень реактивности. Там за направляющим аппаратом последней ступени устанавливают спрямляющие лопатки. Развившийся, но еще не способный к отрыву пограничный слой на лопатках первого ряда (НА) уходит в межлопаточные каналы спрямляющего аппарата. На лопатках СА заново развивающийся пограничный слой так же не успевает дойти до отрывного состояния.

Некоторые результаты исследования двухрядных ЛД представлены в [17]. На рис. 7.3.51 показаны диаграммы распределения невязки скоростей по поверхности лопаток 1-го и 2-го рядов при их разном взаимном положении.

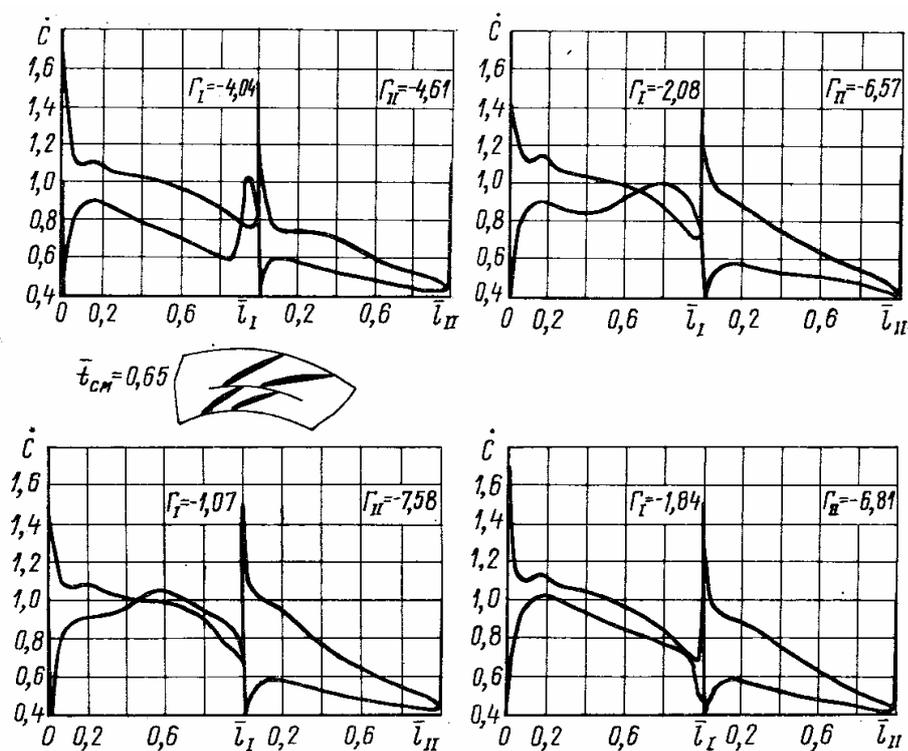


Рис. 7.3.51. Влияние взаимного положения лопаток двухрядного ЛД на распределение скоростей ($z_I = z_{II} = 20$, $\bar{r}_3 = 1,19$, $\bar{r}_{4I} = \bar{r}_{3II} = 1,31$, $\bar{r}_4 = 1,58$) [19]

Наиболее гармоничны диаграммы при расстоянии лопаток 1-го ряда на 0,10 шага от задней поверхности лопаток 2-го ряда — это верхняя левая диаграмма. Модельные испытания подтвердили более высокую

эффективность такого варианта исполнения двухрядной конструкции. Хотя полученные значения КПД двухрядных ЛД вызывают некоторые сомнения, в целом их потенциальные возможности не вызывают сомнений. Вместе с тем, сейчас нет данных по отработанным модельным ступенями или проточным частям ЦК с двухрядными ЛД.

Расчет параметров потока на выходе из ЛД по сути не отличается от расчета БЛД. Угол выхода потока из ЛД определяется отставанием от лопаток $\alpha_4 = \alpha_{л4} - \Delta\alpha_4$. По [17] угол отставания следует рассчитывать по эмпирической формуле:

$$\Delta\alpha_4 = \frac{0,346(\alpha_{л4} - \alpha_{л3})}{\sqrt{l/t_{cp}}}. \quad (7.3.66)$$

При обычных густоте $\frac{l}{t_{cp}} \approx 2,0$ и при разности углов $\Delta\alpha_{л} = \alpha_{л4} - \alpha_{л3} = 0 \div 25^\circ$ углы отставания могут быть равны $2,5 \div 6,5^\circ$. Это практически соответствует данным расчетов по эмпирическим зависимостям в Методе универсального моделирования.

Необходимое для расчета параметров потока определение потерянного напора удобнее всего делать с помощью эмпирического коэффициента потерь $\zeta_{лД} = \frac{h_{wлД}}{0,5c_2^2}$. Для ЛД среднерасходных средненапорных ступеней с размерами, выбранными по приведенным выше рекомендациям $\zeta_{лД} \approx 0,12$. Расчет потерь и параметров потока с учетом конкретных размеров, критериев подобия и режима работы выполняют программы Метода универсального моделирования.

Общее замедление потока в безлопаточной и лопаточной частях ЛД лежит в пределах $\dot{c} = \frac{c_4}{c_2} \approx 0,25 \div 0,35$. При коэффициенте потерь $\zeta_{лД} \approx 0,12$ это соответствует КПД диффузора примерно 85%, что вытекает из приведенной выше зависимости $\eta_{лД} = 1 - \frac{\zeta_d}{1 - \dot{c}_{лД}^2}$. КПД лопаточных диффузоров сильнее зависит от режима работы, что схематически показано на рис. 7.3.52.

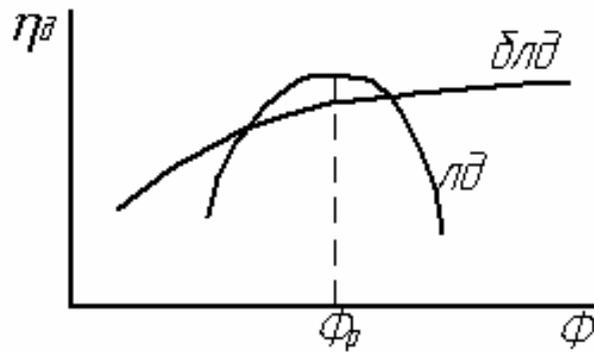


Рис. 7.3.52. Влияние режима работы на эффективность лопаточного и безлопаточного диффузоров

Обратно-направляющий аппарат. Обратно-направляющий аппарат (ОНА) является последним, выходным элементом проточной части промежуточной ступени. Подлежащие определению размеры показаны на рис. 7.3.53.

Назначение ОНА — подвести выходящий из диффузора газ (сечение «4») ко входу в рабочее колесо следующей ступени. Сечение «0» — вход в РК следующей ступени — совпадает с сечением «0'» — выход из ОНА. Типичный ОНА ступени ПЦК состоит из трех элементов:

- осесимметричное поворотное колено (ОПК), сеч. «4»–«5». Его назначение — изменить «центробежное» направление потока на «центростремительное». В меридиональной плоскости поток разворачивается на 180° . У известных конструкций ОНА сечения «4» и «5» расположены на одинаковых расстояниях от оси ротора, т.е. $D_5 = D_4$;

- лопаточный аппарат (ЛА), сеч «5»–«6». Назначение — уменьшить до нуля закрутку потока, выходящего из диффузора. Тем самым обеспечивается отсутствие закрутки потока ($c_{u1} = 0$) на входе в РК следующей ступени. В воображаемом ОНА без лопаток движение газа от сечения выхода из диффузора «4» до сечения выхода из ОНА «0'» происходило бы практически по закону постоянства циркуляции (уменьшение циркуляции из-за трения о стенки невелико). То есть, на входе в РК следующей ступени имела бы место положительная закрутка

потока, примерно равная закрутке потока в сечении «6»: $c_{u6} \approx c_{u4} \frac{D_4}{D_6}$. Если

диффузор безлопаточный, то эта закрутка была бы равна $c_{u6} \approx c_{u2} \frac{D_1}{D_2}$, и на

входе в РК следующей ступени поток вращался бы быстрее рабочего колеса.

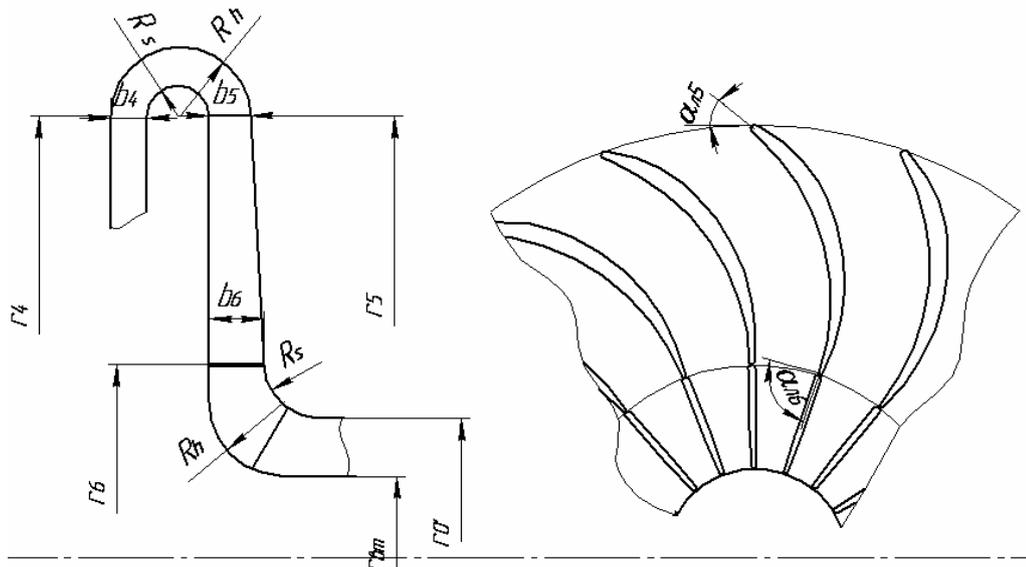


Рис. 7.3.53. Основные размеры обратно-направляющего аппарата в меридиональной и радиальной плоскостях

Таким образом, в ступени с БЛД лопатки ОНА выполняют ту же функцию, что и лопатки направляющего аппарата осевой ступени. Без них подвод к газу механической работы следующим рабочим колесом был бы невозможен. В ступени ПЦК с лопаточным диффузором раскрутка потока осуществляется совместно лопатками ЛД и ОНА;

– выходной кольцевой конфузор (ВКК) — сеч. «б»–«0'» для подвода газа к РК следующей ступени. В меридиональной плоскости поток поворачивает на 90° . В этом элементе обычно расположены спрямляющие лопатки, представляющие из себя радиальные пластины, продолжающие лопатки ОНА. Назначение спрямляющих лопаток — полностью исключить закрутку потока на входе в РК следующей ступени. Остаточная закрутка могла бы иметь место из-за отставания потока на выходе из лопаточного аппарата ОНА. Спрямляющие лопатки обычно конструктивно отделены от лопаточного аппарата. У некоторых крупных ПЦК лопаточный аппарат, спрямляющие лопатки и диафрагмы, образующие меридиональные обводы ОНА, отливаются совместно.

Рассмотрим особенности течения, влияние основных размеров ОНА.

В осесимметричном поворотном колене течение определяется двумя факторами:

– поворот потока в меридиональной плоскости с закономерностями, общими для обычных поворотных колен трубопроводов, градиент скоростей по нормали в которых определяется условием равновесия

газовых частиц на криволинейных траекториях $\frac{\partial c_m}{\partial n} = -\frac{c_m}{R_m}$ (R_m — кривизна траектории в меридиональной плоскости);

– градиенты давления и скорости по радиусу из-за вращения газа вокруг оси z со скоростью c_u : $\frac{\partial c_u}{\partial r} = -\frac{c_u}{r}$. Здесь закономерности

аналогичны рассмотренному выше течению в БЛД с одной особенностью. До середины ОПК газ движется, удаляясь от оси ротора. Как и в БЛД скорость потока уменьшается, давление растет. Во второй половине ОПК движение центростремительное — скорость возрастает, давление падает.

Обычно применяемая форма поворотного колена — это дуги окружности радиусов R_s и R_h . Как и в плоском поворотном колене, основной фактор, контролирующей поведение потока — отношение R_s/b_4 . Вернемся к рассмотрению картины течения в поворотном колене, исследованной путем численного эксперимента, некоторые результаты которого были представлены в разделе, посвященном безлопаточным диффузорам.

Расчеты в осесимметричных каналах, имитирующих часть БЛД, собственно ОПК и выход из поворотного колена сделаны при разных углах потока в БЛД для значений R_s/b_4 0,50; 0,76 и 1,0 — рис. 7.3.54 а, б, в. Углы потока $\alpha_4=12,55^\circ$ и $26,40^\circ$ соответствуют критическому и оптимальному режиму исследованной модельной ступени.

Течение в ОПК при угле 90° должно быть наиболее близко к течению в плоском колене. Действительно, картина течения на рис. 7.3.54 в практически такая же, как и в плоском колене. Несмотря на некоторую среднюю диффузорность колена при $b_5/b_4 = 1,13$ течение при большом радиусе кривизны $R_s/b_4 = 1,0$ безотрывное. При вдвое меньшем радиусе имеет место замкнутая вихревая зона, начинающаяся на границе ОПК и лопаточного канала. Расчет выполнялся и для варианта с $R_s/b_4 = 0,76$. При чисто меридиональном течении зона отрыва и в этом случае не возникает. В начале ОПК в зоне диффузорности на вогнутой поверхности вихревая зона не образуется при всех трех исследованных R_s/b_4 .

При течении с закруткой ($\alpha_4 < 90^\circ$) в первой половине ОПК проявляются особенности, характерные для безлопаточного диффузора, а во второй — для безлопаточного конфузора:

– во всех случаях в начале ОПК на вогнутой поверхности образуется вихревая зона, замыкающаяся в пределах примерно 2/3 длины ОПК. Относительный радиус кривизны практически не влияет на интенсивность

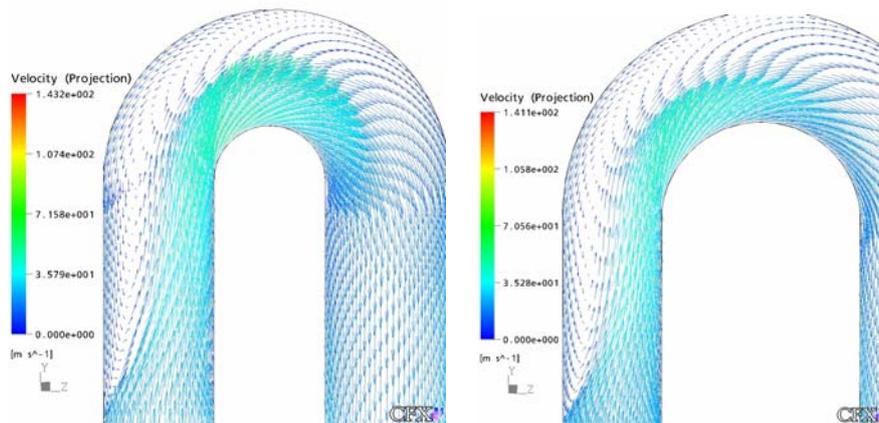


Рис. 7.3.54 а. Векторы скорости в осесимметричном поворотном колене с $R_s/b_4 = 0,5$ и $1,0$, $b_5/b_4 = 1,13$, $\alpha_4 = 12,55^\circ$

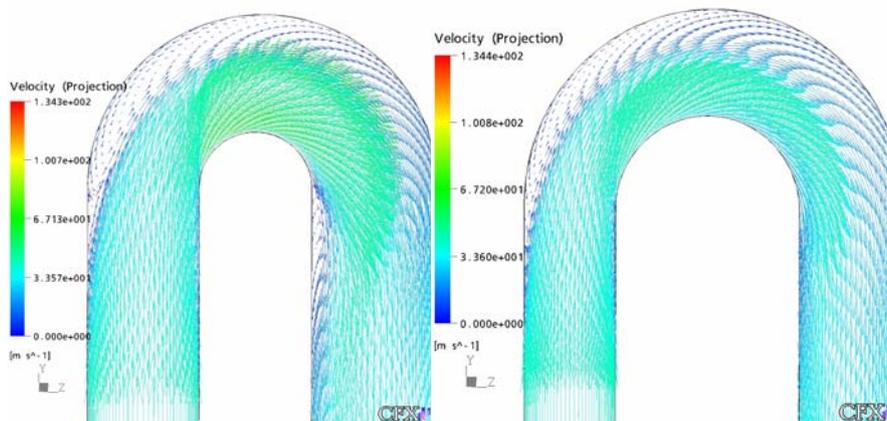


Рис. 7.3.54 б. Векторы скорости в осесимметричном поворотном колене с $R_s/b_5 = 0,5$ и $1,0$, $b_5/b_4 = 1,13$, $\alpha_4 = 26,40^\circ$

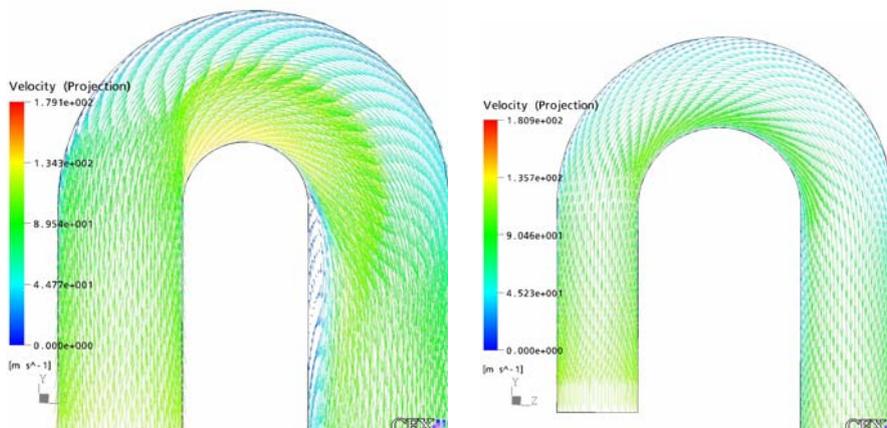


Рис. 7.3.54 в. Векторы скорости в осесимметричном поворотном колене с $R_s/b_4 = 0,5$ и $1,0$, $b_5/b_4 = 1,13$, $\alpha_4 = 90^\circ$

вихревой зоны;

– при минимальном из исследованных $\alpha_4 = 12,55^\circ$ соотношение между c_{r4} и c_{u4} равно примерно $1/5$ (0,223). Падение давления из-за роста c_{u4} во второй половине ОПК препятствует появлению зоны срыва на выходе из ОПК при всех $R_s/b_4 = 0,50 \div 1,0$;

– при $\alpha_4 = 26,40^\circ$ (оптимальный режим исследованной ступени) соотношение между c_{r4} и c_{u4} равно примерно $1/2$ (0,496). Падение давления из-за роста c_{u4} недостаточно для предотвращения отрыва на выходе из ОПК при $R_s/b_4 = 0,50$. Однако при $R_s/b_4 = 1,0$ зоны отрыва нет, так как местная диффузорность на выпуклой поверхности ОПК в этом случае меньше. Вихревая зона не возникает и при $R_s/b_4 = 0,76$.

На рис. 7.3.55 показаны зависимости коэффициента потерь ОПК $\zeta_{\text{ОПК}} = 2h_{\text{wОПК}}/c_4^2$ от α_4 при исследованных R_s/b_4 . Обратим внимание на то, что ОПК с наименьшим R_s/b_4 имеет меньший коэффициент потерь при $\alpha_4 < 45^\circ$, то есть, в диапазоне рабочих режимов ступени. Видимо потери трения в более компактном варианте ОПК заметно меньше, что компенсирует более интенсивные вихревые потери.

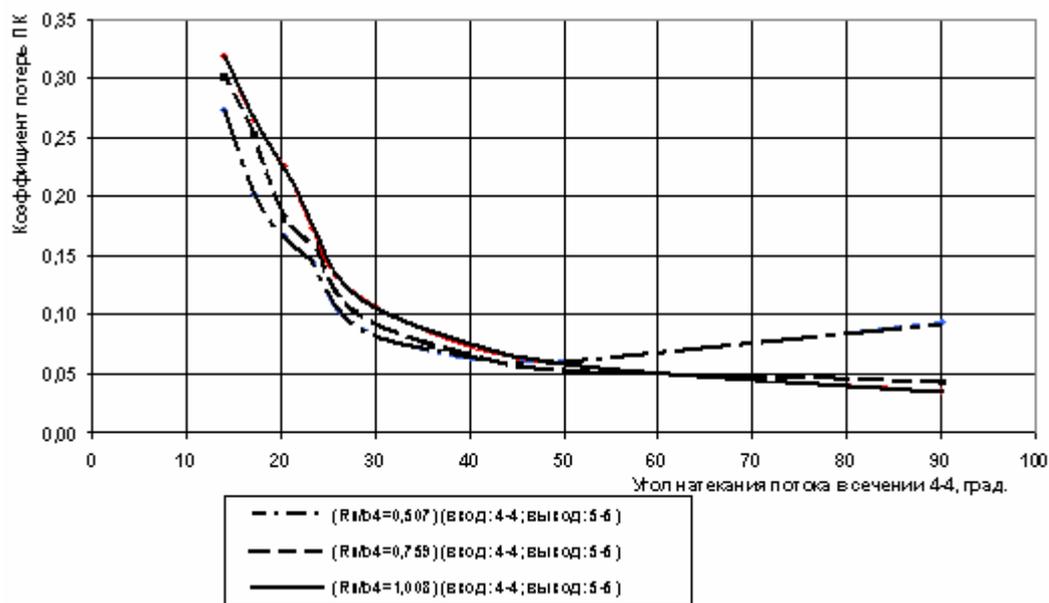


Рис. 7.3.55. Зависимости коэффициента потерь осесимметричного поворотного колена $\zeta_{\text{ОПК}} = 2h_{\text{wОПК}}/c_4^2$ от α_4 при исследованных R_s/b_4

Обсуждаемые выше результаты носят несколько абстрактный характер, так как не учитывалось влияние структуры потока на выходе из ОПК на последующий элемент — лопаточный аппарат ОНА. Очевидно, что вихревая зона на входе на лопатки ухудшит их обтекание и нежелательна поэтому. Вероятно, для среднерасходных ступеней следует выбирать относительный радиус закругления $R_s/b_4 \approx 0,75$, но и не менее 0,50, даже если этого требует уменьшение осевых размеров ступени. У малорасходных ступеней ширина диффузоров на выходе может быть очень мала и при указанных выше значениях R_s/b_4 толщина внутренней диафрагмы ОНА может оказаться недостаточной конструктивно или по прочностным соображениям. В этом случае R_s/b_4 следует выбирать исходя из конструктивных соображений.

Второе соотношение размеров, определяющее форму ОПК — это b_5/b_4 . До проведения исследований, показавших стабилизирующий эффект закрутки потока на выходе из ОПК, предлагалось принимать значения $b_5/b_4 < 1,0$ — по аналогии с обычным приемом уменьшения вихревых потерь в плоских коленах. Уменьшение вероятности отрыва потока на выходе из ОПК под воздействием поля давлений от закрутки потока позволяет принимать значения $b_5/b_4 > 1,0$ с целью снижения потерь в лопаточной части ОНА. На основании анализа результатов экспериментов в [19] приводится диапазон рекомендуемых значений $b_5/b_4 = f(\Phi_p)$ — рис. 7.3.56.

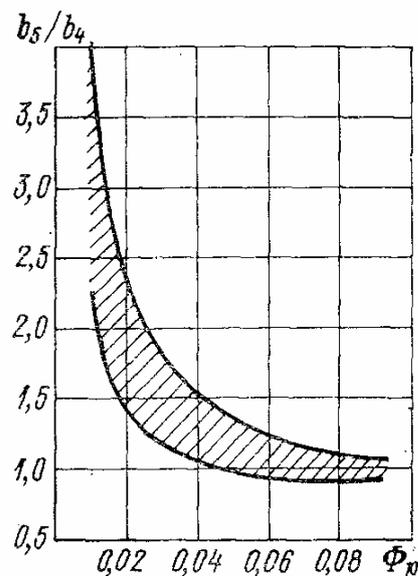


Рис. 7.3.56. Рекомендуемый диапазон b_5/b_4 в зависимости от коэффициента расхода рабочего колеса

Как известно, относительная ширина диффузора пропорциональна расчетному коэффициенту расхода. Чем меньше $\Phi_{\text{расч}}$, тем меньше размер ОПК на входе b_4/D_2 и тем больший эффект дает расширение последующих каналов проточной части. Рекомендация на рис. 7.3.56 достаточно расплывчатая. Например, не учитывается тип диффузора: при прочих равных условиях b_4/D_2 больше при ЛД, чем при БЛД. Расчеты Методом универсального моделирования и опыт проектирования показывают, что для среднерасходных ступеней хорошие результаты получаются при $b_5 = b_6$, т.е. когда лопаточная часть ОНА имеет постоянную ширину.

Форма лопаток в радиальной плоскости определяется необходимостью обеспечить безударный вход за счет выбора входного угла лопаток $\alpha_{л5} \approx \alpha_5 = \text{arctg} \frac{c_{r5}}{c_{u5}}$ и обеспечить выход с нулевой закруткой потока. Скорость на входе в лопаточный аппарат ОНА существенно меньше, чем на входе в рабочее колесо или в диффузор, но потери напора не маленькие из-за большого коэффициента потерь.

Лопатки ОНА достаточно нагружены. В ступени с БЛД они должны «раскрутить» поток, закрученный рабочим колесом. Циркуляция потока на лопатках ОНА равна $\Gamma_{\text{ОНА}} = \Gamma_{\text{РК}} K_{\text{тр}}$, где $K_{\text{тр}} \approx 0,75 \div 0,85$ учитывает снижение циркуляции из-за трения о стенки БЛД и ОПК. В ступенях с ЛД циркуляция $\Gamma_{\text{ОНА}} = (\Gamma_{\text{РК}} - \Gamma_{\text{ЛД}}) K_{\text{тр ОПК}}$ так же достаточно велика.

Изменение средней скорости можно оценить на основании следующих соображений. В ОНА в целом отношение скоростей $\dot{c}_{\text{ОНА}} = \frac{c_{0'}}{c_4}$.

Считая, что скорость на входе в РК проектируемой ступени такая же, как на входе в следующую ступень, и что диаметр входа в РК выбран по условию минимума относительной скорости $w_1' \rightarrow \min$, т.е.

$$\bar{D}_0^2 - \bar{D}_h^2 = 1,26 \left(\frac{K_F \Phi}{K_D \tau_1 \varepsilon_1} \right)^{2/3} :$$

$$\dot{c}_{\text{ОНА}} = \frac{c_{0'}}{c_4} \approx \frac{c_0}{c_4} = \frac{\bar{m}}{\rho_0 F_0 c_2 \dot{c}_d} = \frac{\Phi}{\varepsilon_0 (\bar{D}_0^2 - \bar{D}_h^2) \bar{c}_2 \dot{c}_d} = \frac{\Phi}{\varepsilon_0 1,26 \left(\frac{K_F \Phi}{K_D \tau_1 \varepsilon_1} \right)^{2/3} \bar{c}_2 \dot{c}_d} .$$

(7.3.67 а)

Отношение коэффициентов сжимаемости $\varepsilon_0 / \varepsilon_1^{2/3}$ близко к единице. При типичных значениях $K_F = 0,95$, $K_D = 1,02$, $\tau_1 = 0,82$:

$$\dot{c}_{\text{ОНА}} \approx 0,73 \frac{\Phi^{1/3}}{\bar{c}_2 \dot{c}_d} \approx 0,73 \frac{\Phi^{1/3}}{\Psi_T \dot{c}_d} \cos \alpha_2. \quad (7.3.67 \text{ б})$$

В безлопаточных частях ОНА — в ОПК и в КК — изменение скорости невелико и противоположно по знаку. Поэтому отношение скоростей в лопаточном аппарате ОНА достаточно корректно можно оценить по соотношениям (7.3.67). Например, для типичных ступеней компрессоров ГПА с короткими БЛД при $\Phi_p = 0,050$, $\Psi_T = 0,48$, $\alpha_2 = 18^\circ$, $\dot{c}_d = 0,65$ отношение скоростей в ОНА равно $\dot{c}_{\text{ОНА}} \approx 0,82$. Это небольшое замедление, но в сочетании со значительной циркуляцией потока на лопатках приводит к их достаточной нагруженности. «Нетипичные» ступени дожимных компрессоров при практически тех же параметрах, но с повышенными коэффициентами напора $\Psi_T \approx 0,70$ требуют очень существенного замедления потока в ОНА: $\dot{c}_{\text{ОНА}} \approx 0,55$. Применение ЛД для таких ступеней предпочтительнее.

Разные фирмы предпочитают ЛА ОНА с разной формой лопаток и густотой решеток. Лопатки постоянной толщины с заострением выходной части и скруглением входной кромки были характерны для отечественных ПЦК в середине прошлого столетия. В СБК по компрессоростроению (г. Казань) лопатки ОНА получали путем конформного преобразования плоских решеток, испытанных в аэродинамических трубах.

По опыту проектирования кафедры КВХТ СПбГПУ самые хорошие результаты показали ОНА с лопаточными аппаратами, подобными показанным на рис. 7.3.54 а, б, в. Объект испытаний и расчетов — малорасходная модельная ступень кафедры КВХТ типа П028/575/37 (условный коэффициент расхода $\Phi_p = 0,028$) с коротким безлопаточным диффузором. Визуализация зон отрыва осуществлялась путем ввода порошкового красителя в проточную часть на исследуемом режиме (отложение красителя — в зонах низких касательных напряжений, характерных для зон отрыва потока). Расчеты параметров потока сделаны по программе FLUENT 6.0.

Испытания и расчеты показали значительное развитие низкоэнергетических зон в лопаточном аппарате.

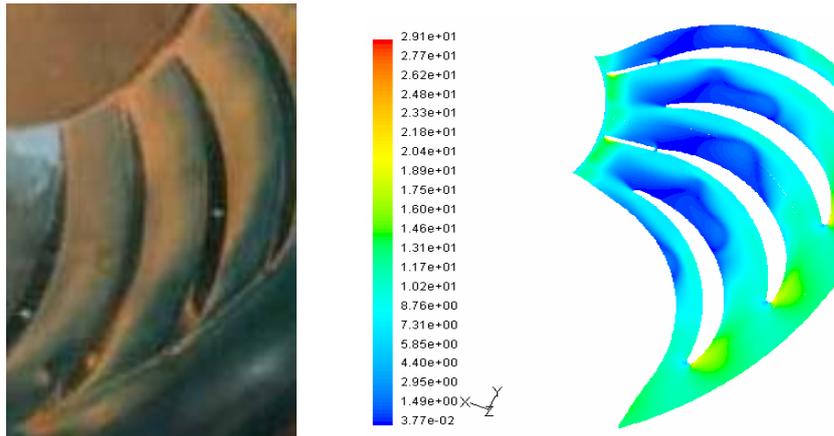


Рис. 7.3.57 а. Визуализация зон низких касательных напряжений порошковым красителем (фото слева) и расчетные значения касательных напряжений.

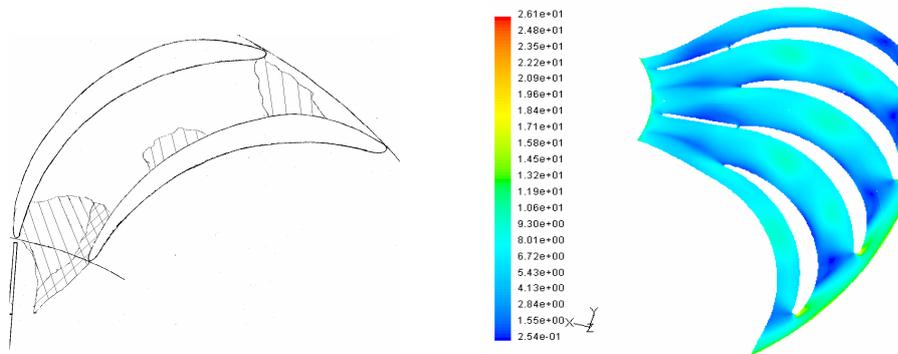


Рис. 7.3.57 б. Визуализация зон низких касательных напряжений порошковым красителем (зарисовка слева) и расчетные значения касательных напряжений.

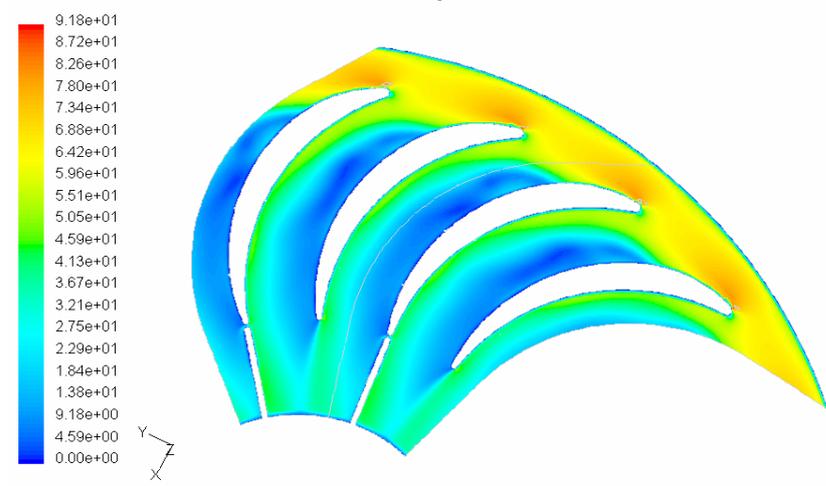


Рис. 7.3.57 в. Поле скоростей [м/с] на средней по высоте лопаток осесимметричной поверхности тока

Результаты на рис. . 7.3.57 а, б относятся основному диску ОНА (расчетный режим). Заслуживает внимания хорошее соответствие между зонами напыления (эксперимент) и зонами рассчитанных малых касательных напряжений, в которых краситель и должен прилипать к поверхностям проточной части.

Расчеты аналогичного аппарата, но спроектированного для модельной ступени с большим расходом и меньшим напором, показали более оптимистичные результаты — рис. 7.3.58. Это объясняется тем, что лопаточный аппарат ОНА малорасходной средненапорной ступени П028/575/37 более нагруженный, чем у среднерасходной низконапорной ступени П048/048/29. Замедление потока в них равно 0,55 и 0,80 соответственно. Кроме того, в более узких каналах малорасходной ступени сильнее сказывается отрицательное влияние ограничивающих поверхностей. Образующиеся на них вторичные течения захватывают большую часть межлопаточных каналов.

Лучшие результаты по данным кафедры КВХТ показывают лопаточные аппараты с большой густотой (24÷26 лопаток у рассмотренных выше ОНА) и относительно толстыми лопатками с $\delta_{\max} / D_2 \approx 0,040$. Расчеты показывают на возможность больших кромочных потерь на выходе из спрямляющих лопаток. Как показано на рис. 7.3.57 а, б спрямляющие лопатки тонкие, заостренные, и их вдвое меньше, чем лопаток ОНА. У лучших ОНА среднерасходных ступеней суммарный коэффициент потерь $\zeta_{\text{ОНА}} \approx 0,26 \div 0,27$, но существенно больше у ступеней малорасходных.

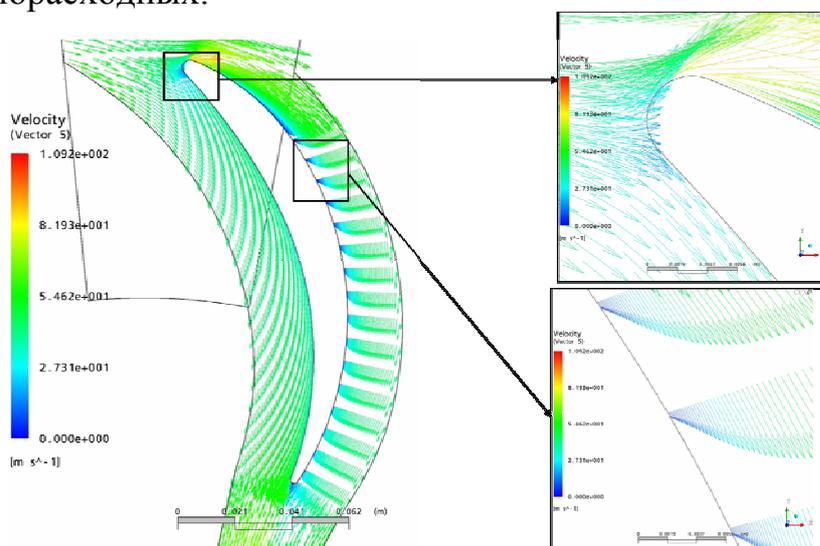


Рис. 7.3.58. Векторы скорости [м/с] в середине межлопаточного канала обратно-направляющего аппарата ступени П048/048/29. Расчет по программе CFX. Расчетный режим

На рис. 7.3.59 измеренный при модельных испытаниях коэффициент потерь ОНА ступени П048/048/29 сопоставлен с расчетом по программе CFX. Имея в виду изложенные выше причины, по которым корректность поэлементных измерений нельзя считать абсолютной, совпадение расчетов с экспериментами в районе оптимального режима ступени можно признать удовлетворительной.

Эксперименты кафедры КВХТ показали важность правильного выбора размеров кольцевого конфузора для эффективной работы последующей ступени:

– соотношение площадей начала/конца ВКК должно быть не менее $F_6 / F_0 \geq 1,15$;

– относительный радиус закругления выпуклой поверхности ВКК должен быть не меньше $R_{s6} / b_6 \geq 0,56$.

При выполнении этих условий характеристики последующих ступеней не отличаются от характеристик при испытании этих ступеней с осевым входом, обеспечивающим минимум искажения поля скоростей на входе в РК и пренебрежимо малые собственные потери.

Выбор размеров соответствует рекомендуемой форме ОНА:

– в меридиональной плоскости между сечениями «5» и «6» диафрагмы имеют прямолинейные образующие;

– диаметры D5 и D4 равны;

– криволинейные поверхности ОПК и ВКК — дуги окружности.

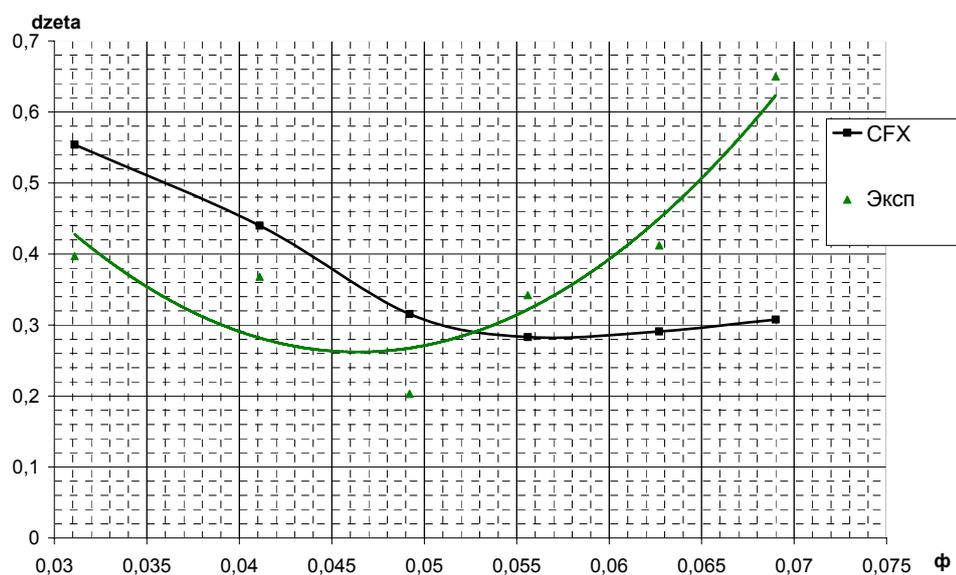


Рис. 7.3.59. Зависимость коэффициента потерь обратно-направляющего аппарата ступени П048/048/29 от режима работы

Размеры входа в ОНА в сеч. «4» соответствуют размерам выхода из диффузора, а выхода в сеч. «0'» - размерам входа в РК следующей ступени: $D_{0'} = D_{0(z+1)}$, $D_{h'} = D_{h(z+1)}$. Так как валы ПЦК обычно имеют веретенообразную форму для повышения их жесткости на изгиб, то диаметр втулки последующего РК может быть больше предыдущего в начале проточной части, и наоборот в ее конце. Объемный расход уменьшается от ступени к ступени, поэтому обычно диаметры входа в РК $D_{0(z+1)}$ также уменьшаются.

Размеры сечения «б» вытекают из требований обеспечить ускорение потока в ВКК и достаточно большой радиус закругления выпуклой поверхности. Значения $D_{0(z+1)}$ и $D_{h(z+1)}$ известны, значения выбраны $F_6 / F_{0(z+1)}$, R_{s6} / b_6 и так как $R_{s6} = \frac{R_{s6}}{b_6} b_6$,

$\pi D_6 b_6 = \frac{F_6}{F_{0'}} \pi (D_{o(z+1)}^2 - D_{h(z+1)}^2)$. Тогда высота лопатки на выходе определяется квадратным уравнением:

$$\frac{R_{s6}}{b_6} b_6^2 + D_{0(z+1)} b_6 - \frac{F_6}{F_{0'}} (D_{o(z+1)}^2 - D_{h(z+1)}^2) = 0, \quad (7.3.68)$$

а диаметр окончания лопаток ОНА равен:

$$D_6 = D_{0(z+1)} + 2R_{s6}. \quad (7.3.69)$$

Как указывалось, для среднерасходных ступеней лопаточный аппарат с $b_5 = b_6$ обычно оказывается вполне эффективным. Однако если при этом условии соотношение $b_5 / b_4 > 1,35 \div 1,45$, то высоту лопаток ОНА на диаметре D_5 следует уменьшить. Выбор соотношения $R_{s4} / b_4 = 0,50 \div 0,75$ завершает определение размеров ОНА в меридиональной плоскости.

По данным кафедры КВХТ для среднерасходных ступеней хорошие результаты дают лопаточные аппараты ОНА с довольно большой густотой $l / t_{cp} \approx 3,0$. Количество лопаток должно быть четным, так как с ЛА стыкуется спрямляющий аппарат, количество лопаток которого вдвое меньше.

При максимальной толщине лопаток $\delta_{max} / D_2 \approx 0,04$ входные и выходные кромки лопаток следует делать тонкими для уменьшения

стеснения. Это относится и к выходным кромкам лопаток спрямляющего аппарата.

При расчете угла натекания изменением сжимаемости в ОПК можно пренебречь, тогда связь между углами на выходе из диффузора и на входе в ЛА с учетом трения:

$$\operatorname{tg} \alpha_5 \approx K_{\text{тр}} \frac{b_4}{b_5} \operatorname{tg} \alpha_4, \quad (7.3.70)$$

где $K_{\text{тр}} \approx 0,92 \div 0,95$.

Скорости потока в сечениях «4» и «5» показаны на рис. 7.3.60.

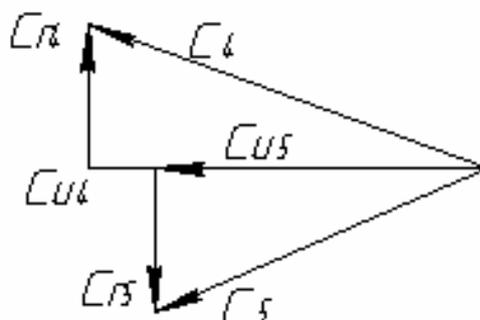


Рис. 7.3.60. Треугольники скоростей на выходе из диффузора и на входе в обратно-направляющем аппарате

Есть данные о том, что на расчетном режиме на входе в ЛА полезен небольшой угол атаки. Так как нагрузка лопаток ОНА сравнительно невелика, ее влиянием на перестройку потока можно пренебречь, и тогда (учет стеснения — по обычной процедуре):

$$\alpha_{\text{л5}} = \alpha_5' + 2 \dots 3^\circ. \quad (7.3.71)$$

Выходной угол лопаток обычно принимают равным 90° , имея в виду, что последующие лопатки спрямляющего аппарата справятся с отставанием потока. Если число лопаток спрямляющего аппарата вдвое меньше числа лопаток ОНА, желательно приблизить угол выхода потока α_6 к 90° , приняв $\alpha_{\text{л6}} \approx 95^\circ$ — рис. 7.3.61.

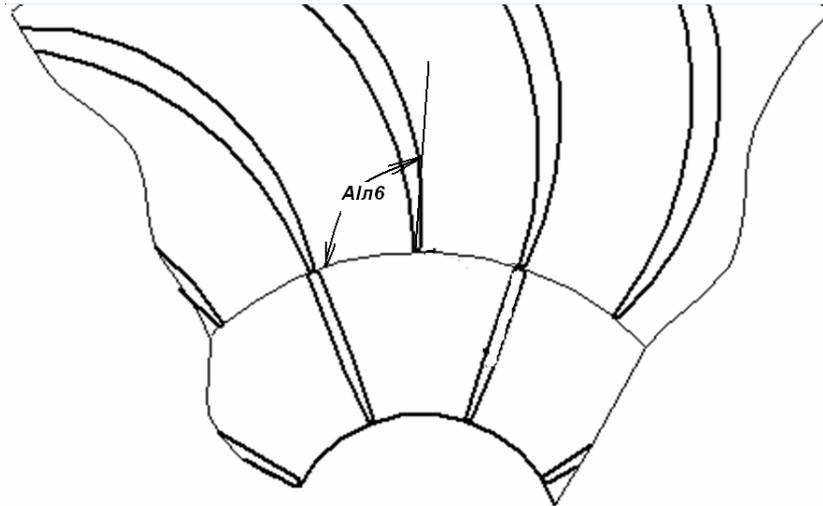


Рис. 7.3.61. Вид лопаток обратного-направляющего аппарата с $\alpha_{л6} \approx 95^\circ$ и вдвое меньшим числом спрямляющих лопаток

При расчете параметров потока на выходе из ОНА сжимаемостью можно пренебречь, так как выходе из диффузора — входе в ОНА числа Маха невелики. Как указывалось, коэффициент потерь у ОНА среднерасходных ступеней может быть на уровне $0,26 \div 0,30$, значительно возрастая у малорасходных ступеней. У ступеней с БЛД на нерасчетных режимах потери в ОНА растут из-за углов атаки. Однако и у ступеней с ЛД на нерасчетных режимах структура потока на входе в ОНА становится неблагоприятной.

На рис. 7.3.62 из [19] показан характер изменения коэффициента потерь при изменении режима работы для обоих случаев.

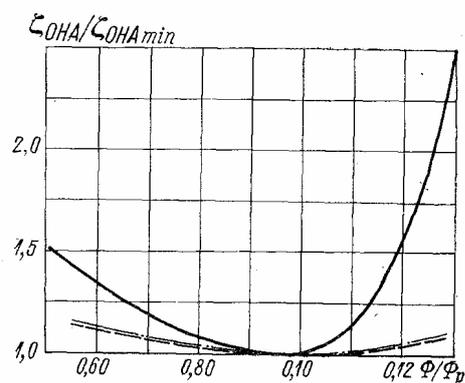


Рис. 7.3.62. Обобщенные характеристики обратного-направляющего аппарата при работе в ступенях с ЛД и БЛД: сплошная линия — БЛД; штриховая — ЛД

Несмотря на снижение скорости газа в диффузоре и небольшой уровень кинетической энергии в ОНА, потери КПД в этом элементе значительны, особенно для ступеней с БЛД. Например, для типичной модельной ступени компрессора ГПА с коротким БЛД при $\psi_T = 0,50$, $\bar{c}_2 = 0,53$, $\dot{c}_d = 0,7$ и коэффициенте потерь ОНА $\zeta_{ОНА} = 0,30$:

$$\Delta \eta_{ОНА} = \frac{\zeta_{ОНА}}{2\psi_T} (\bar{c}_2 c_d)^2 \approx 4\%. \quad \text{Поэтому} \quad \text{обратно-направляющим}$$

аппаратам следует уделять достаточное внимание. Обсуждавшиеся выше коэффициенты потерь ОНА получены при испытании механически обработанных проточных частей с достаточной чистотой поверхности и правильностью формы. Отливка ОНА, без последующей механической обработки, приведет к худшим результатам. Есть и другой аспект вопроса. Известна публикация о ЦК высокого давления для газлифта, при пуске которого на морской платформе эксплуатация оказалась невозможной из-за недопустимого уровня вибрации. Проблема была решена заменой литых ОНА на механически обработанные.

7.4. ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ ПОТОК В ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ

Постановка задачи. Выше анализ изменения параметров потока в проточной части проводился, главным образом, в одномерной постановке. А именно, рассматривалось изменение скоростей и потери напора в направлении движения газа от одного контрольного сечения к другому. Двухмерный характер потока анализировался в связи с вопросом профилирования лопаток РК. На средней по высоте лопаток поверхности тока рассматривалось обтекание поверхности давления и поверхности разрежения. Двухмерный осесимметричный поток анализировался применительно к БЛД и поворотному колену ОНА.

Реальный поток трехмерен, так как обтекание лопаток РК (и других элементов тоже) по высоте неодинаково, как это имеет место в ступени осевого компрессора. В осевом компрессоре главной причиной пространственного характера течения является изменение окружной скорости по радиусу $u = \omega r$. В центробежном компрессоре главная причина неравномерности потока по высоте лопаток — повороты потока в меридиональной плоскости. Кроме того, влияют и вязкие эффекты — трехмерные пограничные слои, зоны отрыва.

В центробежных ступенях наиболее важно учитывать изменение параметров по высоте лопаток на входе в РК. Именно там поток поворачивает из осевого направления в радиальное при высоком уровне скоростей и наибольшей высоте лопаток. Перед лопатками ОНА поток поворачивает на 180° , но в ОНА на порядок ниже уровень кинетической

энергии. На входе в диффузор поток неравномерен по высоте лопаток из-за эффектов вязкости, проявляющихся на выходе из рабочего колеса. Ниже будут рассмотрены вопросы, связанные с трехмерным характером течения в рабочих колесах.

Измерения и расчеты показывают, что на входе в РК вязкие эффекты не играют существенной роли. Кроме того, очень близким приближением к действительности является схема квазитрехмерного течения. Подтверждением этих тезисов служит сопоставление результатов измерения поверхностных скоростей с помощью передатчика давления с РК на неподвижный манометр и невязких квазитрехмерных расчетов [19]. Сопоставление для одного из РК представлено на рис. 7.4.1.

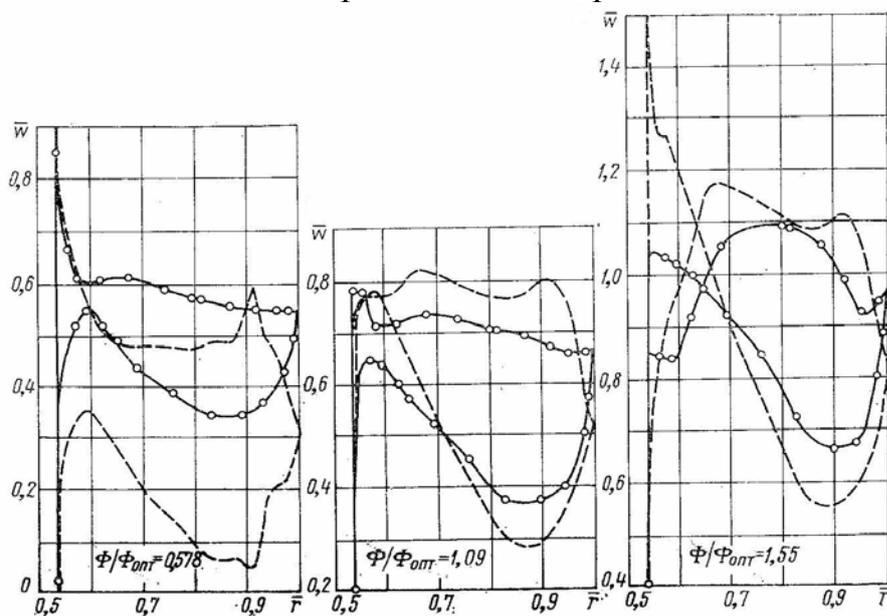


Рис. 7.4.1. Обтекание лопаток рабочего колеса: штриховые линии — расчет; сплошные линии с кружками — эксперимент

Эти и другие многочисленные результаты измерения показывают следующее:

- на расчетном режиме и при расходе больше расчетного характер диаграмм и уровень скоростей совпадают удовлетворительно от начала лопаток до примерно 80% их радиальной протяженности;

- измеренные и рассчитанные диаграммы одинаково демонстрируют влияние ударного обтекания — отрицательная нагрузка лопаток на входе при $\Phi > \Phi_{расч}$, $i_1 < 0$, и повышенная нагрузка на входе при $\Phi < \Phi_{расч}$, $i_1 > 0$;

– на выходном участке невязкая диаграмма демонстрирует разгрузку лопаток за счет ускорения потока на передней стороне и замедления с другой стороны;

– в реальном течении быстрая разгрузка вызывает образование «следа»: на задней поверхности замедление прекращается, скорость на передней поверхности на диаметре D_2 увеличивается до скорости в точке отрыва (образуется течение «след — струя» с последующими потерями смещения в диффузоре);

– нагрузка лопаток при реальном вязком обтекании меньше, что связано с описанным выше влиянием вязкости. Большая нагрузка при невязком обтекании — причина более высоких скоростей на задней поверхности при $\Phi \geq \Phi_{\text{расч}}$;

– при расходе меньше расчетного измеренная диаграмма скоростей лежит много выше рассчитанной, и даже выше реальной диаграммы на расчетном режиме. Это связано с появлением обширной вихревой зоны в самом начале безлопаточных каналов при больших положительных углах атаки. Вихревая зона уменьшает сечение канала для активной части потока, скорости растут.

Расчеты невязкого квазитрехмерного обтекания лопаток РК широко используются в практике проектирования кафедры КВХТ для качественной оптимизации лопаточных аппаратов, уточнения условия безударного обтекания и теоретического напора РК. Такой прием позволил выполнить десятки газодинамических проектов ПЦК, обеспечивших требования ТЗ без экспериментальной проверки или доводки проточной части [20].

Квазитрехмерный поток в рабочих колесах ступеней ПЦК. На рис. 7.4.2 а показана схема проточной части среднерасходного средненапорного РК ПЦК с лопатками цилиндрической формы. Напомним, что цилиндрической называется поверхность, образованная параллельным перемещением прямой линии. У РК ПЦК образующие поверхностей лопаток параллельны оси ротора.

В предшествующем межлопаточному каналу осесимметричном кольцевом канале поток поворачивает на 90° , поэтому можно было бы ожидать отрыва потока на его выпуклой поверхности из-за известного явления — образования сильного местного замедления потока в конце поворота. На рис. 7.4.2 б показано изменение меридиональных скоростей в восьми слоях по высоте лопаток рабочего колеса, представленного на рис. 7.4.2.а Расчет сделан с помощью программы ЗДМ.2ДС — невязкое квазитрехмерное течение с приближенным учетом сжимаемости.

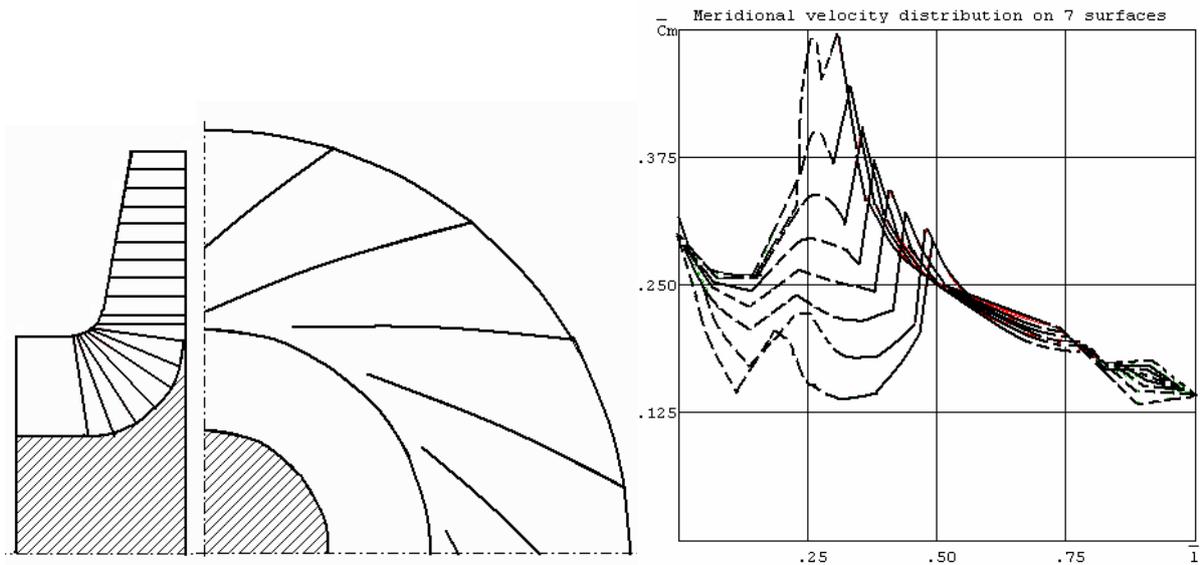


Рис. 7.4.2. (а) – схема проточной части среднерасходного средненапорного рабочего колеса промышленного центробежного компрессора, (б) – меридиональные скорости в рабочем колесе на восьми осесимметричных поверхностях тока

Меридиональная скорость на крышке в середине поворота быстро растет и достигает 0,4 от окружной скорости РК. Ее быстрое уменьшение происходит уже в межлопаточном канале.

Замедление потока вдоль покрывающего диска в неподвижных поворотных коленах приводит к отрыву. При статической продувке моделей каналов типичных РК отрыв потока действительно фиксировался [19]. Однако при измерениях и визуализации потока в РК отрывы на покрывающем диске обнаружены не были. Причины подавления отрыва заключаются в следующем.

Вдоль границы пограничного слоя на крышке меридиональная скорость меняется от нуля практически до c_{ms} невязкого потока. В пограничном слое за счет вязкости газа скорость приобретает закрутку, т.е. $\vec{c}_{nc} = \vec{c}_{ms} + \vec{c}_{us}$. Окружная составляющая тем больше, чем ближе газовая частица к поверхности вращающейся крышки. На поверхности лопатки частица вращается со скоростью $\vec{c}_{us} = u = \omega r$ при $\vec{c}_{ms} = 0$.

Центробежная сила $dP_{ц} = dm \frac{c_{us}^2}{r}$ прижимает ее к поверхности и стремится продвинуть ее вглубь проточной части, т.е. препятствует отрыву — рис. 7.4.3.

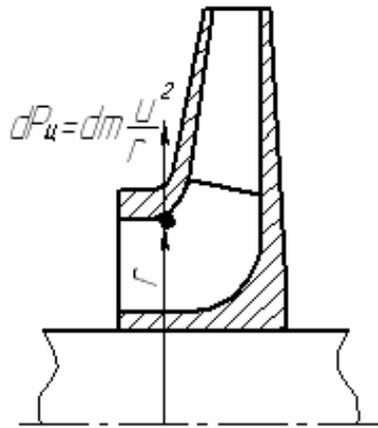


Рис. 7.4.3. Центробежная сила, действующая на частицу газа на поверхности покрывающего диска

Внутри межлопаточных каналов процесс подавления отрыва продолжается за счет вторичных течений на ограничивающих поверхностях. На газовые частицы, движущиеся в ядре потока со скоростью w_y действует Кориолисова сила $dP_{Кя} = dm2\omega w_y$, направленная перпендикулярно к вектору скорости и прижимающая поток к передней поверхности лопаток — рис. 7.4.4. На основном и на покрывающем диске межлопаточного канала возникают вторичные течения, направленные по нормали от передней к задней поверхности, т.е. перпендикулярные основному течению. Так как скорость вторичного потока перпендикулярна скорости в ядре по определению, то Кориолисова сила $dP_{Кпс} = dm2\omega w_{пс}$ направлена в сторону основного движения газа. Кориолисова сила в пограничных слоях на основном и покрывающем дисках оказывается достаточно большой, чтобы препятствовать отрыву.

Благодаря описанным процессам пограничные слои на ограничивающих поверхностях РК и в межлопаточных каналах вплоть до зоны возникновения «следа» тонкие. Поле скоростей и давлений определяется поведением невязкого ядра и квазитрехмерные невязкие расчеты дают хорошее представление о поведении реального потока.

На рис. 7.4.2 б, поле меридиональных скоростей в межлопаточном канале показано сплошными линиями. Сильное изменение меридиональной скорости вдоль входной кромки, параллельной оси ротора, ведет к столь же сильному изменению угла натекания $\beta_1 = f(z)$ — рис. 7.4.5.

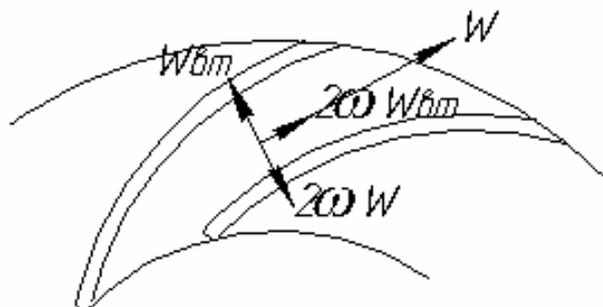


Рис. 7.4.4. Кориолисова сила, действующая на частицы пограничных слоев на основном и покрывающем диске (совпадает с направлением движения ядра потока)

Этот факт объясняет различие в диаграммах поверхностных скоростей на втулочной, средней и периферийной ОПТ у рабочего колеса по схеме, показанной выше на рис. 7.4.2 б. Диаграммы на трех ОПТ представлены на рис. 7.4.6.

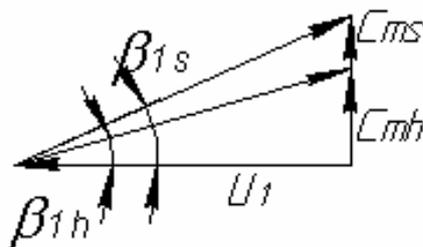


Рис. 7.4.5. Входные треугольники скоростей у основного и покрывающего диска (с индексом «*h*» — у основного диска, с индексом «*s*» — у покрывающего диска)

На средней поверхности тока обтекание характеризуется незначительным отрицательным углом атаки. Такой угол атаки уменьшает пик скорости при обтекании входной кромки и рекомендуется для расчетного режима в [19]. У основного диска угол натекания $\beta_{1h} < \beta_{1cp}$, что ведет к увеличению нагрузки на входе в межлопаточный канал. При пониженной кинетической энергии это не вызывает опасений роста потерь. Основная проблема — обтекание лопаток на периферийной ОПТ с большой скоростью на входе и с отрицательным углом атаки на расчетном режиме.

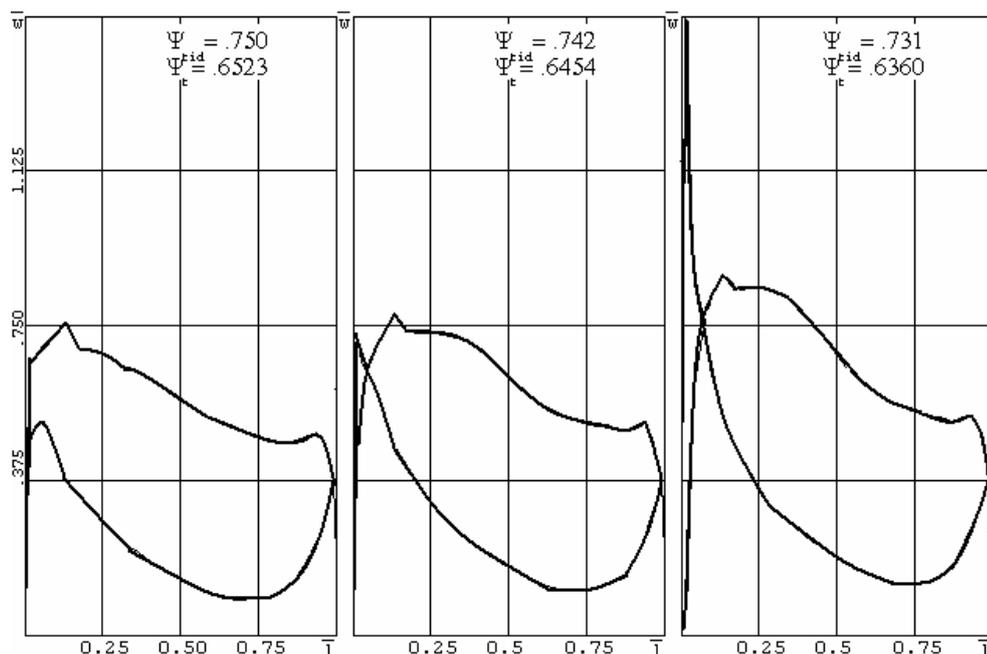


Рис.7.4.6. Диаграммы скоростей потока на поверхности лопатки на трех ОПТ: слева — у основного диска; в центре — по середине между основным диском и периферийной ОПТ; справа — на периферийной ОПТ

Итак, цилиндрическая лопатка с входной кромкой, параллельной оси ротора удобна технологически, так как лопатки целиком могут быть получены обработкой цилиндрической фрезой простым ее перемещением вокруг контура лопатки. К сожалению, такая форма входной кромки не соответствует трехмерному характеру течения на входе в лопаточный аппарат РК, не обеспечивая благоприятного обтекания лопаток по всей их высоте.

Эмпирически проверенным известным способом приспособления цилиндрической лопатки к пространственному натеканию является наклон образующей входной кромки на угол $\approx 15^\circ$ [17]. Так как при этом $u_s = \omega r_s > u_h = \omega r_h$, угол атаки у покрышки несколько снижается.

По опыту проектирования кафедры КВХТ еще более эффективна форма входа в межлопаточный канал, показанная на рис. 7.4.7. Наклонная входная кромка пересекается с увеличенным радиусом закругления покрывающего диска R_s под углом $\gamma \approx 45^\circ$ (в данном случае). Угол γ — это угол между касательной к окружности радиуса закругления и радиальным направлением.

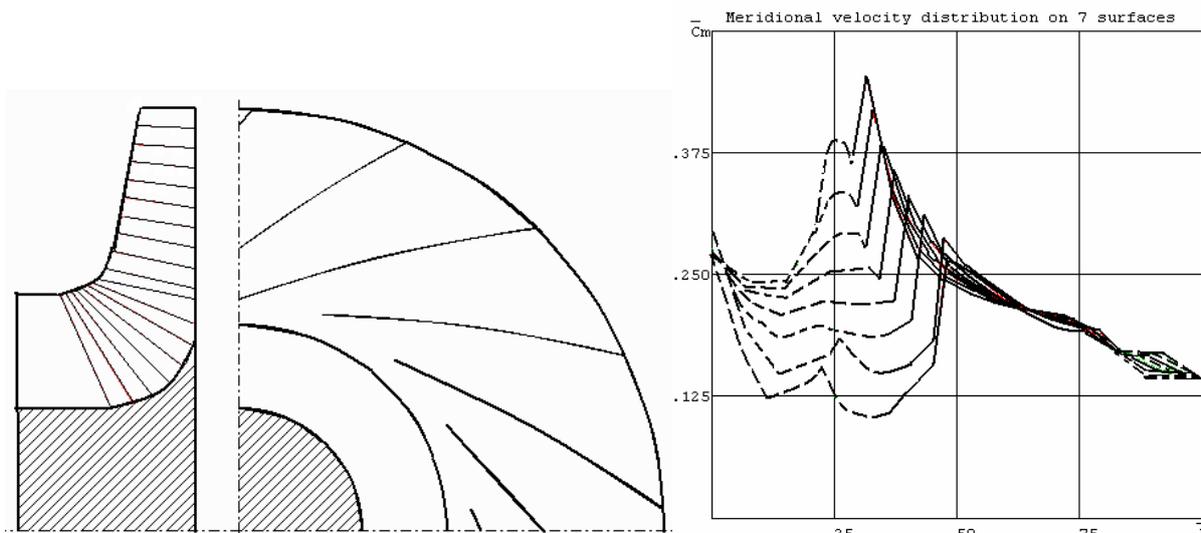


Рис. 7.4.7. Рабочее колесо промышленного центробежного компрессора с меридиональной формой входа, учитывающей пространственный характер натекающего потока

Из геометрических соображений следует, что лопаточный угол, образованный пересечением цилиндрической поверхности лопаток с углом $\beta_{л}$ радиусом R_s равен:

$$\cos \beta_{лs} = \cos \beta_{л1} \cdot \cos \beta_{\gamma_1}, \quad (7.4.1)$$

При $\gamma_1 > 0$ лопаточный угол $\beta_{л1s} > \beta_{л1}$ и отрицательный угол атаки меньше (по абсолютному значению), чем при радиальном натекании на лопатки.

При подборе угла наклона входной кромки, радиуса закругления покрывающего диска и точки их пересечения соотношения размеров входа надо корректировать, чтобы получить наилучшие условия входа потока по всей высоте лопаток. В результате может быть получено более равномерное поле меридиональных скоростей и благоприятное обтекание лопаток по высоте входных кромок — рис. 7.4.7 – 7.4.8.

Возможности известных способов приспособления лопаток цилиндрической формы к пространственному натекающему потоку уменьшаются с ростом относительной высоты лопаток b/D_2 , т.е. с ростом Φ_p . Опыт проектирования показывает, что при $\Phi_{расч} > 0,080 \div 0,090$ следует применять осерадиальные рабочие колеса с лопатками пространственной формы.

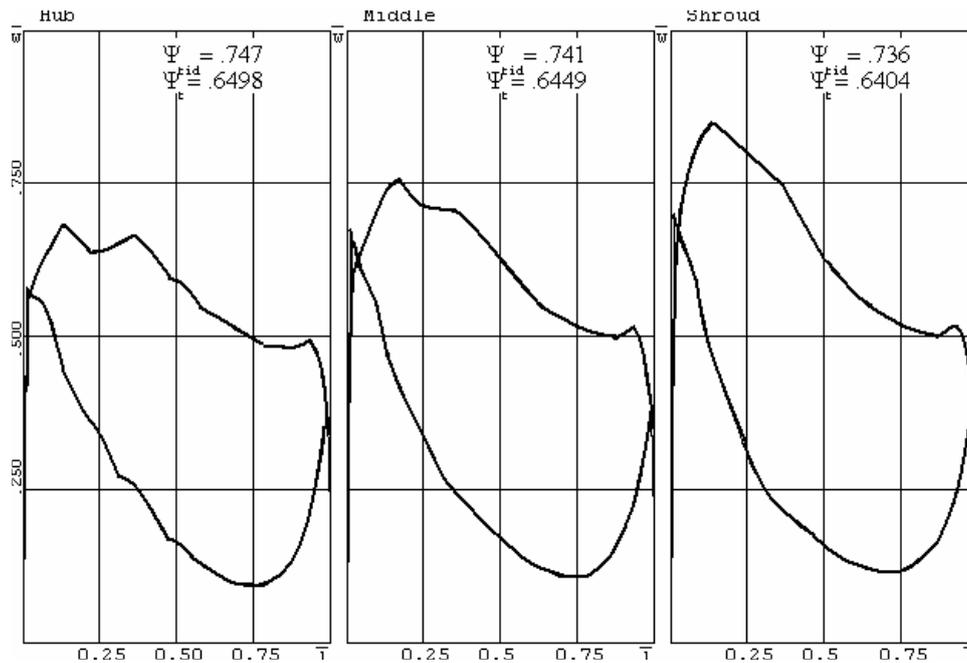


Рис. 7.4.8. Меридиональные скорости в тщательно спрофилированном рабочем колесе (слева) и диаграммы поверхностных скоростей, соответствующие благоприятному обтеканию лопаток (справа)

Осерадialные пространственные РК (ОРК). Основные свойства таких РК рассматривались выше. Отметим, что у «классических» РК при больших $\Phi_{расч}$, помимо аэродинамических проблем, возникают так же проблемы прочности в поле центробежных сил. Высокие лопатки создают повышенную изгибающую нагрузку на основной диск. У РК ПЦК покрывающий диск с большим диаметром расточки D_0 испытывает повышенные растягивающие напряжения. Осерадиальные РК и в этом отношении более органичны.

В настоящее время для профилирования лопаточных аппаратов ОРК рационально применять анализ невязкого квазитрехмерного потока. Как показано выше, рассчитанные диаграммы поверхностных скоростей достаточно информативны, а возможности современных ПК позволяют сравнительно быстро анализировать большое количество вариантов лопаток для выбора наиболее подходящего из них. В основе расчета лежит условие равновесия газовых частиц по нормали к направлению потока в меридиональной плоскости, рис. 7.4.9.

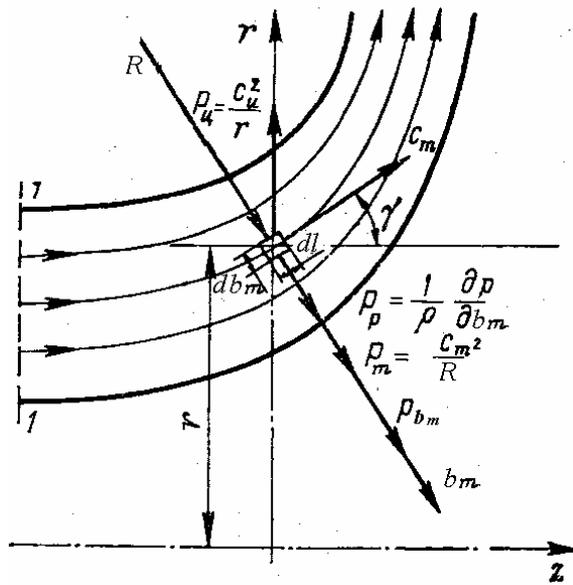


Рис. 7.4.9. Условие равновесия газовой частицы в меридиональной плоскости

Градиент давления в направлении высоты лопатки в меридиональной плоскости связан с воздействием следующих сил на газовые частицы:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial b_m} = -\frac{c_m^2}{R} + \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + P_{bm}. \quad (7.4.2)$$

Здесь:

– $\frac{c_m^2}{R}$ — центростремительное ускорение от движения газовых частиц по криволинейной траектории в меридиональной плоскости;

– $\frac{c_u^2}{r} \cos \gamma$ — проекция центростремительного ускорения от вращения газовых частиц вокруг оси ротора на направление нормали, γ — угол между нормалью b и радиальным направлением;

– P_{bm} — проекция на направление b_m условно введенной массовой силы, которая заменяет воздействие градиента давления между лопатками на равновесие газовых частиц.

На рис. 7.4.10 показана развертка на плоскость кольцевого сечения лопаточного аппарата по нормали b_m . При произвольной форме лопаточной решетки поверхность лопатки наклонена относительно меридиональной плоскости на угол χ . Разность давлений по шагу между лопатками направлена перпендикулярно поверхности лопаток. Сила от

разности давлений проектируется на направление u и на направление нормали b_m , влияя на равновесие газовых частиц.

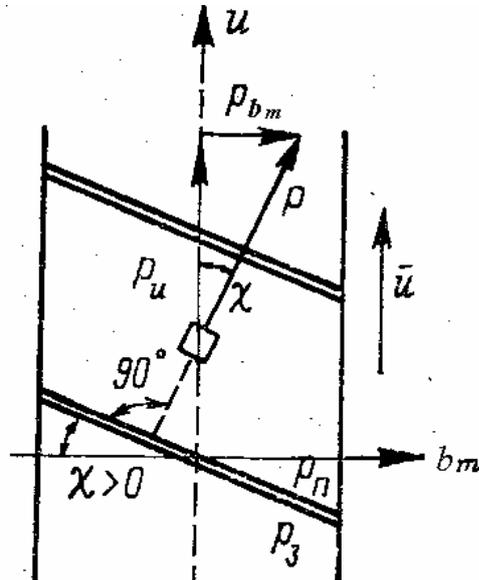


Рис. 7.4.10. Сечение лопаток рабочего колеса по оси b_m , перпендикулярное к меридиональной плоскости

Для реализации квазитрехмерного анализа вводится упрощающее допущение о бесконечном числе лопаток, что делает поток осесимметричным. Воздействие лопаток на равновесие по направлению b_m необходимо учесть, для чего и вводится условная массовая сила P_{b_m} . Эта сила должна имитировать воздействие нагрузки лопаток в обоих направлениях, и u , и b_m .

Массовая сила P должна создавать такой же момент dM_z относительно оси вращения РК, что и реальная разность давлений $\Delta p = p_{п} - p_3$. Тогда:

$$dM_z = \Delta p \cdot db \cdot dr \cdot zr = P_u 2\pi r \tau db \cdot dr \cdot \rho r, \quad (7.4.3)$$

где $2\pi r \tau \cdot dl_m \cdot db_m \cdot \rho$ — масса газа в выделенном элементе, $P_u = P \cos \chi$, и

$$P_u = \frac{z}{2\pi r} \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{z}{2\pi r} w \Delta w, \quad P_{b_m} = \frac{z}{2\pi r} \frac{\Delta p}{\rho} \operatorname{tg} \chi. \quad (7.4.4)$$

В соответствии с теоремой об изменении количества движения $dM_z = d(\bar{m}c_u r) = 2\pi r \tau db_m \rho d(c_u r)$, откуда после очевидных

преобразований $\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{2\pi\tau}{z} c_m \left(r \frac{\partial c_u}{\partial l_m} + c_u \sin \gamma \right)$, и так как $\vec{c}_u = \vec{w}_u + \vec{u}$,

$c_u = c_m \operatorname{ctg} \beta$:

$$P_{bm} = c_m \left(2\omega \sin \gamma + \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \frac{\partial \beta}{\partial l_m} - \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial l_m} - \frac{c_m}{r} \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \gamma \right) \operatorname{tg} \chi. \quad (7.4.5)$$

Градиент давления в направлении нормали b_m , участвующий в уравнении равновесия (7.4.2) определяется изменением полного давления в относительном движении $\tilde{p}^* = p_1^* + 0,5\rho u^2$ и относительной скорости $w = c_m \sin \beta$ (невязкое течение):

$$\frac{\partial p}{\partial b_m} = \frac{\partial(\tilde{p}^* - 0,5\rho w^2)}{\partial b_m} = \omega^2 r \cos \gamma + \frac{c_m^2}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial \beta}{\partial b_m} - \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial b_m}. \quad (7.4.6)$$

Уравнение равновесия по нормали b_m в квазитрехмерном представлении ($c_u = u - c_m \operatorname{ctg} \beta$):

$$\begin{aligned} & \omega^2 r \cos \gamma + \frac{c_m^2}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial \beta}{\partial b_m} - \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial b_m} = \\ & = -\frac{c_m^2}{R} + \frac{(u - c_m \operatorname{ctg} \beta)^2}{r} \cos \gamma + c_m \left(2\omega \sin \gamma + \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \frac{\partial \beta}{\partial l_m} - \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial l_m} - \frac{c_m}{r} \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \gamma \right) \operatorname{tg} \chi. \end{aligned} \quad (7.4.7)$$

Итак, в общем случае движения в осерадиальной вращающейся решетке поле параметров — в данном случае поле меридиональных скоростей — зависит от меридиональной формы решетки (радиус кривизны ОПТ R и угол γ) и от углов потока в относительном движении $\beta = \beta_n - \Delta\beta$, т.е. от формы профиля на ОПТ.

Так как для невязкого потока $\frac{\Delta p}{\rho} = w\Delta w$, то из примененной выше теоремы об изменении момента количества движения следует:

$$\Delta w = \sin \beta \frac{2\pi\tau}{z} \left(2\omega \sin \gamma + \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \frac{\partial \beta}{\partial l_m} - \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial l_m} - \frac{c_m}{r} \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \gamma \right). \quad (7.4.8)$$

К рассмотренным соотношениям следует добавить тригонометрическую взаимозависимость между углом потока β на ОПТ, углом навала χ , углом наклона ОПТ по отношению к радиальному направлению γ и радиусом кривизны ОПТ R :

$$\frac{\partial \beta}{\partial b_m} = -\frac{\sin^2 \beta}{\cos^2 \chi} \frac{\partial \chi}{\partial l_m} - \sin \beta \cdot \cos \beta \left(\frac{1}{R} + \frac{\cos \chi}{r} \right). \quad (7.4.9)$$

Приведенные соотношения демонстрируют сложный характер взаимосвязи геометрических параметров ОРК между собой и с полем скоростей потока. Ниже рассмотрены основные положения метода профилирования ОРК, применяемого на кафедре КВХТ СПбГПУ.

Профилирование ОРК с использованием программы расчета невязкого квазитрехмерного обтекания. При выборе меридиональных размеров РК трудно сформировать строгий канон, подобный изложенному выше применительно к РК ПЦК. В разработанной и применяемой на кафедре КВХТ программе 3ДМ.023 меридиональный контур РК описывается прямыми линиями и дугами окружности (рис. 7.4.11) (возможно так же задание контуров любой формы набором точек в прямоугольной системе координат).

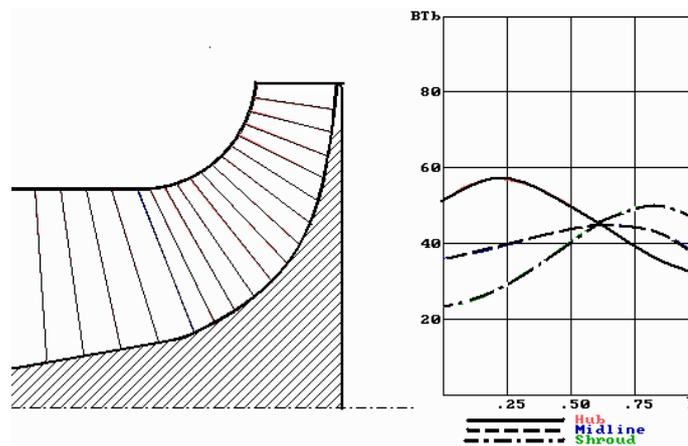


Рис. 7.4.11. Пример задания формы высокорасходного осерадиального рабочего колеса в программе расчета невязкого квазитрехмерного потока 3ДМ.023

Как обычно, диаметр втулки задан, диаметр входа D_0 можно оценить по формуле минимума скорости на входе в РК. Следует помнить, что это значение обеспечивает минимум w_1' именно на диаметре D_0 , а не в среднем по высоте лопатки, поэтому входной диаметр может корректироваться в процессе анализа диаграмм поверхностных скоростей на лопатках. Высота лопаток на выходе выбирается на основе тех же соображений, что и у РК ПЦК. Осевая протяженность РК, положение входной кромки, радиусы закругления поверхностей основного и покрывающего диска выбираются по опыту проектирования и расчета более или менее близких аналогов.

Форма средней линии лопатки задается как $\beta_{л} = f(l_m)$ вдоль ограничивающих поверхностей и на средней ОПТ специальными функциями или по точкам — правый график на рис. 7.3.74. Расчет ведется в восьми слоях по высоте лопатки. Значения $\beta_{л} = f(l_m)$ на других ОПТ автоматически интерполируются.

Показанные на рис. 7.4.11 квазиортогоналы пересекаются с ограничивающими поверхностями и семью ОПТ, делящими входное сечение «0» на участки с одинаковыми поперечными сечениями. В точках пересечения ОПТ и квазиортогоналей программа итерационно решает уравнения равновесия, неразрывности, состояния, рассчитывает геометрические параметры χ , γ , R , углы потока с учетом отставания потока от лопаток. В процессе итераций корректируется форма ОПТ внутри межлопаточных каналов. Профили лопатки на отдельных ОПТ совмещаются на выходной кромке, образуя которой — прямая линия с углом навала $\chi \leq 0$, который выбирает проектировщик.

В процессе проектирования обычно сопоставляются многие десятки (иногда сотни) вариантов. Этот процесс творчески довольно напряженный, но сейчас значительно облегчен повысившимся быстродействием ПК. На рис. 7.4.12 приведены диаграммы поверхностных скоростей и меридиональные скорости в восьми слоях по высоте лопатки для окончательного варианта проектирования.

Полученные диаграммы показывают, что лопатки обтекаются безударно вдоль всей поверхности. Несмотря на значительное снижение меридиональных скоростей на выходе из РК, замедление потока вдоль задней поверхности отсутствует, что позволяет рассчитывать на безотрывное обтекание. Коэффициент напора не одинаков на разных ОПТ. Напор умышленно увеличен у покрывающего диска. По некоторым данным это компенсирует повышенные потери напора в этой области, делая реальный поток более равномерным на выходе из РК.

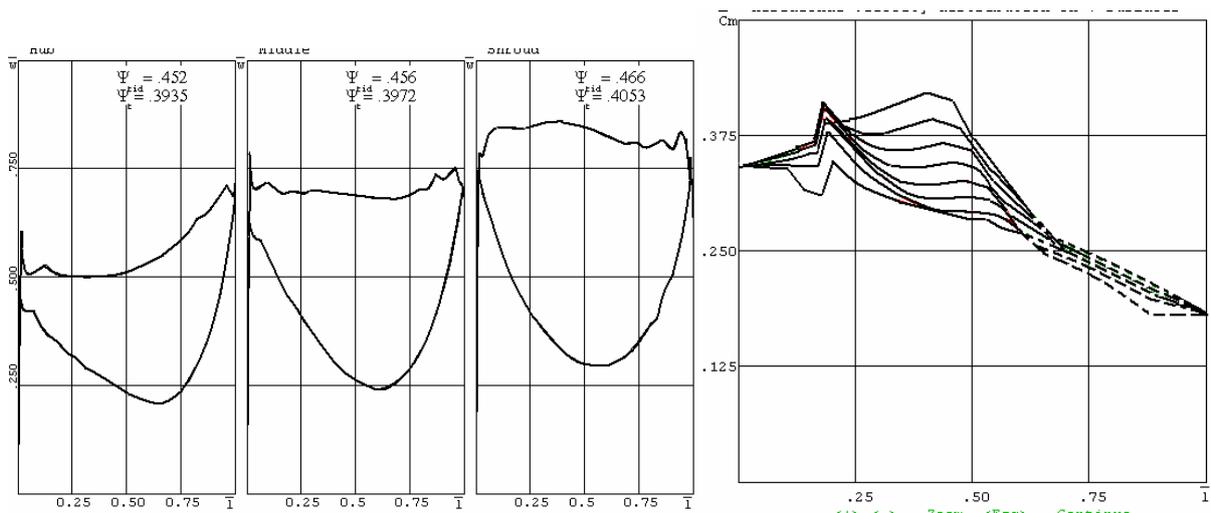


Рис. 7.4.12. Диаграммы поверхностных скоростей в трех слоях по высоте лопаток (слева) и меридиональные скорости в восьми слоях.
Высокоскоростное низконапорное осерадиальное рабочее колесо

Лопаточный аппарат одного из вариантов высокоскоростного ОРК показан на рис. 7.4.13. Параллельно с газодинамическим проектированием следует контролировать технологичность формы лопаток. Например, если их предполагается выфрезеровывать из общей заготовки на основном диске, между лопатками должно быть достаточно места для подвода режущей части фрезы.

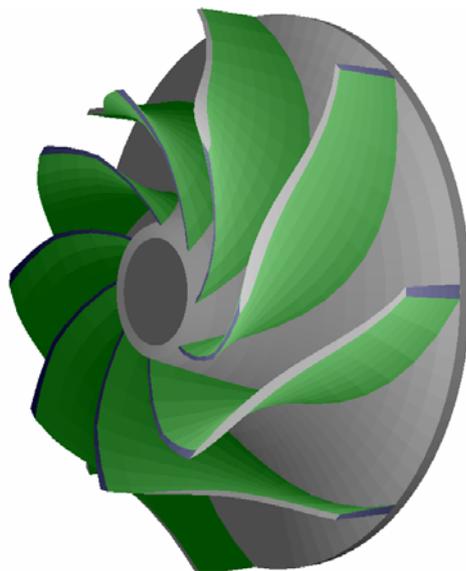


Рис. 7.4.13. Лопаточный аппарат одного из вариантов высокоскоростного осерадиального колеса (проектирование анализом диаграмм поверхностных скоростей невязкого квазитрехмерного потока)

Приведенный пример показывает, как можно организовать благоприятное течение в ОРК даже при очень значительных расчетных значениях условного коэффициента расхода. Считается, что ОРК обеспечивают высокий КПД ступеней при $\Phi_p \leq 0,12 \div 0,14$, в то время как ступени с «традиционными» РК наиболее эффективны при $\Phi_p \leq 0,080 \div 0,085$.

Пространственный поток в неподвижных элементах ступени. Действующие по нормали к потоку инерционные силы в сечении «2» невелики и не могут вызвать заметной неравномерности поля скоростей. Измеряемая при модельных экспериментах значительная неравномерность потока по оси z связана с влиянием вязкости. Процессы, связанные с выравниванием потока в БЛД кратко описаны выше.

На входе в ЛД изменение параметров потока по высоте лопаток цилиндрической формы вызывает дополнительные потери (по сравнению с одномерной схемой). При прочих равных условиях потери из-за ударного обтекания некоторых сечений лопаток при в среднем безударном входе на расчетном режиме тем больше, чем больше относительная высота лопаток b_3 / D_2 .

На кафедре КВХТ проводились эксперименты с модельными ступенями, лопатки диффузоров которых имели переменную величину входного угла по высоте. Конкретно выбор функции $\alpha_{п3} = f(b_3)$ делался по результатам измерения углов потока $\alpha_3 = f(b_3)$ на расчетном режиме ступени. Объектами экспериментов были высокорасходные ступени с пространственными ОРК при $\Phi_p = 0,12 \div 0,14$. Тенденция повышения КПД ступеней была обнаружена.

Значительная неравномерность потока по высоте лопаток ОНА связана с совместным влиянием поворота потока в предшествующем поворотном колене и с проявлением вязкости тоже. Тем не менее, общепринято применение лопаток ОНА цилиндрической формы. Правда, известна конструкция ОНА, у которой лопатки цилиндрической формы имеют входную кромку не параллельную оси z . Возможно, это связано с желанием улучшить обтекание входных кромок потоком, неравномерным по высоте лопаток.

Систематические модельные эксперименты со ступенями, снабженными пространственными лопатками неподвижных элементов были бы достаточно трудоемки и дорогостоящи. Вряд ли при этом можно рассчитывать на очень значительное повышение экономичности ступеней. Тем не менее, проблема кажется интересной, и сейчас она могла бы быть изучена путем численных экспериментов с помощью программ расчета вязкого пространственного течения.

7.5. ОСОБЕННОСТИ ТРАНСЗВУКОВЫХ И СВЕРХЗВУКОВЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТУПЕНЕЙ

Общие положения. Повышение окружной скорости — это основной способ форсирования ЦК. При прочих равных условиях производительность ступени пропорциональна окружной скорости, а подводимая работа — ее квадрату: $\bar{m}_{расч} = \rho_0^* \Phi_{расч} \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$, $h_p = \psi_p u_2^2$. Из выражения для политропной работы вытекает зависимость отношения

давлений от квадрата окружной скорости $\pi = \left(1 + (k-1) \frac{\psi_p}{kRT_0} u_2^2 \right)^{\eta \frac{k}{k-1}}$, а в безразмерном виде — от условного числа $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_0}$:

$$\pi = \left(1 + (k-1) \psi_p M^2 \right)^{\eta \frac{k}{k-1}}. \quad (7.5.1)$$

В первую очередь, форсированные ступени представляют интерес для транспортных ТК. В настоящее время это особо высоконапорные агрегаты наддува крупных ДВС и газотурбинные двигатели малых летательных аппаратов. На рис. 7.5.1 показана заимствованная из [14] диаграмма повышения давлений одноступенчатых центробежных компрессоров по годам (данные зарубежных фирм и исследователей на 1984 г. и прогноз до 2000 г.).

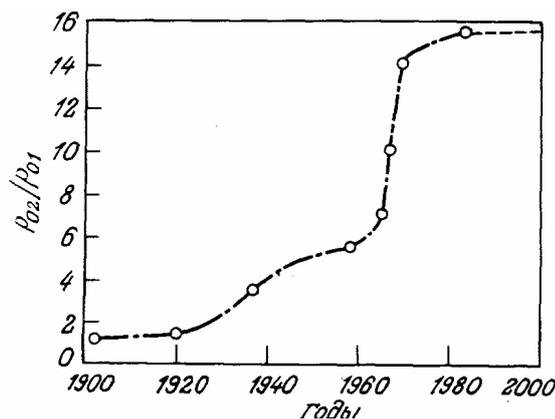


Рис. 7.5.1. Прогресс центробежных компрессоров (изменение отношения давлений в одной ступени по годам)

Рабочее колесо. Данные на диаграмме рис. 5.7.1 означают, при оптимистичных значениях политропного КПД $\eta_p = 0,82$ и коэффициента

теоретического напора $\psi_T = c_{u2}/u_2 = 0,93$ отношение давлений $\pi = 16,0$ может быть получено при окружной скорости порядка 700 м/с и более. При нормальных условиях на входе это соответствует $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_0^*} \approx 2,0$. Безразмерная относительная скорость на входе в РК ЦК $\bar{w}_1 = w_1 / u_2 \approx 0,65 \div 0,70$. Это означает, что на входе в РК таких ступеней значения $M_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{kRT_1}} \approx 1,30 \div 1,40$, т.е. такие РК сверхзвуковые.

Соответственно, при $u_2 \approx 500$ м/с число $M_{w1} \approx 1,0$, т.е. рабочее колесо следует классифицировать как трансзвуковое. Так как местное максимальное число $M_{w\max}$ на стороне разрежения больше M_{w1} на 20÷25%, то уже при окружной скорости более 400 м/с рабочие колеса не следует проектировать по «дозвуковым» методикам*.

В монографии [14] вопросы аэродинамики турбокомпрессоров рассматриваются с опорой на более чем 400 публикаций западных исследователей и проектировщиков. Приводятся данные экспериментов с транс- и сверхзвуковыми ступенями, но подчеркивается их противоречивость и отсутствие единого подхода к вопросам проектирования. Компрессоростроительные фирмы, работающие в этой области, имеют свой опыт и приемы профилирования. Некоторые общие соображения можно сформулировать на основании очевидных закономерностей течения:

– осерадиальная пространственная лопаточная решетка может быть более вытянутой в меридиональной плоскости, чем у показанного выше ОРК ПЦК. Входная кромка в меридиональной плоскости занимает радиальное положение, или очень близкое к нему;

– так как увеличение плотности газа (обычно воздуха) очень велико, даже у РК с большими $\Phi_{\text{расч}}$ высота лопаток на выходе значительно меньше, чем у аналогичных РК ПЦК (соответственно меньше и высота каналов диффузора);

– назначение рассматриваемых ступеней — получение большого отношения давлений, поэтому рабочие колеса должны иметь высокий коэффициент напора. Рабочие колеса типа «радиальная звезда с ВрНА» с $\beta_{\text{л2}} = 90^\circ$ отвечают этому требованию и одновременно они обладают наибольшей прочностью в поле центробежных сил. Тем не менее, у

* Приведенные цифры — сугубо оценочные. В каждом конкретном случае требуются точные расчеты. Например, приведенные цифры не учитывают того, что статическая температура $T_1 < T_0^*$ и соответствующие значения чисел Маха выше указанных.

большинства современных конструкций применяют уменьшенные выходные углы лопаток $\beta_{л2} = 70 \div 75^\circ$ и даже 60° ;

– западные фирмы применяют очень густые лопаточные решетки, что делает неизбежным применение двухъярусных конструкций. Примеры показаны на рис. 7.5.2.

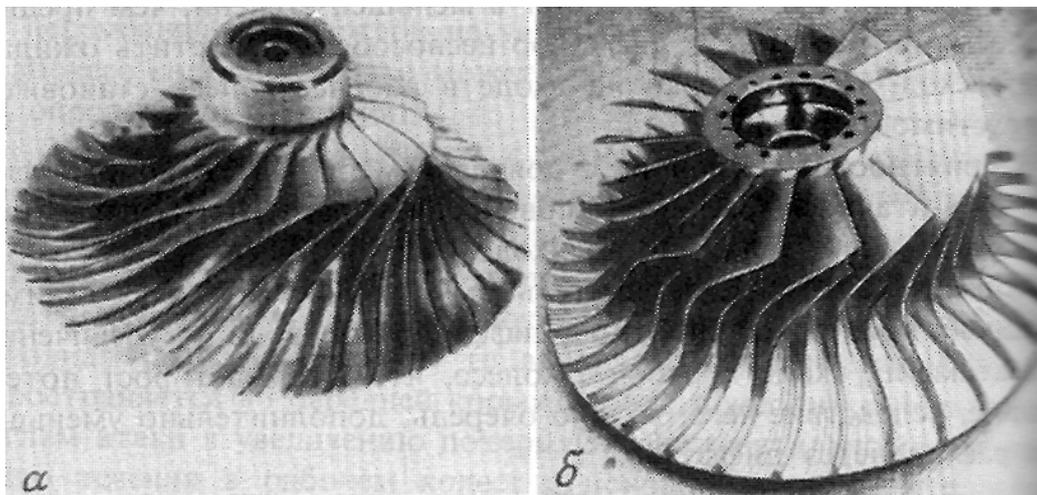


Рис. 7.5.2. Рабочие колеса одной из западных фирм с густой лопаточной решеткой

При профилировании лопаток РК особое внимание следует уделить их входу в осевой части РК. Форма профилей должна быть близка с острым прямому клину, хотя допустим небольшой изгиб.

Диффузоры. При характерных для рассматриваемых ступеней повышенных коэффициентах напора $\psi_{Тр} = 0,70 \div 0,93$ абсолютная скорость потока на выходе из РК равна или превышает скорость u_2 , т.е. $c_2 / u_2 \geq 1,0$. Хотя температура газа T_2 больше температуры торможения на входе в ступень, «физическое» число Маха M_{c_2} имеет тот же порядок, что и условное M_u . У рассматриваемых ступеней поток на входе в диффузор — сверхзвуковой. Это отличает сверхзвуковые центробежные ступени от осевых. У последних сверхзвуковые скорости — только на входе в РК.

При одномерном анализе очень привлекательным решением кажется сверхзвуковой БЛД. Расчеты показывают, что если радиальная составляющая скорости $c_{r2} < a_2 = \sqrt{kRT_2}$, дозвуковая (а это всегда так у современных ступеней), то БЛД автоматически превращается в сопло Лаваля. Из-за быстрого снижения расходной составляющей при сильном проявлении сжимаемости $c_r = c_{r2} \frac{\rho_2 r_2}{\rho r}$ угол потока в БЛД

($\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \frac{c_r}{c_u} \approx \operatorname{tg} \frac{c_{r2}}{c_{u2}} \frac{\rho_2}{\rho} \frac{r_2}{r} \frac{r}{r_2} = \frac{\rho_2}{\rho} \operatorname{tg} \alpha_2$) уменьшается так быстро, что

проходное сечение БЛД $f = 2\pi r b \sin \alpha$ становится меньше сечения на входе. На начальном участке БЛД работает как сверхзвуковой диффузор. После снижения скорости до $c = a$ БЛД работает как обычный дозвуковой диффузор.

К сожалению, реальный трехмерный нестационарный характер течения на выходе из РК делает работу сверхзвуковых БЛД совершенно неэффективной. Все специалисты единодушны во мнении о непригодности БЛД для транс- и сверхзвуковых ступеней.

При трансзвуковых скоростях достаточно эффективны ЛД, составленные из профилей, аналогичных применяющимся для трансзвуковых РК осевых ступеней — пример на рис. 7.5.3.

При сверхзвуковых скоростях обычно применяются каналные диффузоры, внешний вид которого показан на рис. 7.5.4.

Напомним, что при проектировании диффузоров ПЦК проблема заключается в получении возможно более сильного замедления при ограниченных радиальных размерах. У сверхзвуковых ступеней — наоборот: в каналах обычных ЛД скорость снижается так быстро, что отрыв потока при приемлемом числе лопаток становится неприемлемо сильным. Стенки каналов ЛД на рис. 7.5.4 иногда называют клиновидными лопатками («island type» в англоязычной литературе). Применение клиновидных лопаток позволяет получить угол раскрытия каналов, при котором отрывы потока не ведут к недопустимому уровню потерь. Кромочные потери при обтекании клиновидных лопаток считаются приемлемыми, так как скорость потока на выходе из каналов мала по отношению к u_2 . Относительно наилучших соотношений размеров ЛД в [12] приводятся некоторые экспериментальные данные, часть из которых достаточно противоречива.

Эффективность транс- и сверхзвуковых ступеней ЦК. На рис. 7.5.5 [14] для примера приведены напорные характеристики ступени при разных оборотах и ЛД с двумя разными размерами. Расплатой за применение высоконапорного РК с пологой характеристикой теоретического напора и лопаток с тонкими входными кромками — очень узкая зона работы, даже при относительно небольшом отношении давлений (характеристики охватывают диапазон $\pi = 2,6 \div 5,6$).

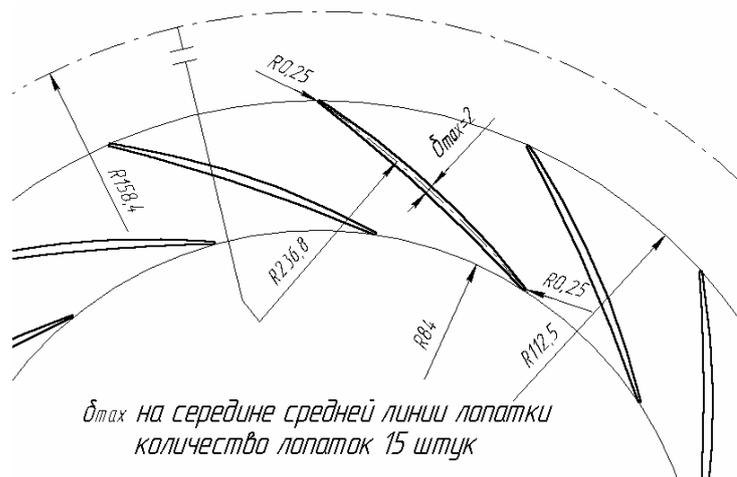


Рис. 7.5.3. Возможное исполнение лопаточного диффузора при трансзвуковых скоростях

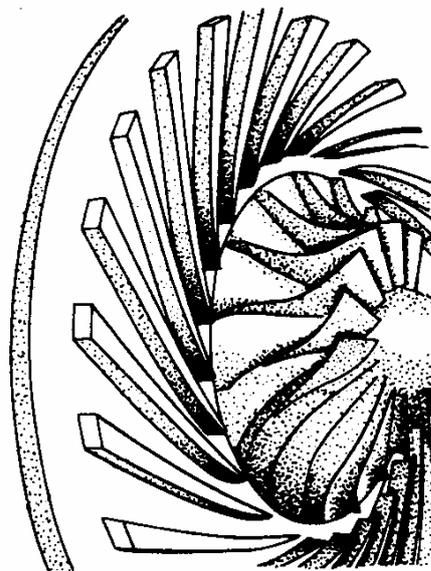


Рис. 7.5.4. Рабочее колесо и каналный диффузор сверхзвуковой центробежной ступени

Хотя скачки уплотнения при умеренных M_{w1} и M_{c2} эффективно преобразуют динамический напор в давление, известное негативное влияние скачков на пограничный слой с последующим отрывом заметно снижают эффективность. Если сравнивать дозвуковые ступени с транс- и сверхзвуковыми при одинаковых безразмерных параметрах проектирования Φ_p, ψ_{Tr} , то последние уступят не только по зоне работы, но и по КПД в расчетной точке.

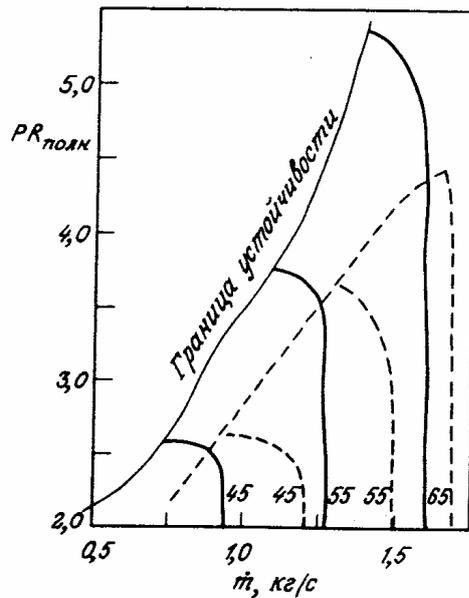


Рис. 7.5.5. Характеристики ступени при разных оборотах вала. Цифрами обозначены тысячи оборотов в минуту: сплошные линии — $b_2 = 8\text{мм}$; штриховые линии — $b_2 = 10,7\text{мм}$

Однако при сравнении нужно иметь в виду специфику ступеней:

– ступени ПЦК редко имеют такие же высокие значения $\psi_{\text{Трасч}}$.

Негативное влияние больших значений коэффициента теоретического напора на КПД и зону работы пояснялось выше;

– транс- и сверхзвуковые ступени в настоящее время чаще находят применение в ЦК с небольшими абсолютными размерами. Негативное влияние малых абсолютных размеров проявляется через снижение значений критерия Рейнольдса, увеличение относительной шероховатости, масштабный фактор — увеличенная относительная величина зазоров «РК — корпус» на периферии полуоткрытого РК и др.;

– экспериментальные характеристики транс- и сверхзвуковых ступеней обычно относятся к двум элементам «РК + ЛД». Так как ступени обычно являются частью ГТД со встроенной камерой сгорания, выходное устройство относят к проточной части этой камеры. Естественно, в таком случае сопоставлять экспериментальные данные нужно со ступенями ПЦК в таком же составе — «РД + ЛД (БЛД)». Как указывалось выше, в зависимости от типа РК, размеров и типа диффузора, потери КПД в выходном устройстве ступеней ПКЦ лежат в пределах 2,5÷5,5%. Правда, иногда для транс- и сверхзвуковых ступеней приводятся значения отношения давлений $\pi = \frac{P_4}{P_0}$ — отношение статического давления после

диффузора к полному давлению на входе в РК. С энергетической точки зрения это эквивалентно тому, что в состав ступени входит выходное устройство с коэффициентом потерь, равным единице;

– часто в литературе приводятся данные по адиабатному (изоэнтропному) КПД транс- и сверхзвуковых ступеней. Потери КПД $\Delta\eta_{ad} > \Delta\eta_p$ не отражают доли потерь напора в проточной части (к потерям безосновательно отнесена доля повышения работы сжатия — перемещения из-за повышения температуры в реальном процессе по сравнению с изоэнтропным сжатием). Различие между КПД тем больше, чем больше отношение давлений и ниже политропный КПД, реально отражающий потери напора. Из сопоставления формул для обоих КПД:

$$\eta_{ad} = \frac{h_{ad}}{h_i} = \frac{\frac{k}{k-1} \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{h_i}, \quad \eta = \frac{h_p}{h_i} = \frac{\frac{k}{k-1} \eta \left(\pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right)}{h_i}.$$

Отсюда следует:

$$\eta_{ad} = \frac{\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left(\pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right)}. \quad (7.5.2)$$

В приводимой таблице разница КПД $\Delta\eta_p = \eta_p - \eta_{ad}$ представлена от отношения давлений при высоком политропном КПД ступени $\eta = 0,86$, и при $\eta = 0,82$, что является более реалистичной оценкой эффективности транс- и сверхзвуковых ступеней.

Таблица 7.5.1

Сравнение политропного и адиабатного КПД при разных отношениях давлений. $\eta_p = \text{const} = 0,86$, $k = 1,4$

π	2,0	4,0	8,0	16,0
η	0,860	0,860	0,860	0,860
η_{ad}	0,8457	0,8308	0,8151	0,7989

$\eta_p = \text{const} = 0,82$, $k = 1,4$

η	0,820	0,820	0,820	0,820
η_{ad}	0,8017	0,7827	0,7628	0,7423

Приведенные цифры еще раз показывают непригодность адиабатного (изоэнтропного) КПД для оценки газодинамического совершенства проточной части. С учетом сказанного выше очевидна необходимость внимательного анализа при сопоставлении публикуемых данных об эффективности ступеней разных типов.

7.6. ОСОБЕННОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Общие положения. Назначение вентиляторов (от латинского «vento» — ветер) заключается в создании потока газа (чаще воздуха) без повышения его давления. Вентиляторы работают при давлении, равном, или немного отличающемся от атмосферного. Отношение давлений вентиляторов небольшое, и представление напорной характеристики в виде, например, $\pi = f(\bar{V})$ совсем не показательно. Условно к вентиляторам относят ЦК с отношением давлений $\pi \leq 1,1$.

Диапазон размеров и мощностей ЦВ практически не уступает ПЦК — от настольных вентиляторов до огромных шахтных вентиляторов, и подобных. Большинство ЦВ имеет средние размеры и относительно небольшую мощность, но при большом количестве машин их суммарная мощность соизмерима с суммарной мощностью ПЦК. Поэтому уделяется большое внимание к правильной организации рабочего процесса, что позволяет говорить о высоком совершенстве современных ЦВ. Детальная информация по проектированию и расчету ЦВ с опорой на обширные эксперименты и теоретический анализ содержится в [4], откуда заимствовано большинство представленных ниже рисунков.

На рис. 7.6.1 показана аэродинамическая схема типичного ЦВ, а на рис. 7.6.2 — схемы применяемых лопаточных аппаратов РК. Обратим внимание на следующие особенности ЦВ:

- как правило, это одноступенчатые машины с консольным расположением РК;
- выходное устройство расположено непосредственно за РК, диффузор отсутствует;
- характерен очень широкий диапазон относительной высоты лопаток b_2/D_2 и диаметра их начала D_1/D_2 . Максимальные значения выходят далеко за пределы, характерные для промышленных и транспортных ЦК;
- широкий диапазон выходных углов лопаток, включая загнутые вперед, с $\beta_{л2} > 90^\circ$.

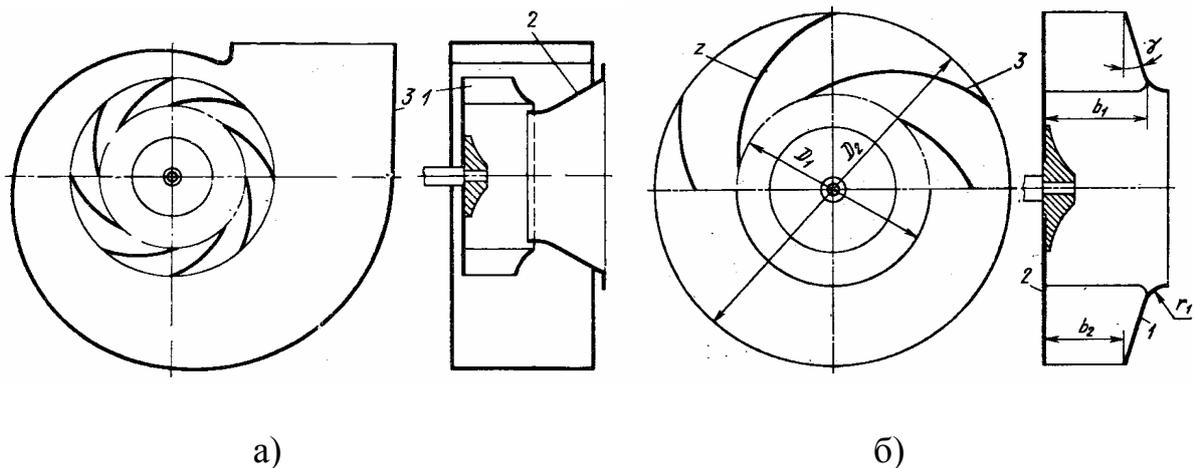


Рис. 7.6.1 (а) — аэродинамическая схема центробежного вентилятора: 1 — рабочее колесо, 2 — входной патрубок, 3 — спиральный корпус; (б) — рабочее колесо: 1 — передний диск, 2 — задний диск, 3 — лопатки

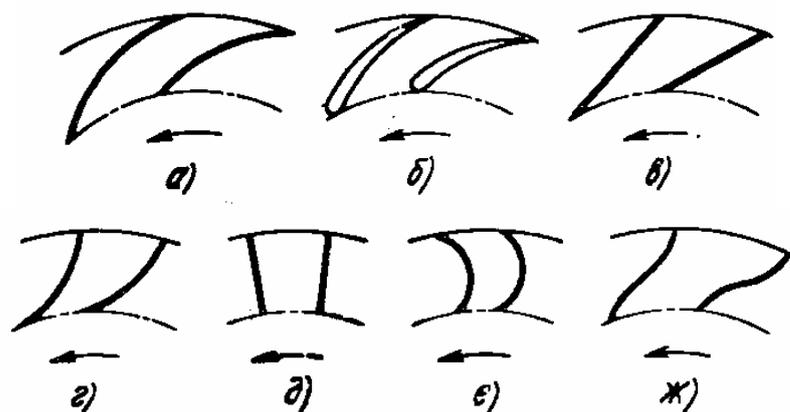


Рис. 7.6.2. Конфигурация лопаток: (а) — листовые, загнутые назад; (б) — профильные; (в) — плоские, отклоненные назад; (г) — радиальнооканчивающиеся; (д) — радиальные; (е) — загнутые вперед; (ж) — S-образные

На рис. 7.6.3 и 7.6.4 показаны характеристики разных ЦВ [4]. Используемые в [4] безразмерные параметры эквивалентны используемым в данном тесте: $\bar{Q} = \Phi$, $\bar{H} = \psi_p$. Приведены значения КПД по полным и статическим параметрам.

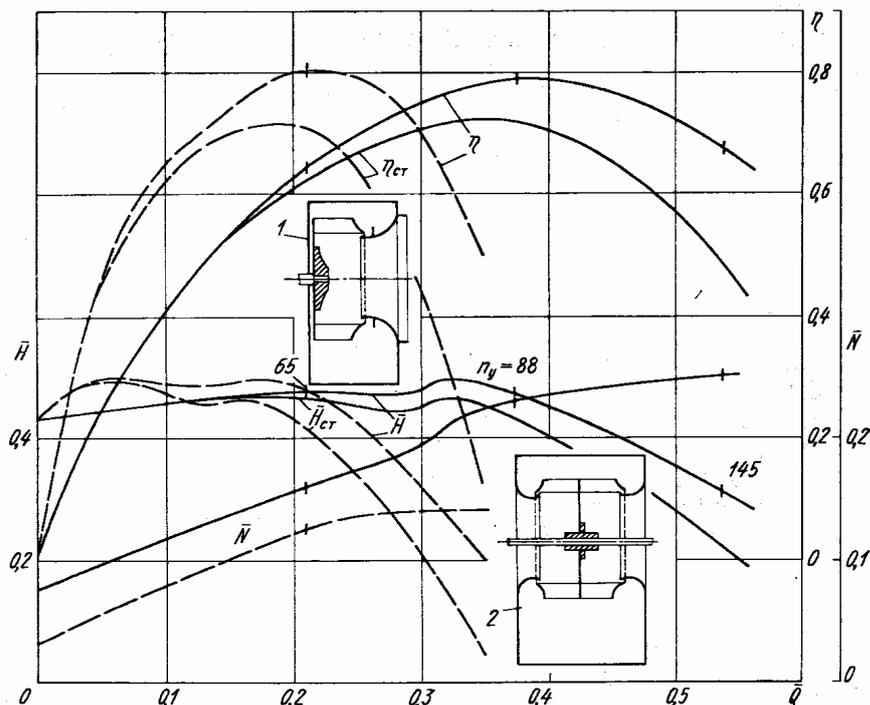


Рис. 7.6.3. Характеристики центробежных вентиляторов:
 1 — одностороннего (штриховые кривые); 2 — двухстороннего
 (сплошные кривые)

Малорасходные двух-трехступенчатые конструкции применяются в пылесосах и других фильтрующих устройствах, где требуется статический перепад давления. По форме проточной части они ближе к ПЦК. Более характерны высокорасходные одноступенчатые ЦВ. Их условный коэффициент расхода в 2÷3 раза больше, чем у ступеней ПЦК. При загнутых вперед лопатках РК коэффициент напора может превышать единицу. Для ЦВ с характеристиками на рис. 7.6.3 КПД порядка 80% следует признать очень высоким, имея в виду очень большой уровень безразмерных скоростей w_1/u_2 и c_2/u_2 в РК и в неподвижных элементах соответственно.

У ЦВ средних параметров КПД на том же уровне, что и у ступеней ПЦК, но при загнутых вперед лопатках — существенно меньше (это соответствует характеру рабочего процесса, проанализированному выше).

Существенным аэродинамическим отличием ЦВ от ступеней ПЦК надо считать различие в уровне скоростей на входе и выходе по отношению к окружной скорости РК. У ступеней ПЦК $c_n/u_2 \approx c_k/u_2 \approx 0,1 \div 0,15$, а у ЦВ много больше. Соответственно необходимость снижения скорости на выходе из РК меньше у ЦВ, что позволяет отказаться от применения диффузоров.

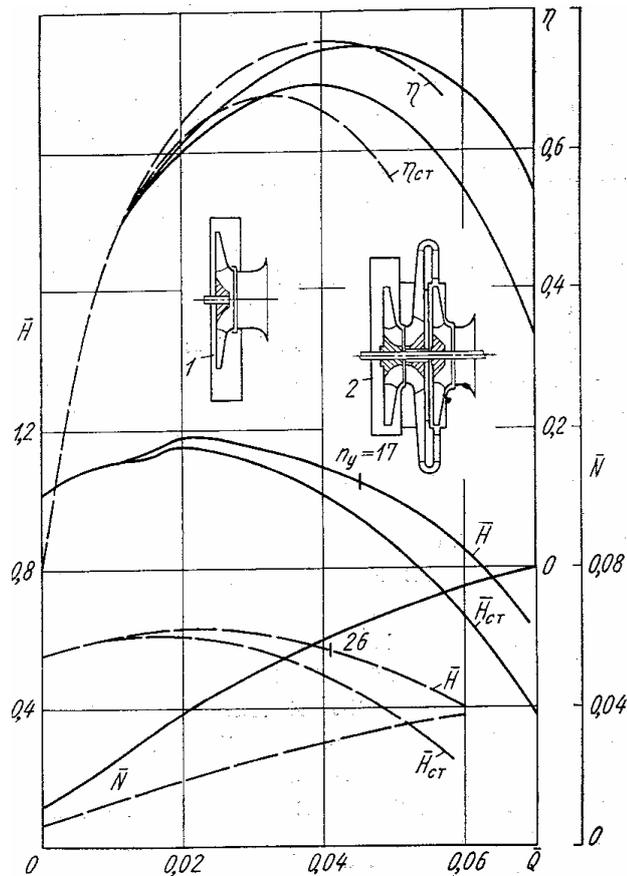


Рис. 7.6.4. Характеристики центробежных вентиляторов:
 1 — одноступенчатого (штриховые кривые); 2 — двухступенчатого (сплошные кривые)

Еще одна особенность высокорасходных ЦВ — значения $K_F = \frac{f_0}{f_1}$ (отношение проходных сечений на входе в РК) порядка $0,4 \div 0,5$ [4], что совершенно неприемлемо (но и ненужно) у ступеней ПЦК. Целесообразность и приемлемость такого замедления потока на входе в рабочие колеса ЦВ так же отчасти связана с высоким уровнем c_n/u_2 .

Вентиляторы развивают небольшое отношение давлений, которое может быть получено при небольшой окружной скорости, как правило, менее 100 м/с. Это позволяет применить прямой привод от электродвигателей, без применения повышающих передач. Нагрузки от центробежных сил сравнительно небольшие, поэтому рабочие колеса выполняют из конструкционных сталей, с соединением деталей сваркой или клепкой. Перепады давления незначительны, поэтому детали корпуса испытывают сравнительно небольшие аэродинамические нагрузки.

Корпуса делают из листов мягкой конструкционной стали для применения пластической обработки деталей.

Примеры конструкции показаны на рис. 7.6.6 и 7.6.7 из [4].

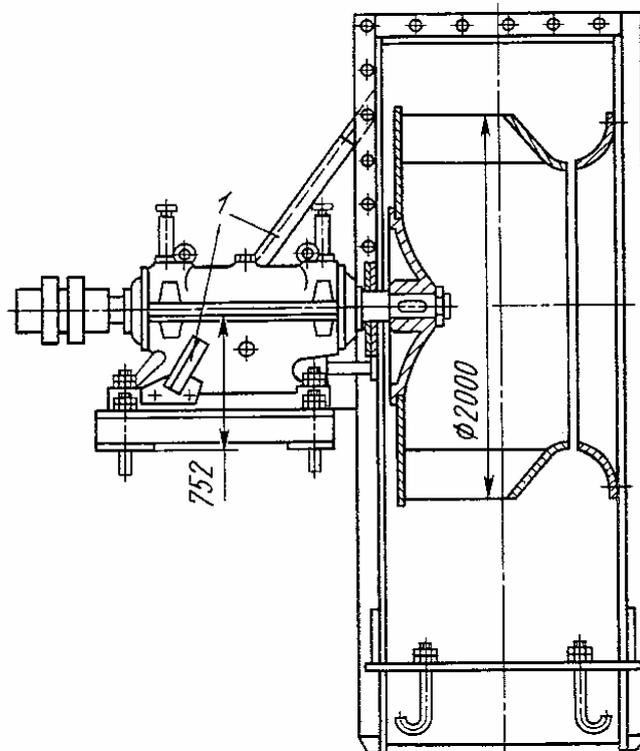


Рис. 7.6.6. Конструкция вентилятора, имеющая швеллер жесткости

На рис. 7.6.6 к боковому листу корпуса приварена оттяжка 1 в виде швеллера, свободный конец которого укреплен к корпусу подшипника. Такая конструкция позволяет уменьшить вибрацию корпуса.

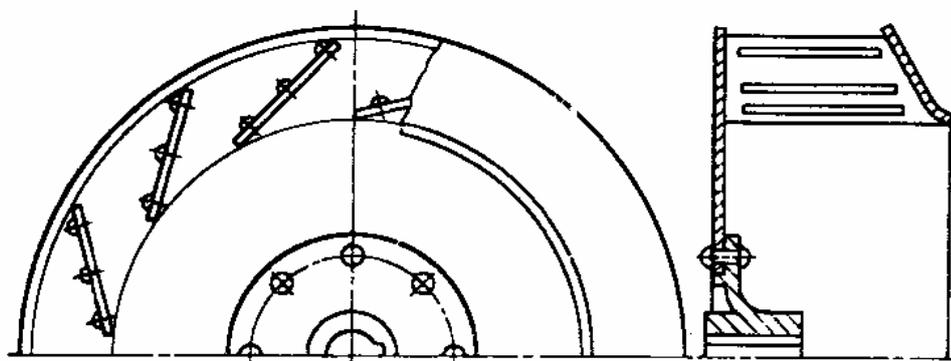


Рис. 7.6.7 а. Рабочее колесо с прямыми листовыми лопатками, отклоненными назад

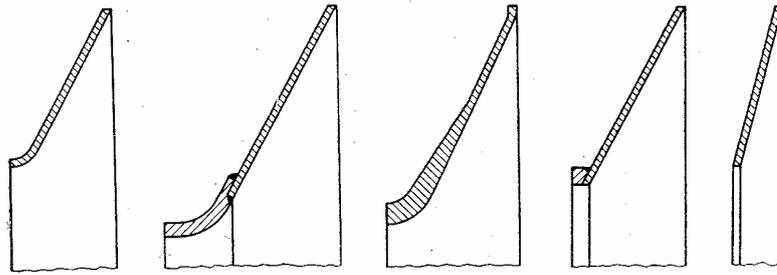


Рис. 7.6.7 б. Конструкции передних дисков повышенной жесткости

По параметрам и особенностям рабочего процесса крупные вентиляторы близки к низконапорным ПЦК — рис. 1.3.5 а. И те, и другие машины потребляют значительное количество энергии, поэтому их экономичности их работы на разных режимах уделяется большое внимание. Рассматриваемые ниже способы изменения характеристик широко применяются в ЦВ.

7.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

Проектирование по подобию. Модельные ступени. Несмотря на углубление представлений о сути газодинамических процессов и развитие вычислительных методов, самым надежным и быстрым методом газодинамического проектирования остается проектирование по подобию (под надежностью проектирования понимается соответствие ожидаемых по проекту и действительных газодинамических характеристик).

Простейший случай — это проектирование ЦК с большей или меньшей производительностью по подобию с существующим компрессором. Например, существующий воздушный центробежный компрессор с $\pi = 9$ (такие ПЦК часто называют компрессорами общего назначения) имеет производительность $\bar{V}_H = 250 \text{ м}^3/\text{мин}$ ($\bar{m} = 5,11 \text{ кг/с}$). Необходимо сделать газодинамический проект воздушного компрессора на то же отношение давлений, но с меньшей, или большей производительностью.

Измеренные газодинамические характеристики существующего компрессора представляются в безразмерном виде:

$$\pi, \bar{N}_i = f(\bar{F}, \Phi, k, M_u, Re_u), \quad (7.7.1)$$

где:

— π — отношение давлений, измеренное у существующего компрессора;

– $\bar{N}_i = \frac{N_i}{\bar{m}u_2^2}$ — коэффициент внутренней мощности, определенный

по измеренным мощности, расходу и окружной скорости РК (РК первой ступени, если окружная скорость разная на разных ступенях);

– \bar{F} — условное обозначение формы проточной части, которая при проектированию по подобию одинакова у существующего («модель») компрессора и у проектируемого («натура»): $\bar{F}_н = \bar{F}_м$;

– k, M_u, Re_u — критерии подобия сжимаемости и вязкости, равенство которых у модели и природы обеспечивает идентичность безразмерных характеристик.

Т.к. речь идет о воздушных компрессорах, условие $k = idem$ обеспечивается автоматически. Как известно, отношение давлений ступени определяется коэффициентом напора РК и условным числом M_u :

$\pi = \left(1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right)^{\frac{k-1}{k\eta}}$. При соблюдении условий подобия КПД ступеней η и их коэффициент напора ψ_i у природы и модели одинаковы. Для получения у проектируемого компрессора такого же отношения давлений, как у существующего, главное условие $M_u = idem$:

$\left(\frac{u_2}{\sqrt{kRT_n}}\right)_{нат} = \left(\frac{u_2}{\sqrt{kRT_n}}\right)_{мод}$, т.е. $u_{2нат} = u_{2мод}$ при работе на одинаковом газе (воздухе) с одинаковой начальной температуре.

Массовый расход на расчетном режиме равен $\bar{m}_p = \Phi_p \rho_n^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$. То есть, в данном случае:

$$D_{2нат} = D_{2мод} \sqrt{\frac{\bar{m}_{нат}}{\bar{m}_{мод}}}. \quad (7.7.2)$$

Это соотношение определяет масштаб моделирования всех линейных размеров проточной части при равенстве лопаточных углов и количества лопаток. Скорость вращения ротора при равенстве окружных скоростей:

$$n_{нат} = n_{мод} \frac{D_{2нат}}{D_{2мод}}. \quad (7.7.3)$$

Принятая последовательность ряда ПЦК общего назначения включает машины с производительностью 63, 100, 160, 250, 500 м³/мин и т.д. Таким образом, ближайший больший компрессор будет иметь диаметр

РК $D_{2\text{нат}} = 1,41D_{2\text{мод}}$, $n_{\text{нат}} = 0,709n_{\text{мод}}$, а ближайший меньший компрессор — $D_{2\text{нат}} = 0,80D_{2\text{мод}}$, $n_{\text{нат}} = 1,25n_{\text{мод}}$.

Изложенный способ моделирования — приближенный. Условие равенства критериев Рейнольдса $Re_u = \frac{u_2 D_2}{\mu} \rho_n^* = \text{idem}$ не обеспечивается,

поскольку у природы и модели не одинаковые диаметры РК при равенстве других параметров, определяющих Re_u . Такое проектирование гарантирует практическую точность рассчитанных характеристик при условии, что движение газа в проточной части носит турбулентный характер. Известно, что при «физических» значениях чисел Рейнольдса

$Re_w = \frac{wl}{\mu} \rho > 10^5$ течение остается турбулентным и неравенство

$Re_{u\text{нат}} \neq Re_{u\text{мод}}$ слабо сказывается на газодинамических характеристиках.

Однако такой газодинамический расчет неприемлем, если в проточной части модели или природы течение ламинарное. Практически речь может идти о неприемлемости моделирования очень маленького компрессора по характеристикам большого, или моделировании компрессора, работающего с разреженным газом, когда низкие значения критерия газа связаны с низкой плотностью газа.

О проектировании по характеристикам модельных ступеней. Предварительный расчет ЦК дает информацию о том, какой расход и напор должны иметь его ступени, и при каких параметрах газа в проточной части они работают. В разделе «Исходные параметры проектирования» показано, как эти параметры связаны с безразмерными коэффициентами проектирования, критериями подобия и конструктивными ограничениями, определяющими в конечном итоге форму проточной части ступени, и ее газодинамические характеристики. Крупные компрессоростроительные фирмы и проектно-исследовательские организации располагают наборами предварительно отработанных и испытанных модельных ступеней, которые должны перекрывать диапазон возможных безразмерных параметров ступеней реальных ЦК:

– из-за уменьшения объемного расхода в проточной части первые ступени имеют большие коэффициенты расхода $\Phi_{\text{расч}}$, чем последующие.

У большинства ПЦК значения коэффициентов расхода не выходят за пределы $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,08 \div 0,02$ для первых и последних ступеней соответственно. Применение осерадиальных РК на первых ступенях с $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,10 \div 0,14$ позволяет повысить КПД и уменьшить размеры ЦК. У некоторых ступеней ЦВ расчетный коэффициент расхода достигает $\Phi_{\text{расч}} = 0,20$ и даже более.

Для ПЦК высокого и сверхвысокого давления характерна малая объемная производительность $\bar{V}_n = \frac{N_i}{H_i \rho_n} = \frac{N_i R T_n}{H_i p_n}$. Из-за конструктивных ограничений у них нельзя применить оптимальную быстроходность, поэтому приходится применять малорасходные ступени с $\Phi_p \approx 0,025 \div 0,010$, и даже менее 0,005 в отдельных случаях. Таким образом, если компрессоростроитель производит все типы ПЦК, он должен располагать набором модельных ступеней, по крайней мере, в диапазоне $\Phi_p \approx 0,010 \div 0,12$;

– как известно, рабочие колеса с разными коэффициентами теоретического напора $\psi_{T_{расч}} = c_{u2} / u_2$ имеют разный наклон напорной характеристики и разную степень реактивности. Ступени с РК с малыми $\psi_{T_{расч}}$ имеют более высокий КПД и хорошо работают при расходах меньше расчетного. Ступени с большими $\psi_{T_{расч}}$ обеспечивают большее отношение давлений при заданной окружной скорости и лучше работают при $\Phi > \Phi_{расч}$. «Идеальный» набор модельных ступеней для проектирования ПЦК должен перекрывать диапазон $\psi_{T_{расч}} \approx 0,45 \div 0,75$ и до 0,90 в некоторых случаях;

– главное конструктивное ограничение, которое следует учесть при формировании ряда модельных ступеней, это втулочное отношение. У многоступенчатых ПЦК с последовательным расположением РК на валу для обеспечения жесткости ротора в отдельных случаях достаточно иметь $\bar{D}_{вт} = D_{вт} / D_2 = 0,25$ («гибкий» ротор ПЦК умеренного давления), которое нужно увеличивать до $\bar{D}_{вт} = 0,40 \div 0,45$ у компрессоров высокого и сверхвысокого давления для обеспечения более высокой жесткости ротора;

– комбинация критериев подобия k, M_u, Re_u индивидуальна для каждой ступени реального ПЦК. Например, если расположенные на одном валу рабочие колеса имеют одинаковый диаметр, то с ростом номера ступени величина M_u уменьшается из-за роста температуры газа. При этом величина Re_u увеличивается, так как возрастает плотность газа. У большинства ЦК промышленного назначения критерий сжимаемости лежит в пределах $M_u \approx 0,50 \div 1,0$. Показатель изоэнтропии для разных газов меняется в пределах от $k = 1,074$ (н-Пентан) до $k = 1,68$ (неон). Условное число Рейнольдса $Re_u \approx 5 \dots 6 \cdot 10^6$ у небольших воздушных ПЦК, и возрастает на 2 порядка у ПЦК высокого и сверхвысокого давления.

«Идеальный» набор модельных ступеней должен перекрывать диапазон двух главных газодинамических параметров $\Phi_{расч}$ и $\psi_{T_{расч}}$ при

разных значениях втулочного отношения $\bar{D}_{вт}$. Следует напомнить так же о разных свойствах ступеней с безлопаточными и лопаточными диффузорами, что удваивает набор модельных ступеней, и о различиях ступеней промежуточного и конечного типов, что еще раз удваивает потребное количество модельных ступеней. Кроме того, ступени должны иметь оптимальную форму проточной части для каждой из возможных комбинаций критериев подобия k , M_u , Re_u .

Количество комбинаций параметров конкретных ступеней практически неисчислимо. Количество модельных ступеней, перекрывающих диапазон того или иного параметра, должно быть достаточно велико. Например, чтобы перекрыть диапазон $\Phi_{расч} = 0,01 \div 0,11$ с отношением коэффициентов расхода соседних ступеней $\Phi_{расч_{i+1}} / \Phi_{расч_i} = 1,25$, требуется 10 модельных ступеней. В этом случае без существенной ошибки форма ПЧ и газодинамические характеристики каждой конкретной ступени могут быть рассчитаны путем интерполяции данных по двум соседним модельным ступеням ряда. Таким образом, «идеальный» ряд должен состоять из сотен и сотен модельных ступеней. В 1990-х гг. западные специалисты оценивали стоимость разработки и испытания одной модельной ступени в 180÷250 тысяч долларов США. Создание «идеального» ряда модельных ступеней невозможно по финансовым и трудовым затратам.

В реальной практике газодинамических расчетов необходимо выделить наиболее существенное и пренебречь второстепенным. Один из известных рядов из примерно 40 модельных ступеней охватывает диапазон расчетных коэффициентов расхода $\Phi_{расч} \approx 0,0038(!) \div 0,075$, втулочных отношений $\bar{D}_{вт} = 0,28 \div 0,45$ при двух значениях коэффициентов теоретического напора $\psi_{Трасч}$ (среднем и небольшом). Все ступени промежуточного типа с БЛД. Ступени испытаны на воздухе ($k = 1,4$) при $Re_u \approx 6 \cdot 10^6$ и в диапазоне $M_u \leq 0,95$ (испытания проведены при разной скорости вращения ротора модельных ступеней).

При создании рядов исключают ступени и испытания с нетипичными и редко встречающимися комбинациями параметров. Например, высокорасходные ступени характерны для ПЦК низкого давления, а большие втулки — для ПЦК высокого и сверхвысокого давления. Другой пример: малорасходные ступени используют в ПЦК высокого и сверхвысокого давления при небольших числах Маха. Их испытания при высоких M_u не имеют существенного значения.

Проектирование ПЦК по характеристикам модельных ступеней — достаточно надежный способ. При этом надо иметь в виду приближенный характер моделирования:

- учет влияния критериев Re_u и k приближенный, или отсутствует вовсе;
- форма ПЧ и газодинамические характеристики натуральных ступеней получают интерполяцией данных по близким модельным ступеням;
- входной патрубок и выходное устройство часто не входят в состав модельных ступеней. Их роль учитывается введением в расчет коэффициентов потерь, величина которых может не совпасть с действительными значениями.

Характеристики модельных ступеней и их использование. На рис. 7.7.4 приведены характеристики нескольких модельных ступеней кафедры КВХТ. Ступени испытывались в диапазоне $M_u = 0,55 \div 0,90$. Характеристики тех из них, которые разработаны для применения в ПЦК газовой промышленности, приведены при характерном для области применения $M_u = 0,60$, для других — при значениях M_u , типичных для их области применения.

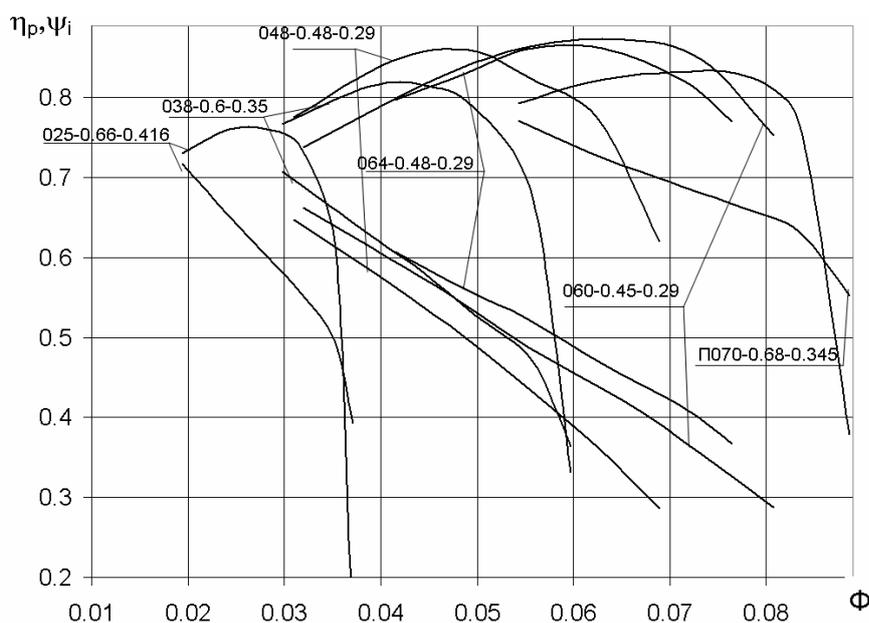


Рис. 7.7.4. Газодинамические характеристики некоторых модельных ступеней кафедры КВХТ

На рис. 7.7.5 приведены характеристики ступени с лопаточным диффузором при трех значениях M_u . Влияние критерия сжимаемости на характеристики ступени поясняется в следующем подразделе.

При использовании характеристик при проектировании в качестве расчетного обычно выбирают режим максимального КПД: $\Phi_{расч} = \Phi_{opt}$. Если для ПЦК важны режимы работы с $\Phi \leq \Phi_{расч}$, следует выбрать расчетный режим несколько правее оптимального, и наоборот.

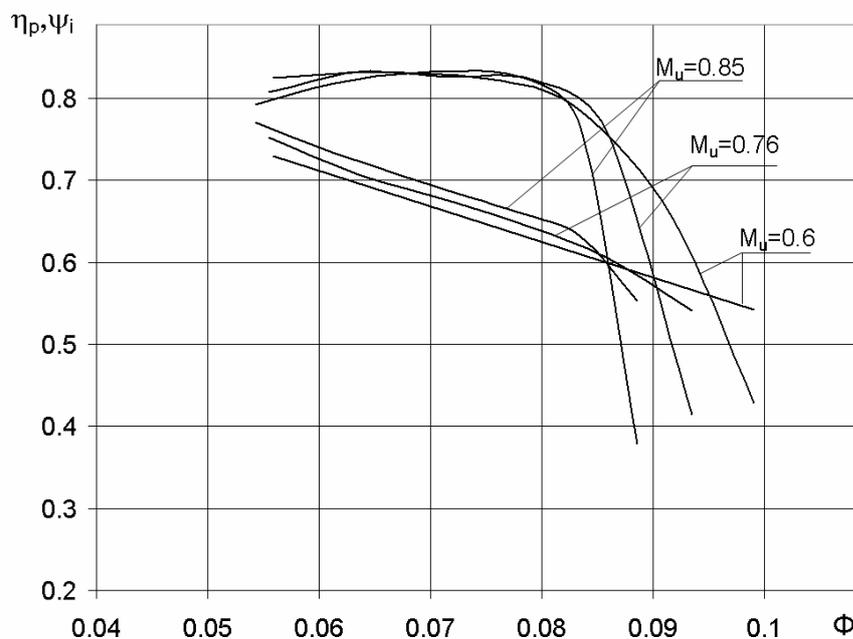


Рис. 7.7.5. Газодинамические характеристики модельной ступени типа «П 0,070-0,68-0,345» при $M_u = 0,6$, $M_u = 0,76$, $M_u = 0,85$

Представленные на рисунках безразмерные характеристики в виде $\eta, \psi_i = f(\Phi)$ достаточны для газодинамического проектирования по подобию. При выбранной окружной скорости диаметр РК проектируемой ступени (определяется из уравнения расхода)

$$D_2 = \sqrt{1,273 \frac{\bar{m}}{\rho_0^* u_2}} \quad (\text{м}),$$

скорость вращения равна $n = \frac{60u_2}{3,141D_2}$ (об/мин), отношение давлений

$$\pi = \left(1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right)^{\frac{k-1}{k\eta}}, \quad \text{потребляемая мощность } N_i = \Phi \psi_i 0,785 D_2^2 \frac{P_0^*}{RT_0^*} u_2^3$$

(вт). Обычно представляемые на графиках характеристики коэффициента политропного напора $\psi_p = \eta \psi_i = f(\Phi)$ помогают определить режим критического расхода, который соответствует максимуму этого коэффициента.

Влияние критерия сжимаемости M на газодинамические характеристики. Основные закономерности влияния главного критерия сжимаемости рассматривались выше:

– с ростом $M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_0^*}}$ увеличиваются значения критериев Маха на входе в РК $M_{w1} = \frac{\bar{w}_1 u_2}{\sqrt{kRT_0}}$ и в диффузор $M_{c2} = \frac{\bar{c}_2 u_2}{\sqrt{kRT_2}}$. Средняя

диффузорность межлопаточных каналов увеличивается $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{f_1 \rho_1}{f_2 \rho_2}$,

$$\dot{c}_d = \frac{c_4}{c_3} = \frac{f_3 \rho_3}{f_4 \rho_4}.$$

Рост диффузорности влечет рост вихревых потерь:

– в струйках тока на задней поверхности лопаток скорость меняется в большей степени, чем в среднем по каналу. Соответственно сильнее проявляется отрицательная роль сжимаемости;

– нагрузка лопаток и пики скорости при обтекании входной кромки приводят к тому, что максимальное число Маха на поверхности лопатки достигает значения $M_{w\max} = 1,0$ при еще дозвуковом потоке на входе в решетку. Как известно, при $M_{w\max} > 1,0$ последующий скачек уплотнения вызывает отрыв потока и резкий рост потерь. Значение M_{w1} , при котором местная скорость звука достигает единицы, называется критическим. На расчетном режиме для РК ПЦК $M_{wcr} \approx 0,60 \div 0,75$ в зависимости от стеснения потока на входе лопатками (коэффициент τ_1) и нагрузки лопаток вблизи входной кромки. Пики скорости особенно велики при ударном обтекании, при углах атаки больше и меньше расчетных, т.е. при расходах газа меньше и больше расчетного. На нерасчетных режимах критические числа Маха резко снижаются из-за ударных пиков скорости при обтекании входных кромок.

В связи со сказанным следует ожидать снижения КПД ступени на расчетном режиме с ростом M_u . При нерасчетных режимах КПД снижается сильнее из-за того, что с ростом M_u местные числа Маха приближаются к единице и превосходят ее быстрее, чем на расчетном режиме. Более быстрое снижение КПД на нерасчетных режимах приводит к более быстрому уменьшению полезного напора. Сужается диапазон расходов, в котором может работать ступень.

Применительно к центробежным ступеням следует иметь в виду еще одну сторону проявления сжимаемости. В отличие от ступеней ОК, центробежные ступени могут развивать значительно большее отношение

давлений, с соответствующим более сильным изменением плотности газа в проточной части.

На рис. 7.7.6 показаны характеристики центробежной ступени РК2Д+ЛД+Улитка, рассчитанной Методом универсального моделирования для работы с $M_u = 1,20$.

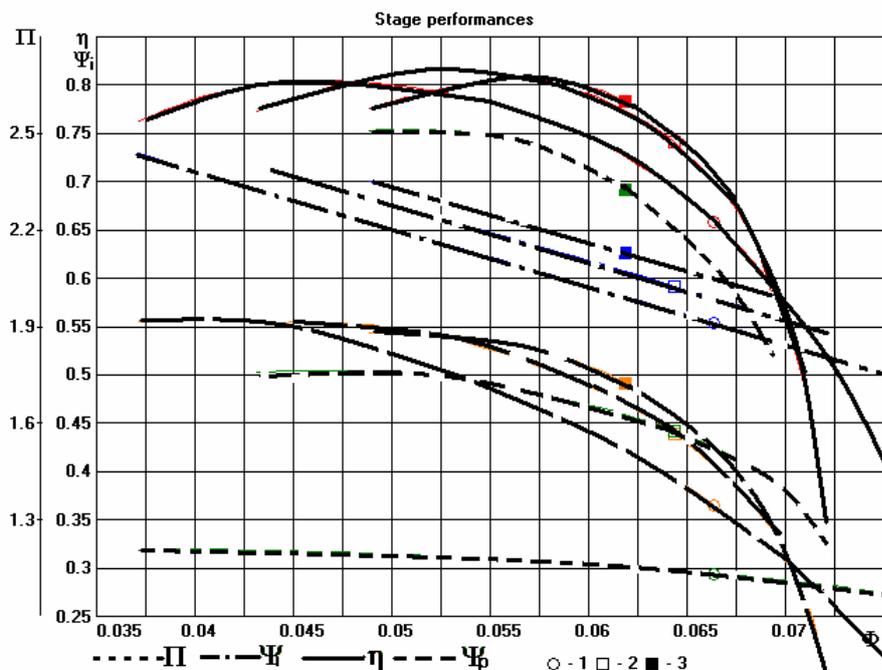


Рис. 7.7.6. Влияние условного числа Маха на характеристики центробежной ступени с ЛД. 1- $M_{u\text{ расч}} = 1,20$, 2- $M_u = 0,90$, 3- $M_u = 0,50$ (Расчет Методом универсального моделирования)

При уменьшении условного числа Маха КПД сначала возрастает из-за уменьшения коэффициентов потерь РК и ЛД, а затем снижается из-за того, что минимальные коэффициенты потерь этих элементов соответствуют разным коэффициентам расхода – рис. 7.7.7

Показанное на рис. 7.7.7 влияние M_u на характеристики элементов ступени объясняется следующим. Ступень спроектирована на условия работы при $M_{u\text{ расч}} = 1,20$. На расчетном режиме размеры входа в РК и ЛД выбраны так, чтобы в этих элементах осуществлялось безударное обтекание лопаток. Соотношение коэффициентов расхода на входе в РК и

$$\text{в ЛД на расчетном режиме равно } (\varphi_1 / \varphi_3)_p = \frac{\pi D_3 b_3}{\pi D_1 b_1} \left(\frac{\rho_3}{\rho_1} \right)_p.$$

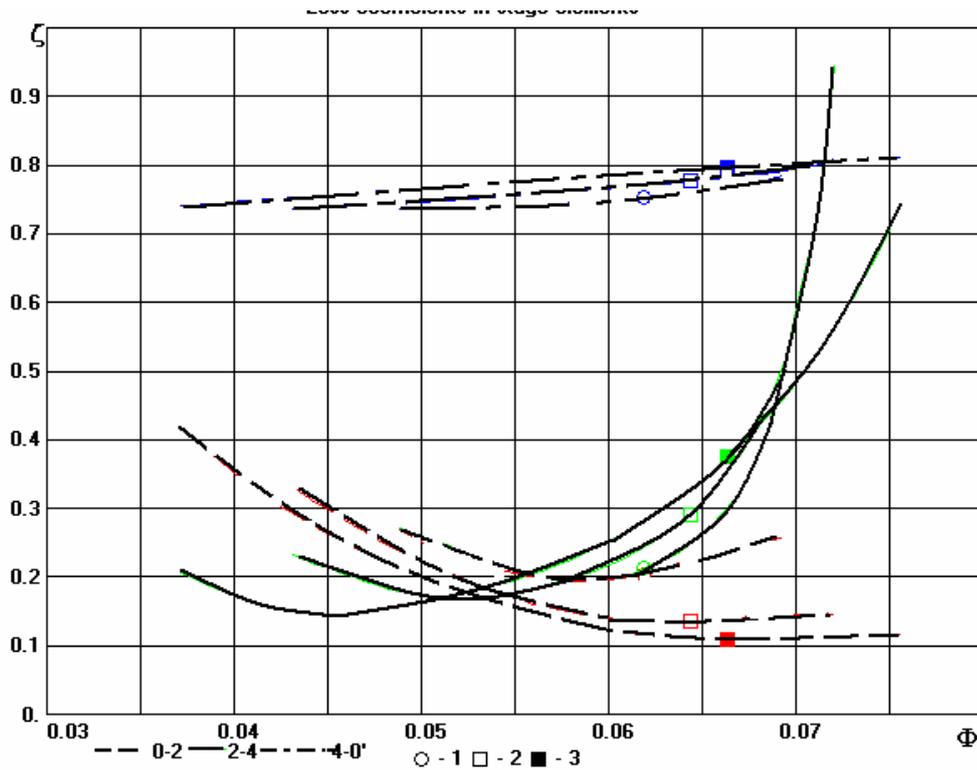


Рис. 7.7.7. Влияние условного числа Маха на характеристики рабочего колеса, лопаточного диффузора и улитки центробежной ступени $\zeta = f(\Phi)$ при $M_u \leq M_{u\text{ расч}}$. 1- $M_{u\text{ расч}}=1,20$, 2- $M_u=0,90$, 3- $M_u=0,50$
(Расчет Методом универсального моделирования)

При уменьшении M_u отношение плотностей ρ_3/ρ_1 приближается к единице. Значению безударного коэффициента расхода на входе в РК φ_{1p} соответствует значение коэффициента расхода на входе в ЛД, которое больше безударного: $\varphi_3 > \varphi_{3p}$. Лопатки ЛД обтекаются с отрицательным углом атаки при безударном обтекании лопаток РК. Рассогласование двух основных элементов ступени приводит к снижению КПД, хотя коэффициенты потерь этих элементов ниже, чем при расчетном числе Маха.

Итак, если центробежная ступень спроектирована для работы при небольших числах $M_u > 0,65 \div 0,70$, то при больших числах Маха по всем причинам следует ожидать снижения КПД, сначала на нерасчетных режимах, а затем и на расчетном — рис. 7.7.8

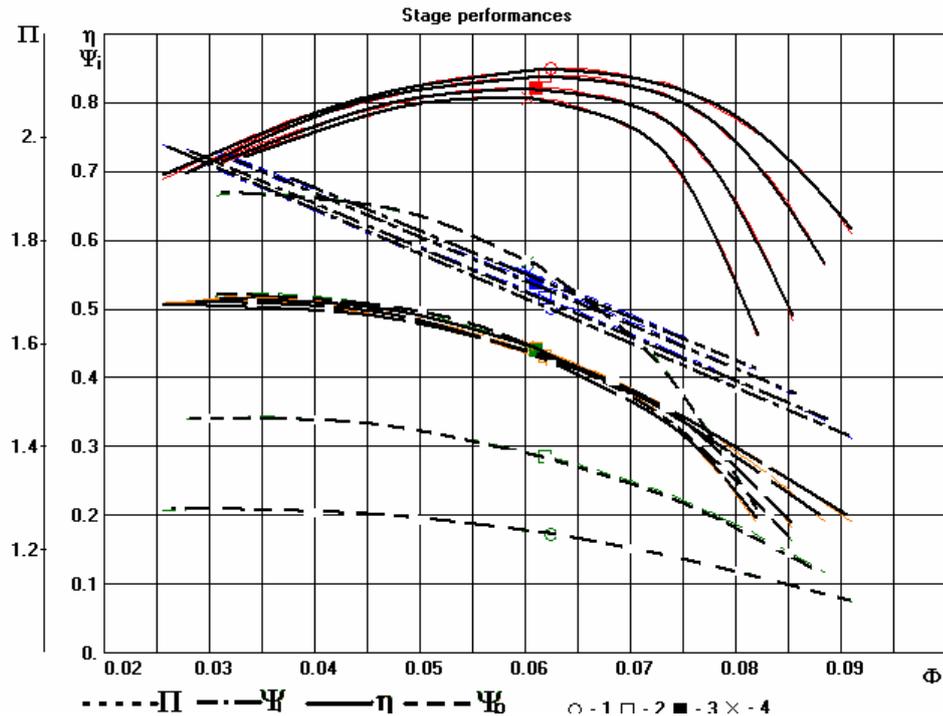


Рис. 7.7.8. Характеристики промежуточной ступени с безлопаточным диффузором при $M_u = 0,60; 0,75; 0,90; 1,0$. Проектное значение $M_{u \text{ расч}} = 0,60$ (Метод универсального моделирования)

У ступеней, спроектированных для работы при больших $M_{u \text{ расч}}$, на режимах с меньшими числами Маха возможно снижение КПД из-за рассогласования элементов. Это особенно характерно для ступеней с лопаточными диффузорами.

Влияние показателя изэнтропы $k = \frac{c_p}{c_v}$. Как правило, испытание модельных ступеней происходит на стендах с открытым контуром, т.е. они работают на воздухе при $k = 1,40$. Как указывалось выше, газы, на которых работают ПЦК, могут сильно различаться по значениям показателей изэнтропы — от $k = 1,074$ (н-Пентан) до $k = 1,68$ (неон). Значение k определяет изменение плотности в ступени вместе с основным критерием сжимаемости M_u :

$$\frac{\rho_{0'}}{\rho_0} = \frac{\pi}{T_{0'}/T_0} = \frac{(T_{0'}/T_0)^{\frac{n}{n-1}}}{T_{0'}/T_0} = \left(1 + (k-1)\Psi_i M_u^2\right)^{\frac{1}{n-1}}, \quad (7.7.4)$$

$$\text{где } n = \frac{\delta}{\delta - 1}, \delta = \frac{k}{k - 1} \eta.$$

В общем, влияние показателя изоэнтропы должно проявляться тем сильнее, чем больше числа Маха в потоке. Характер влияния k и M_u на безразмерные характеристики демонстрируют результаты расчета, представленные на рис. 7.7.9 и 7.7.10.

Результаты расчетов можно суммировать так:

– в диапазоне критериев M_u и k , характерных для ступеней ПЦК, в расчетной точке безразмерные коэффициенты η и ψ_p практически не зависят от величины показателя изоэнтропы;

– безразмерный коэффициент — отношение давлений π растет с ростом показателя изоэнтропы. Расчеты показывают, что отношение давлений начинает расти с уменьшением k при высоких числах M_u , характерных для сверхзвуковых ступеней;

– выявленное при расчетах влияние показателя изоэнтропы на КПД при $\Phi < \Phi_p$ связано с проявлением сжимаемости, которое ведет к рассогласованию рабочего колеса и лопаточного диффузора — рис. 7.7.11, на котором приведены характеристики коэффициентов потерь РК и ЛД ступени при малом и большом значении k . При $k = 1,1$ характеристика ЛД сдвинута вправо, что объясняет более высокий КПД ступени при $\Phi > \Phi_p$ на рис. 7.7.9 и 7.7.10.

Представленные на рисунках данные показывают, что при определении газодинамических параметров на расчетном режиме у ПЦК, работающих с любыми газами, можно пользоваться значениями $\eta_{расч}$ и $\psi_{iрасч}$ модельных ступеней, испытанных на воздухе без каких-либо корректив. Расчеты характеристик при $\Phi < \Phi_{расч}$ в принципе требуют учета рассогласования характеристик РК и ЛД. Это можно сделать с помощью программ Метода универсального моделирования.

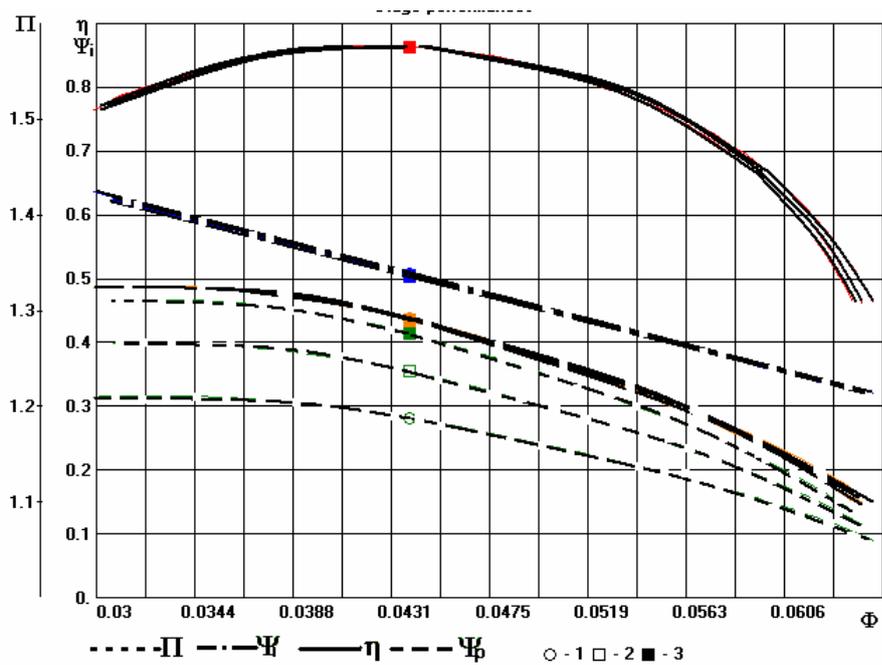


Рис. 7.7.9. Характеристики промежуточной ступени с лопаточным диффузором при $k = 1,1; 1,4$ и $1,65$. $M_u = M_{u\text{расч}} = 0,60$. Расчет Методом универсального моделирования

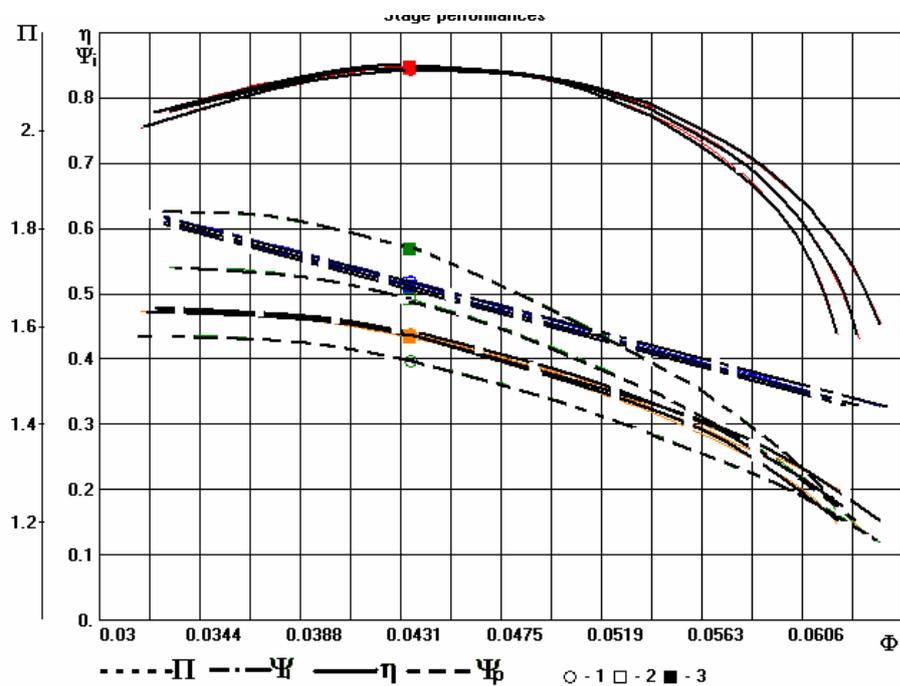


Рис. 7.7.10. Характеристики промежуточной ступени с лопаточным диффузором при $k = 1,1; 1,4$ и $1,65$. $M_u = 0,95$ при $M_{u\text{расч}} = 0,60$. Расчет Методом универсального моделирования

При $k = 1,65$ смещение характеристики ЛД влево объясняет, почему КПД больше при $\Phi < \Phi_p$.

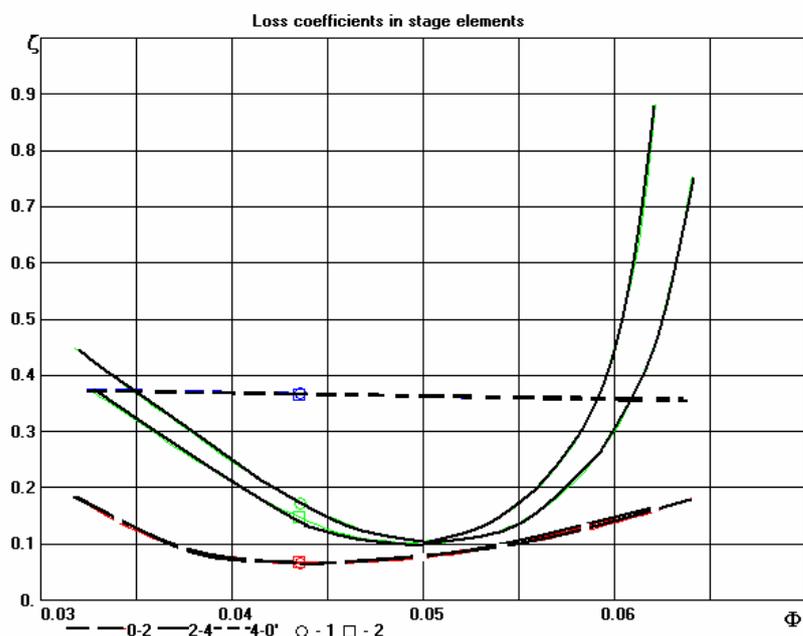


Рис. 7.7.11. Характеристики коэффициентов потерь рабочего колеса и лопаточного диффузора промежуточной ступени при $k = 1,1$ и $1,65$. $M_u = 0,95$ при $M_{u\text{ расч}} = 0,60$, $k_p = 1,4$. Расчет Методом универсального моделирования

Влияние критерия Рейнольдса и шероховатости поверхностей ПЧ. Критерий Рейнольдса характеризует соотношение между силами инерции и силами трения, возникающие при движении газа в проточной части. Этот критерий оказывает разное влияние на потери напора при ламинарном и турбулентном режимах течения. На рис. 7.7.12 показана зависимость безразмерных коэффициентов сопротивления цилиндра и шара в зависимости от критерия Рейнольдса. Видно, что сопротивление резко снижается и становится практически постоянным при $Re \geq 10^5 \div 10^6$.

Выделенная штриховыми линиями часть графиков на этом рисунке соответствует области перехода между ламинарным и турбулентным режимами течения. Как известно, турбулентный слой более устойчив к отрыву, поэтому при его турбулизации с ростом Re зона отрыва в кормовой части цилиндра и шара уменьшается. Это и приводит к уменьшению вихревых потерь. Изменение критерия Рейнольдса в турбулентной области не меняет вихревых потерь, что следует иметь в виду.

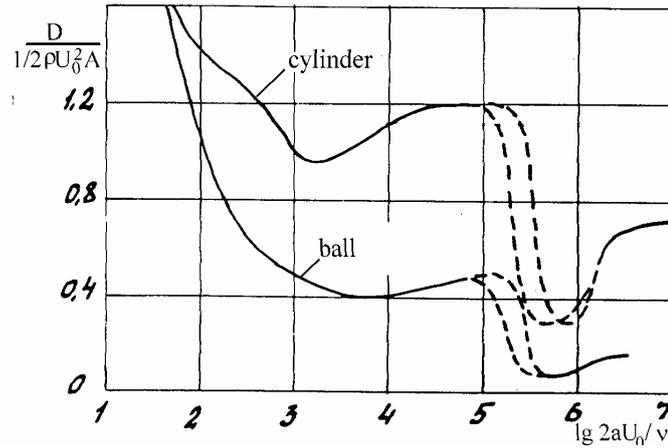


Рис. 7.7.12. Сопротивление цилиндра и шара в зависимости от критерия Рейнольдса [3]

В качестве основы для анализа влияния критерия Рейнольдса на потери трения обычно используют экспериментальные данные по сопротивлению труб. Трубы испытываются при разных числах Рейнольдса и относительной шероховатости стенок:

$$Re = \frac{cd}{\nu} = \frac{cd}{\mu} \rho = \frac{\bar{m}}{\frac{\pi}{4} d \mu}, \text{ т.к. } c = \frac{\bar{m}}{\rho \frac{\pi}{4} d^2}, \quad (7.7.5)$$

$\bar{k}_{ш} = \frac{k_{ш}}{d}$, где $k_{ш}$ — максимальная высота неровностей.

Экспериментальные данные представляются в виде зависимостей безразмерного коэффициента трения:

$$\lambda = \frac{\tau}{\frac{\rho c^2}{2}} = f(Re, \bar{k}_{ш}), \quad (7.7.6)$$

где $\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial n}$ — касательное напряжение трения с учетом турбулентности.

Потери напора из-за трения газа о стенки трубы равны:

$$h_w = \frac{\Delta p}{\rho} = \lambda \frac{l}{d} 0,5c^2. \quad (7.7.7)$$

Эта формула и другие формулы в этом разделе справедливы для каналов с поперечным сечением **любой формы** при условии, что вместо диаметра круглой трубы d используется так называемый **гидравлический диаметр**:

$$d_r = \frac{4f}{U}, \quad (7.7.8)$$

где f — поперечное сечение канала, U — его смоченный периметр.

Наиболее известны данные Никурадзе по испытанию труб с «песочной» шероховатостью (к поверхности приклеены песчинки разного размера $k_{ш}$) и данные Мууди по испытанию труб с «технической», точнее с естественной (коррозия, загрязнение) шероховатостью, представленные на рис. 7.7.13.

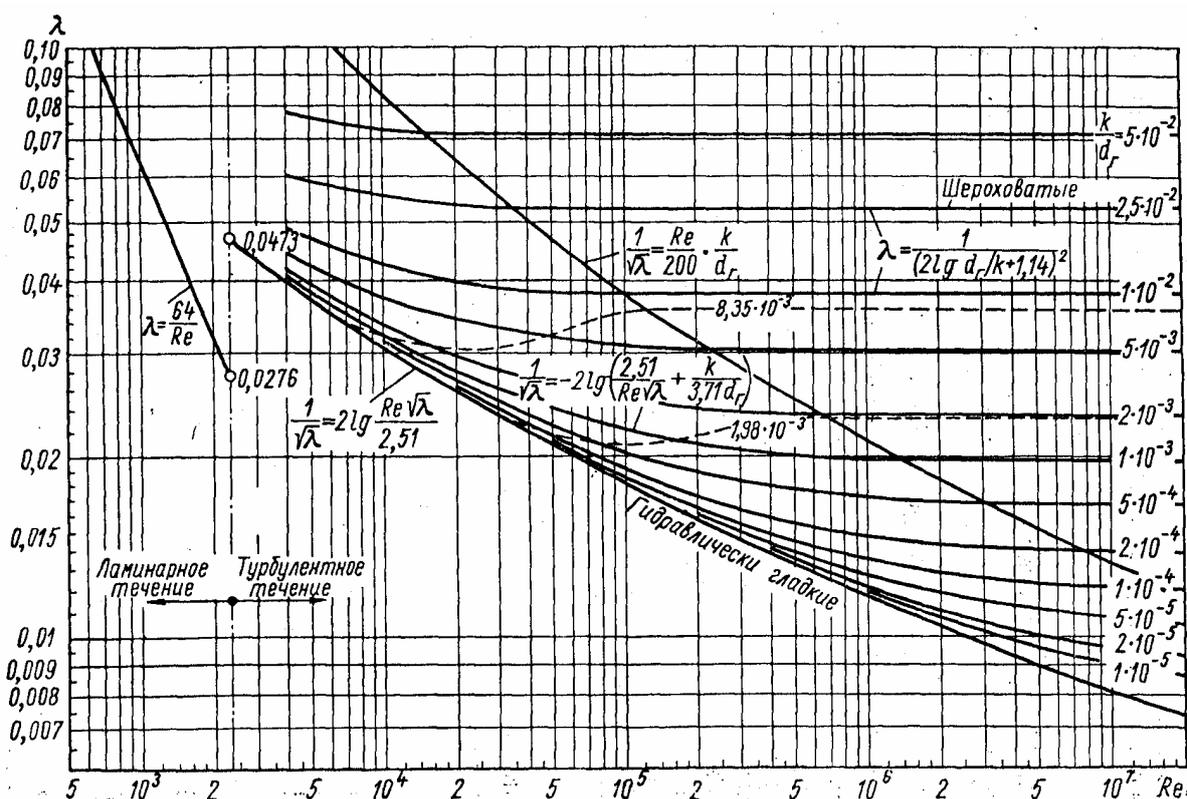


Рис. 7.7.13. Зависимость коэффициента трения λ от числа Re и относительной шероховатости k для труб: сплошные линии — данные Мууди; штриховые линии — данные Никурадзе

Эксперименты показали наличие разных режимов течения:

– ламинарный поток при $Re < 2,1 \cdot 10^3$. Здесь данные экспериментов хорошо описываются формулой:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (7.7.9)$$

– турбулентное течение вдоль гидравлически гладкой поверхности (шероховатости закрыты ламинарным подслоем). Коэффициент трения уменьшается с ростом Re . В диапазоне $Re = 2,1 \cdot 10^3 \div 10^5$ экспериментальные данные хорошо аппроксимируются формулой:

$$\lambda_{гр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (7.7.10)$$

При больших числах Рейнольдса в [15] рекомендована формула:

$$\lambda_{гр} = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}. \quad (7.7.11)$$

По данным отсюда же предельная величина шероховатости, при которой поверхность является гидравлически гладкой, уменьшается с ростом Re по такому соотношению:

$$\bar{k}_{ш\text{пред}} \leq \frac{8,15}{Re \sqrt{0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}}}. \quad (7.7.12)$$

– течение вдоль шероховатой поверхности — автомодельность по критерию Рейнольдса. При невыполнении условия (7.7.12) ламинарный подслой становится тоньше высоты неровностей. Сопротивление движению определяется вихреобразованием при обтекании выступающих неровностей. Большинство поверхностей ПЧ обработано механически, поэтому характер неровностей зависит от направления обрабатывающего инструмента (резца, фрезы). На рис. 4.3.5 (раздел 4.3) показана схема образования вихрей при движении газа поперек и вдоль неровностей.

При обтекании шероховатой поверхности сопротивление не зависит от числа Рейнольдса. То есть, при переносе данных модельного компрессора на натурный, условие $Re = idem$ не является обязательным. В просторечии говорят, что имеет место «автомодельность по Рейнольдсу». Значение числа Рейнольдса, при превышении которого коэффициент

трения перестает зависеть от критерия Рейнольдса (граница автомодельности) определяется формулой:

$$\text{Re}_{га} = \frac{195}{\bar{k}_{ш} \sqrt{0,032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}}}. \quad (7.7.13)$$

В зоне автомодельности КПД и коэффициент напора модельного и натурального компрессоров будут одинаковы, если у них одинаковая относительная шероховатость, которая определяет коэффициент трения:

$$\lambda_{ам} = \frac{1}{(21\lg(1/2\bar{k}) + 1,74)^2}. \quad (7.7.14)$$

– переходная зона, в которой коэффициент трения зависит и от критерия Рейнольдса, и от шероховатости. Здесь экспериментальные данные аппроксимируются формулой:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{пер}}} = 21\lg \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda_{пер}}} + 0,270\bar{k}_{ш} \right). \quad (7.7.15)$$

Исследования влияния критерия Рейнольдса и шероховатости на газодинамические характеристики турбомашин выполнены в разных странах применительно к осевым и радиальным компрессорам, турбинам и насосам. При всем разнообразии подходов, полученные авторами результаты качественно аналогичны рассмотренным выше. На рис. 7.7.14

показано влияние условного критерия Рейнольдса $\text{Re}_u = \frac{u_2 D_2}{\mu} \rho$ на КПД

нескольких центробежных насосов.

Практические рекомендации для учета неравенства критериев Рейнольдса при испытании модельного ПЦК и натурального компрессора представлены в приложении к европейскому стандарту ISO 5389:1991(E) «Турбокомпрессоры — правила определения характеристик».

Методика предполагает, что в центробежных компрессорах на расчетном режиме потери трения, зависящие от Re и $\bar{k}_{ш}$ составляют 70%. Остальные 30% — это вихревые потери, на которые Re и $\bar{k}_{ш}$ не влияют.

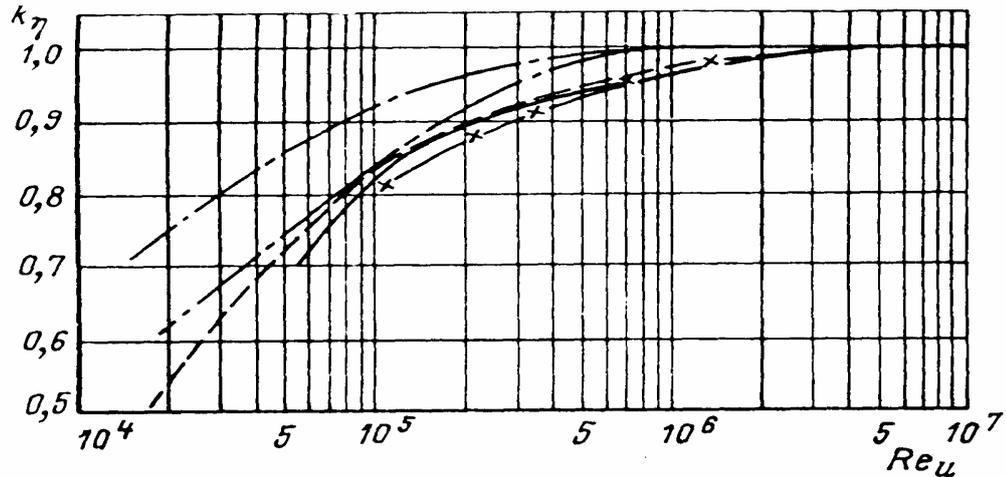


Рис. 7.7.14. Влияние условного критерия Рейнольдса $Re_u = u_2 D_2 \rho / \mu$ на КПД нескольких центробежных насосов

Изменение параметров расчетного натурального ПЦК по сравнению с модельным определяют следующие соотношения:

– потеря КПД натурального и модельного ПЦК связаны соотношением:

$$\frac{\Delta \eta_{\text{нат}}}{\Delta \eta_{\text{мод}}} = \frac{1 - \eta_{\text{нат}}}{1 - \eta_{\text{мод}}} = \frac{0,3 + 0,7 \frac{\lambda_{\text{нат}}}{\lambda_{\infty}}}{0,3 + 0,7 \frac{\lambda_{\text{мод}}}{\lambda_{\infty}}}; \quad (7.7.16)$$

– коэффициент внутреннего напора:

$$\frac{\Psi_{i\text{нат}}}{\Psi_{i\text{мод}}} = 0,5 + 0,5 \frac{\eta_{\text{нат}}}{\eta_{\text{мод}}}; \quad (7.7.17)$$

– смещение расчетного режима по расходу:

$$\frac{\Phi_{\text{расч нат}}}{\Phi_{\text{расч мод}}} = \sqrt{\frac{\Psi_{i\text{расч нат}}}{\Psi_{i\text{расч мод}}}}. \quad (7.7.18)$$

Входящие в эти формулы коэффициенты потерь определяются соотношениями в зависимости от критерия Рейнольдса и относительной шероховатости. При этом за характерное число Рейнольдса принимается:

$$\text{Re}_b = \frac{u_2 b_2}{\mu} \rho_0^* = \text{Re}_u \bar{b}_2, \quad (7.7.19)$$

т.е. за характерный линейный размер принимается высота лопаток на выходе из РК b_2 .

Шероховатость так же относится к высоте лопаток b_2 . В расчет принимается средняя высота неровностей:

$$Ra = \frac{k_{su}}{2}, \quad \bar{Ra} = \frac{Ra}{b_2}. \quad (7.7.20)$$

Входящие в формулы пересчета характеристик коэффициенты трения:

– коэффициент трения при предельном значении $\text{Re}_b = \infty$:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_\infty}} = 1,74 - 2 \lg \left(2 \frac{Ra}{b_2} \right); \quad (7.7.21)$$

– коэффициент трения модельного компрессора:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{мод}}}} = 1,74 - 2 \lg \left(2 \bar{Ra} + \frac{18,7}{\text{Re}_{b_{\text{мод}}} \sqrt{\lambda_{\text{мод}}}} \right); \quad (7.7.22)$$

– коэффициент трения натурального компрессора:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{нат}}}} = 1,74 - 2 \lg \left(2 \bar{Ra} + \frac{18,7}{\text{Re}_{b_{\text{нат}}} \sqrt{\lambda_{\text{нат}}}} \right). \quad (7.7.23)$$

Стандарт ISO 5389:1991(E) ограничивает область применения изложенной методики пересчета характеристик соотношениями критериев Рейнольдса модельного и натурального компрессоров, показанными на рис. 7.7.15.

Если речь идет о пересчете безразмерных характеристик испытанных на воздухе модельных ступеней, то характерные для них значения $\text{Re}_u \approx 5 \div 6 \cdot 10^6$. При относительной высоте лопаток модельных ступеней $b_2/D_2 \approx 0,04$ для среднерасходных ПЦК среднего давления это

эквивалентно $Re_b \approx 2 \div 2,5 \cdot 10^5$. Для малорасходных модельных ступеней ПЦК высокого давления $Re_b \approx 10^5$.

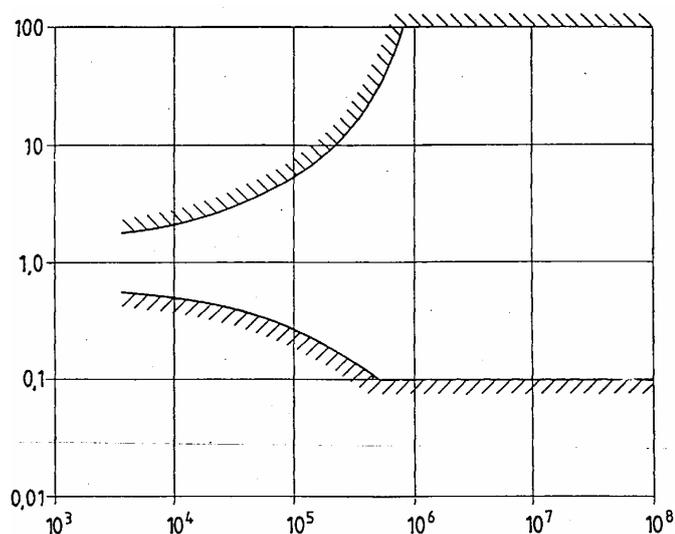


Рис. 7.7.15. Допустимый диапазон пересчета характеристик модельных испытаний на натурные условия (приложение к Международному стандарту ISO 5389:1991(E)). По оси абсцисс $Re_{бнат}$, по оси ординат $Re_{бмод}/Re_{бнат}$

В соответствии с границей применимости метода, характеристики таких модельных ступеней можно пересчитывать при $\frac{Re_{бмод}}{Re_{бнат}} \approx 0,4 \div 0,2$ и не менее 0,1 в любом случае.

В том случае, если $Re_{бмод} > Re_{бнат}$, то есть, испытания проведены при более высоких числах Рейнольдса, чем у натурального компрессора, зона пересчета практически не ограничена.

Обычная практика применения стандарта ISO 5389:1991(E) — это пересчет «воздушных» испытаний ПЦК на условия эксплуатации, как правило, при более высоких давлениях, т.е. при более высоких значениях критерия Рейнольдса, что обещает повышение КПД, расчетного расхода и полезного напора. Разумеется, производители ПЦК заинтересованы в применении методики пересчета, хотя бы в тех пределах, которые ограничены на рис. 7.7.16. Пример корректировки данных испытаний на натурные условия показан на рис. 7.7.16.

Подтверждая практическую значимость и целесообразности применения изложенной выше методики, следует указать на ее сугубо приближенный характер. Например, в основе пересчета — деление потерь

трения и отрыва $7/3$ на расчетном режиме. Можно полагать, что для ступеней разных типов это соотношение неодинаково. Из анализа рабочего процесса ясно, что в низконапорных ступенях доля потерь трения больше. Соотношение этих видов потерь не таково на нерасчетных режимах, но методика допускает параллельный перенос модельных характеристик в соответствии с изменением положения расчетной точки.

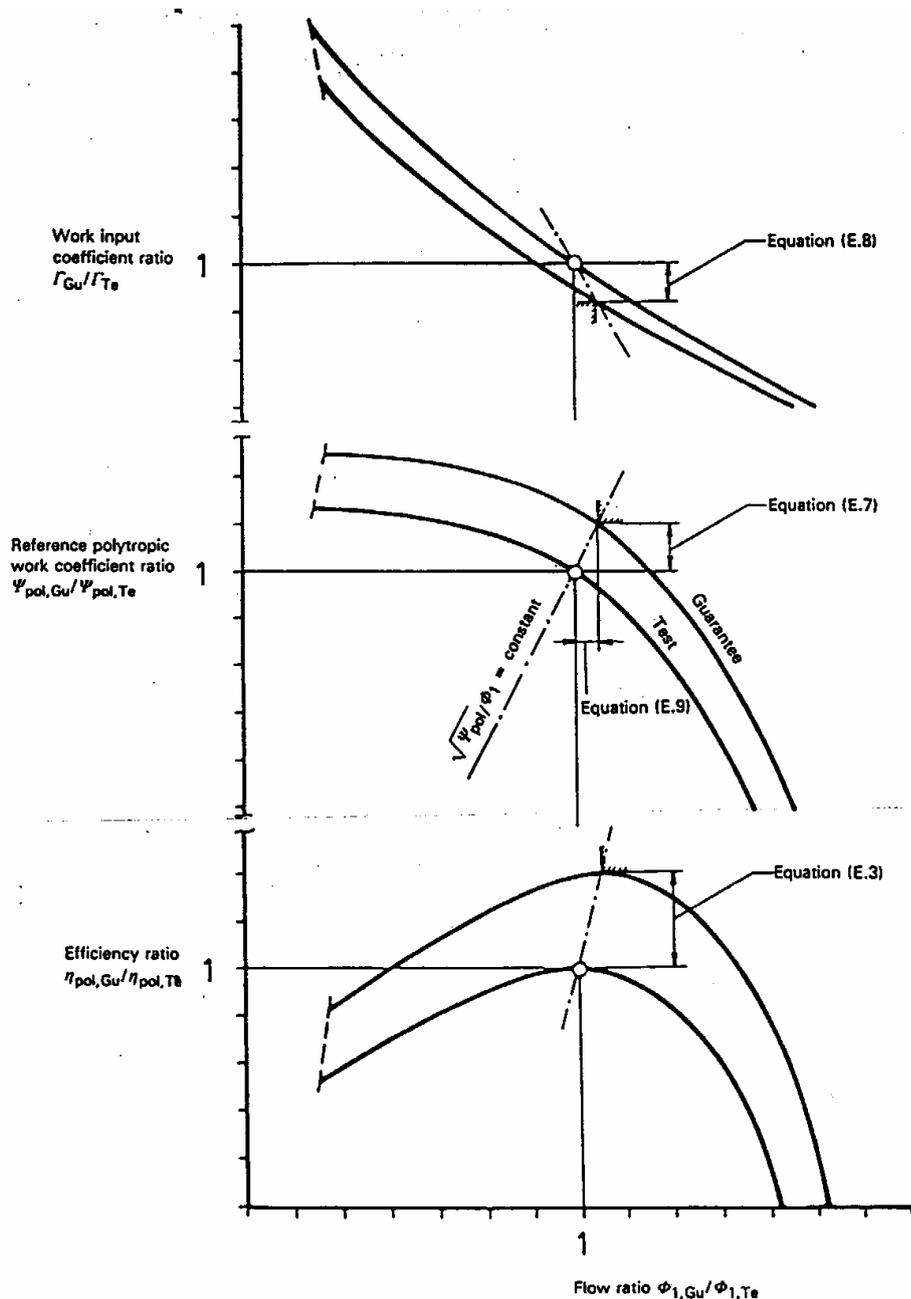


Рис. 7.7.16. Пример корректировки модельных характеристик на натурные условия. В обозначениях осей координат $G_u = \text{нат}$, $T = \text{мод}$.
(Международный стандарт ISO 5389:1991(E))

Использование аналогии с потерями трения в трубе характерно не только для изложенной методики, но и для ряда формул, предложенных другими авторами. Строго говоря, такой подход неправомерен. Течение в трубе развитое, то есть, в нем отсутствует невязкое ядро потока. Это не так для ПЧ средне- и высокорасходных ступеней, по крайней мере, для их рабочих колес. В силу описанных выше особенностей, на основном и покрывающем дисках пограничные слои очень тонкие. В направлении между лопатками измерения также показывают четкое разделение потока на вязкую и невязкую часть.

Из этого следует, что принципиально правильным может быть подход к оценке роли критерия Рейнольдса и относительной шероховатости по аналогии с обтеканием пластинки внешним потоком. В разделе 5.8 на рис. 5.8.13 показана диаграмма зависимости коэффициента силы сопротивления от критерия Рейнольдса $Re_w = \frac{w_\infty l}{\mu} \rho$ и $\frac{l}{k_{ш}}$ — величины, обратной относительной шероховатости:

$$C_f = F_{тр} / \left(\rho \frac{w_\infty^2 l}{2} \right) \left(\frac{1}{M} \right), \quad (7.7.24)$$

– коэффициент силы сопротивления трения пластинки шириной 1 м.

В Методе универсального моделирования учет влияния $Re_w, l/k_{ш}$ на газодинамические характеристики сделан на этой основе. Так как в Методе потери напора рассчитываются с учетом их деления по месту возникновения и по физической природе, нет необходимости в грубых упрощениях, используемых в методике, описанной выше. Пример расчета в области, где поверхности гидравлически гладкие, показан на рис. 7.7.17.

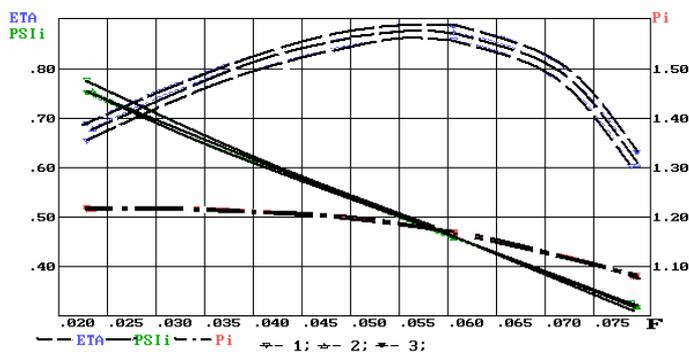


Рис. 7.7.17. Влияние условного числа Рейнольдса на безразмерные характеристики ступени с БЛД: 1 — $Re_u = 5 \cdot 10^6$; 2 — $Re_u = 5 \cdot 10^7$; 3 — $Re_u = 5 \cdot 10^8$

7.8. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТУПЕНЕЙ

Цели изменения характеристик. Главным недостатком ТК, в частности и центробежных компрессоров, является снижение КПД при нерасчетных режимах, т.е. при $\Phi < \Phi_{\text{расч}}$. В лопаточных аппаратах РК, ЛД и ОНА это происходит из-за того, что при уменьшении расхода лопаточные аппараты обтекаются с положительным углом атаки, а при увеличении расхода — с отрицательным углом атаки. В результате при увеличенном расходе полезный напор уменьшается быстрее естественного снижения напора в связи с наклоном напорной характеристики. При уменьшенном расходе полезный напор сначала растет не так быстро, как растет теоретический напор, а затем начинает уменьшаться, что вызывает недопустимое явление помпажа.

Практически важная задача — расширение зоны экономичной и устойчивой работы ступени. Речь идет о том, что при изменении состояния сети, требующей большего или меньшего расхода газа, характеристика ступени менялась бы таким образом, чтобы на новом режиме экономичность ступени была как можно большей, а граница помпажа и максимального расхода удалялись от расчетного режима.

Изменение безразмерных характеристик возможно за счет изменения формы проточной части. Логичный путь — изменение углов установки лопаточных аппаратов в соответствии с изменением треугольников скоростей при изменении расхода, или изменение поперечного сечения каналов. В центробежной ступени в зависимости от схемы присутствуют следующие лопаточные аппараты:

- концевая ступень с БЛД — один лопаточный аппарат рабочего колеса;
- то же с ЛД — лопаточные аппараты рабочего колеса и диффузора;
- промежуточная ступень с БЛД — лопаточные аппараты рабочего колеса и ОНА;
- промежуточная ступень с ЛД — все три лопаточных аппарата.

Поворот лопаток РК конструктивно сложен, тем не менее, нашел некоторое применение в крупных центробежных вентиляторах [2]. В промышленных и транспортных ЦК такое решение практически не осуществимо из-за колоссальных механических нагрузок в поле центробежных сил. Изменение формы ПЧ неподвижных элементов менее проблемно:

- поворот лопаток диффузора находит применение и будет рассмотрен ниже;

– поворот лопаток ОНА изучался экспериментально на кафедре КВХТ с положительными результатами, но из-за конструктивных сложностей перспективы использования такого способа невелики;

– как известно, в БЛД ударных потерь нет, но при $\Phi < \Phi_{\text{расч}}$ снижение его эффективности происходит из-за уменьшения угла абсолютной скорости. Автором предложен и запатентован способ улучшения работы ступени при $\Phi < \Phi_{\text{расч}}$ — уменьшение ширины БЛД по мере уменьшения расхода ступени (при уменьшении ширины БЛД угол потока в нем растет). Испытания модельной ступени с комбинированным диффузором «БЛД с $D_3/D_2 = 1,40 + \text{ЛД}$ » при разных значениях $b_3 < b_2$ показали смещение характеристик влево, и даже практическое исчезновение помпажа при очень малой ширине безлопаточной части диффузора. Практического применения такая схема пока не нашла.

Соответствующее изменение формы ПЧ неподвижных элементов уменьшает потери в них на нерасчетных расходах. При этом увеличивается полезный напор $\psi_p = f(\Phi) = \psi_i \eta$ при $\Phi < \Phi_{\text{расч}}$. Характеристика КПД становится более полой, зона работы ступени расширяется. Изменение напорной характеристики $\psi_i = f(\Phi)$ при этом не происходит.

Для смещения напорной характеристики и характеристики КПД РК нужно воздействовать на само рабочее колесо.

У некоторых ЦВ для смещения характеристик РК применяются схемы, показанные на рис. 7.8.1 а, б.

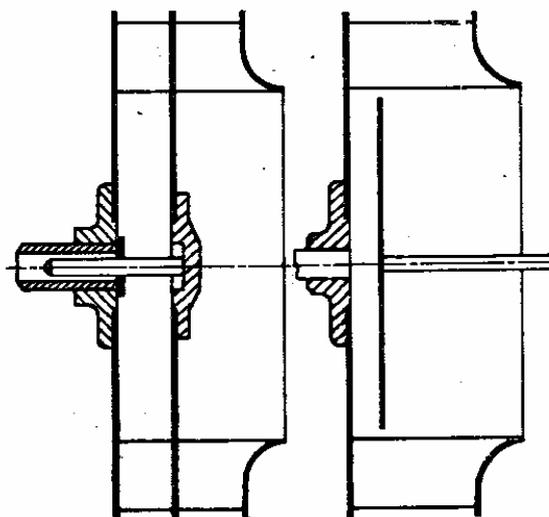


Рис. 7.8.1. Рабочее колесо с передвигными дисками [4]

В схеме «а» при перемещении основного диска вправо активная высота лопаток уменьшается, характеристика напора и КПД РК смещается в сторону меньших расходов. Более простая, но менее эффективная схема б уменьшает не высоту лопаток, но проходное сечение активной части потока на входе в РК.

Изменение закрутки потока на входе в РК. Практическое применение во всех типах ЦК находит принцип создания предварительной закрутки потока на входе в РК в зависимости от режима работы ступени. Как известно, теоретический напор и коэффициент теоретического напора определяются уравнением Эйлера:

$$h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1, \quad \psi_T = \frac{h_T}{u_2^2} = \bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1}\bar{D}_1 = (1 - \varphi_2 \operatorname{ctg}\beta_2) - \varphi_0 \operatorname{ctg}\alpha_0 \cdot \bar{D}_1.$$

На расчетных режимах ступени ЦК, как правило, не имеют предварительной закрутки. В сечении «0» на входе в РК поток движется в меридиональной плоскости, угол потока $\alpha_0 = 0$. При выходе потока из РК с углом $\beta_2 < 90^\circ$ уменьшение расхода ($\varphi_2 < \varphi_{2\text{расч}}$) ведет к росту коэффициента теоретического напора. Для того, чтобы напорная характеристики сместилась в сторону меньших расходов, на входе нужно создать положительную закрутку $c_{u0} > 0$, которая получается, если поток направлен под углом $\alpha_0 < 90^\circ$. При расходе больше расчетного, для поддержания уменьшающегося теоретического напора нужно создать отрицательную закрутку $c_{u0} < 0$ при $\alpha_0 > 90^\circ$. Входные треугольники при положительной и отрицательной закрутке показаны на рис. 7.8.2.

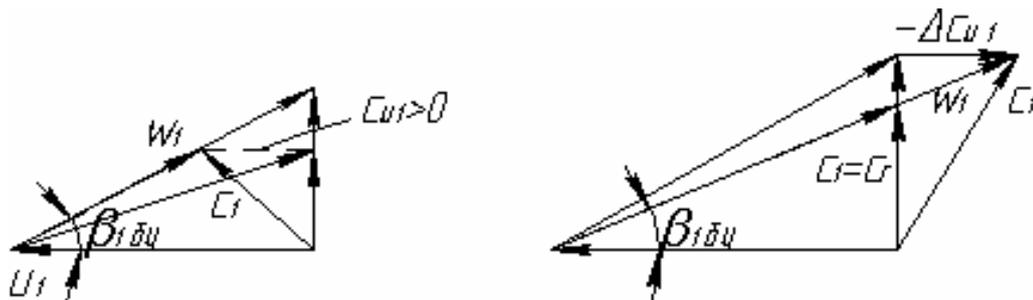


Рис. 7.8.2. Входные треугольники скоростей при создании положительной (слева) и отрицательной (справа) закрутки потока перед рабочим колесом

Соотношения между φ_0 и φ_1 , c_{u0} и c_{u1} очевидны. Так как угол потока в относительном движении равен $\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_1}{\bar{D}_1 - \bar{c}_{u1}}$, при введении положительной закрутки при том же расходе угол входа потока

увеличивается, т.е. приближается к условию безударного входа на режимах с $\varphi_1 < \varphi_{2\text{расч}}$. На режимах с $\varphi_2 > \varphi_{2\text{расч}}$ для приближения к условию безударного входа надо придавать потоку отрицательную закрутку.

Таким образом, введение положительной закрутки потока на входе в РК одновременно смещает в сторону меньших расходов и напорную характеристику, и режим безударного входа в РК. Введение отрицательной закрутки дает противоположный эффект. Примеры изменения характеристик ступеней ЦК с помощью предварительной закрутки потока рассмотрены ниже.

Изменение угла установки лопаток диффузора. Пример устройства для поворота лопаток диффузора представлен на рис. 7.8.3. Поворот лопаток в процессе работы ЦК осуществляется сервомотором по сигналу датчиков, регистрирующих изменения в состоянии сети. Назначение устройства — обеспечить преимущество ступени с ЛД над менее экономичной ступенью с БЛД, не только вблизи расчетной точки, но во всем возможном диапазоне расходов.

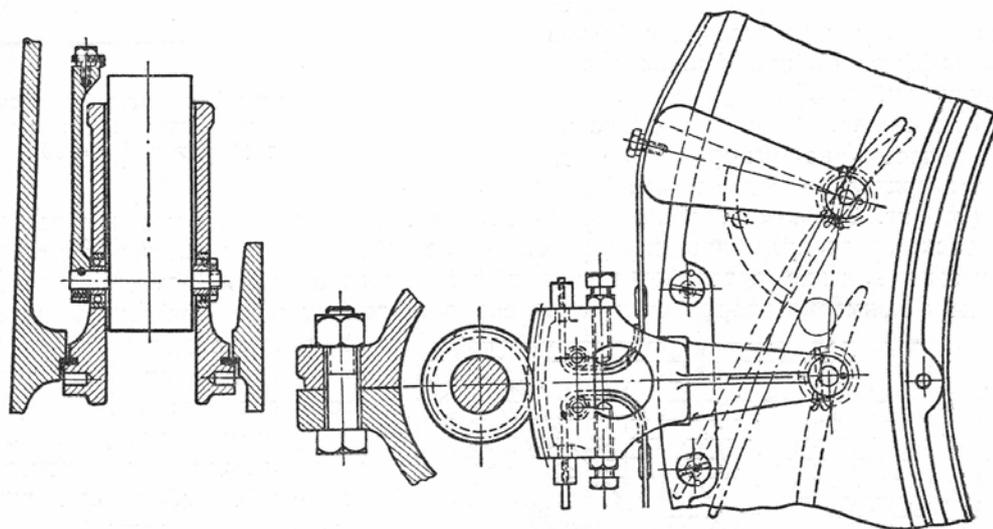


Рис. 7.8.3. Конструктивная схема устройства для поворота лопаток диффузора

На рис. 7.8.4 показаны характеристики ступени с БЛД, а ступени с ЛД на те же параметры в расчетной точке, но с различными углами установки лопаток на рис. 7.8.5. На расчетном режиме угол входа на лопатки ЛД равен $\alpha_{л3} = 23^\circ$. На рисунке показаны так же характеристики этой ступени при повороте лопаток ЛД в сторону уменьшения входного угла ($\alpha_{л3} = 18^\circ$ и 13°), и в сторону его увеличения ($\alpha_{л3} = 28^\circ$ и 33°).

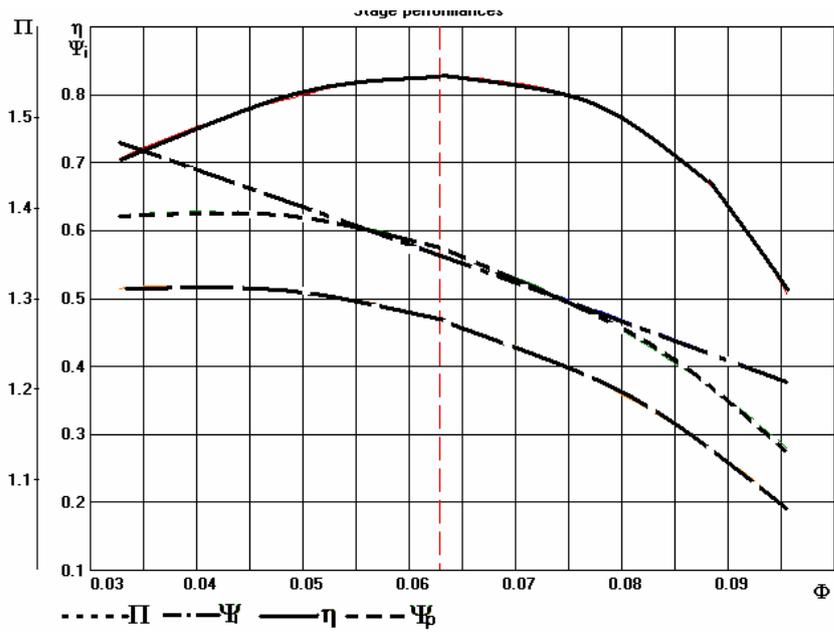


Рис. 7.8.4. Характеристики промежуточной ступени РК + БЛД + ОНА. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

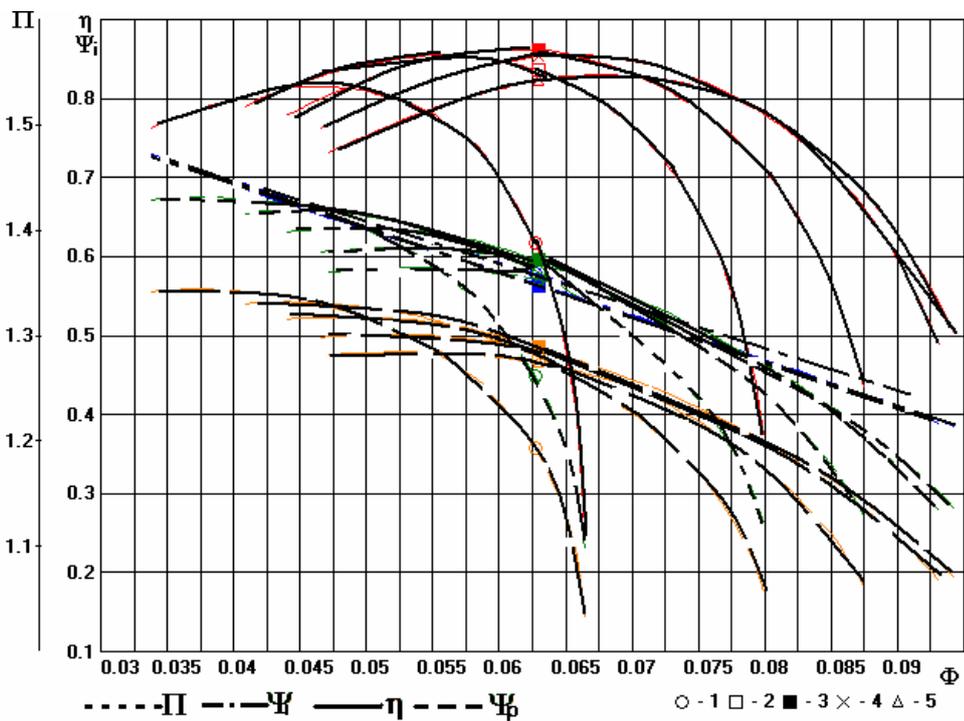


Рис. 7.8.5. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА поворотом лопаток диффузора. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

Сопоставление характеристик ступеней с БЛД и с ЛД при расчетном угле установки ЛД:

- разница в КПД на расчетном режиме примерно 2,5% в пользу ступени с ЛД;

- КПД ступени с ЛД без поворота лопаток выше 80% в диапазоне $\Phi = 0,045 \div 0,073$. За пределами этого диапазона ступень с БЛД эффективнее;

- граница помпажа ступени с ЛД без поворота лопаток соответствует $\Phi_{cr} = 0,0475$, в то время как у ступени с БЛД $\Phi_{cr} = 0,0375$;

- КПД ступени с БЛД снижается до 50% при $\Phi = 0,0955$, а у ступени с ЛД без поворота лопаток — при $\Phi = 0,086$.

Более широкая зона работы является серьезным преимуществом ступени с БЛД, которое она утрачивает, если лопатки ЛД могут менять угол установки в процессе работы. При повороте лопаток ЛД эта ступень работоспособна в том же диапазоне расходов, что и ступень с БЛД, но имеет более высокий КПД.

Зависимости коэффициентов потерь $\zeta = f(\Phi)$ элементов ступени с поворотными лопатками диффузора показаны на рис. 7.8.6.

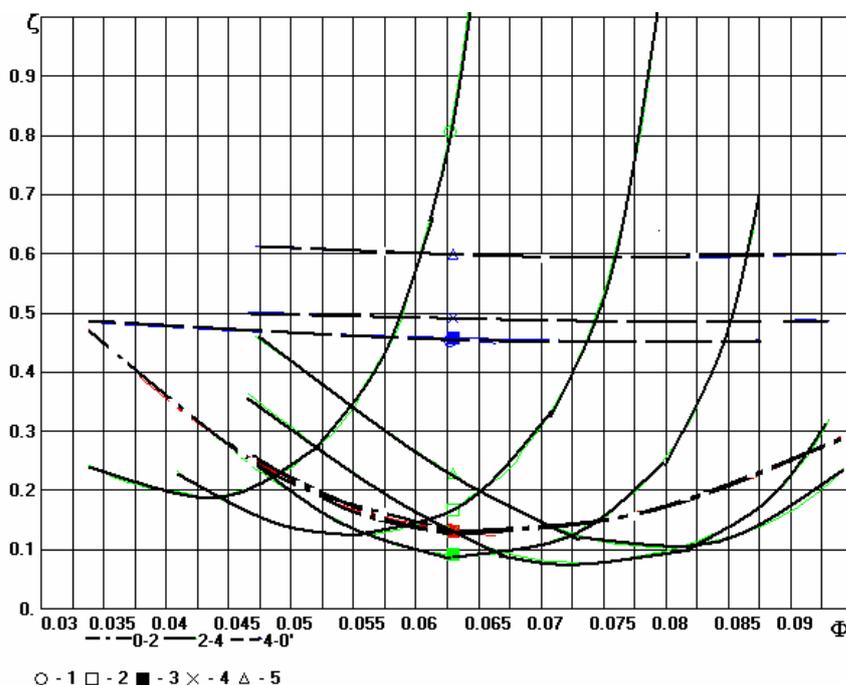


Рис. 7.8.6. Зависимости $\zeta_{РК}$, $\zeta_{ЛД}$, $\zeta_{ОНА} = f(\Phi)$ промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА с поворотными лопатками диффузора. $M_u = 0,70$.

Расчет Методом универсального моделирования

При повороте лопаток ЛД характеристики $\zeta_{\text{ЛД}} = f(\Phi)$ смещаются относительно расчетного режима, что и вызывает изменение характеристик ступени.

Устройство для поворота лопаток усложняет и удорожает конструкцию. Загрязнение проточной части может привести к заклиниванию механизма поворота. Если точка приложения аэродинамической силы не совпадает с осью вращения, механизм поворота должен преодолевать возникающий момент. Поворотные лопатки устанавливаются в корпусе с зазором, отчего возникают концевые потери. В приведенных выше примерах расчетов Методом универсального моделирования возможные отрицательные эффекты не учитываются.

В ПЦК поворотные лопатки ЛД применяются редко. Чаще их применяют в одноступенчатых ЦК турбонаддува крупных ДВС.

Изменение характеристик за счет предварительной закрутки потока перед РК. Для создания закрутки, требуемой в тот или иной момент эксплуатации ЦК, применяются входные направляющие аппараты с поворотными лопатками. Перед РК с осевым подводом возможно применение осевых ВхПНА, у типичных ПЦК — радиальные ВхПНА — рис. 7.8.7. Поворотные лопатки на нерасчетном режиме обтекаются с углом атаки, что ведет к росту их сопротивления. По данным кафедры КВХТ разрезные лопатки с не поворачивающейся первой половиной (рис. 7.8.8) повышают КПД на режимах регулирования.

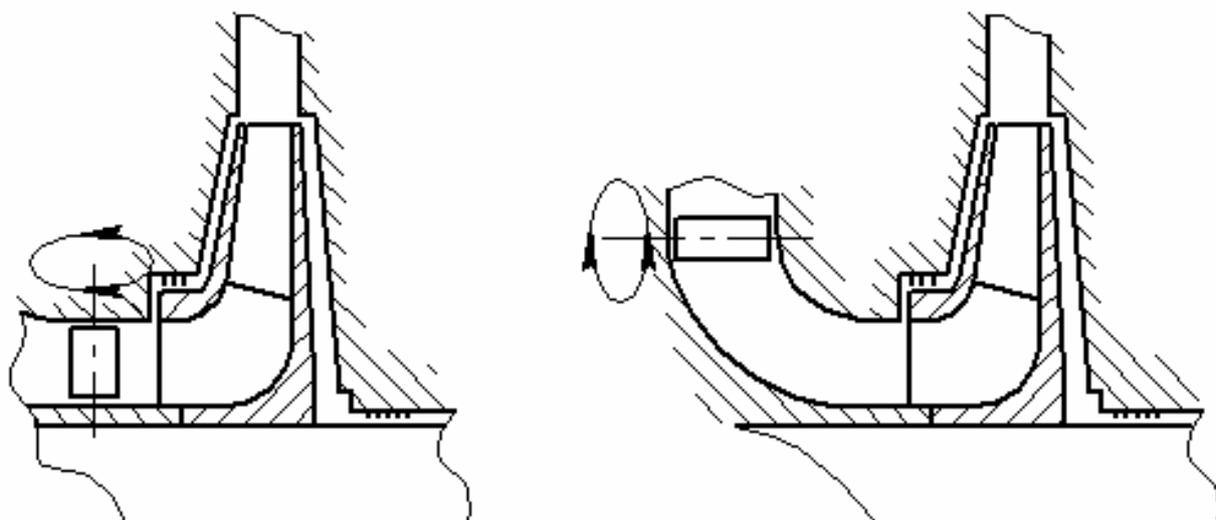


Рис. 7.8.7. Схема установки входного поворотного направляющего аппарата: слева — с осевым подводом газа; справа — с радиальным подводом газа

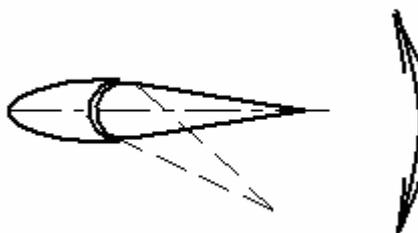


Рис. 7.8.8. Разрезная лопатка для создания предварительной закрутки. Входная часть лопатки неподвижна (толщина лопатки увеличена для наглядности)

На рис. 7.8.9 и 7.8.10 показано изменение характеристик промежуточной ступени с ЛД и с БЛД при повороте лопаток ПНА, соответствующим углам потока $\alpha_0 = 120^\circ, 105^\circ$ (отрицательная закрутка), 90° (нулевая закрутка), $75^\circ, 60^\circ, 45^\circ$ (положительная закрутка).

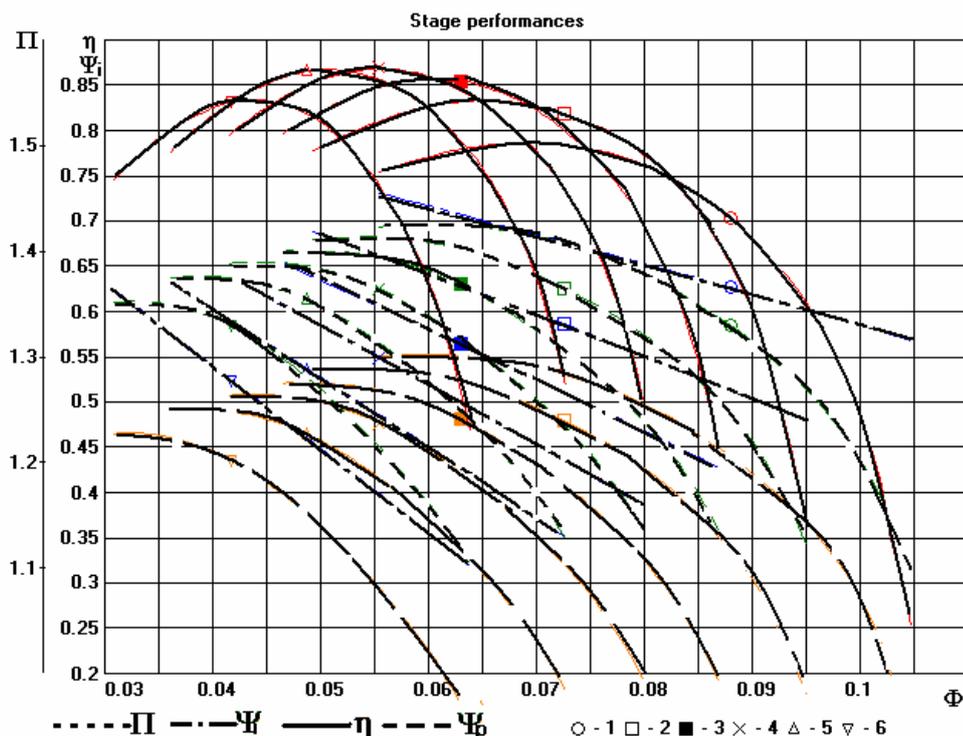


Рис. 7.8.9. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА поворотом лопаток входного направляющего аппарата. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

Примеры показывают большую эффективность изменения характеристик введением положительной закрутки на входе в РК. Из-за

уменьшения скорости w_1 при $c_{u1} > 0$ даже есть тенденция повышения КПД ступени, подтвержденная экспериментально на кафедре КВХТ. Сдвигка характеристик в сторону большего расхода ведет к быстрому снижению КПД из-за роста скорости на входе в РК при отрицательной закрутке.

В сторону уменьшения производительности лопатки можно повернуть очень сильно, перекрывая почти все сечение. При повороте лопаток создается большое сопротивление, от чего понижается плотность газа и снижается массовый расход. Этот дополнительный эффект дросселирования газа на всасывании усиливает сдвигку характеристик в сторону меньшей производительности. Наоборот, эффект дросселирования препятствует увеличению массового расхода при создании отрицательной закрутки. Возможности перемещения характеристик вправо ограничены как быстрым снижением КПД из-за роста относительной скорости в РК, так и дросселированием газа в ПНА.

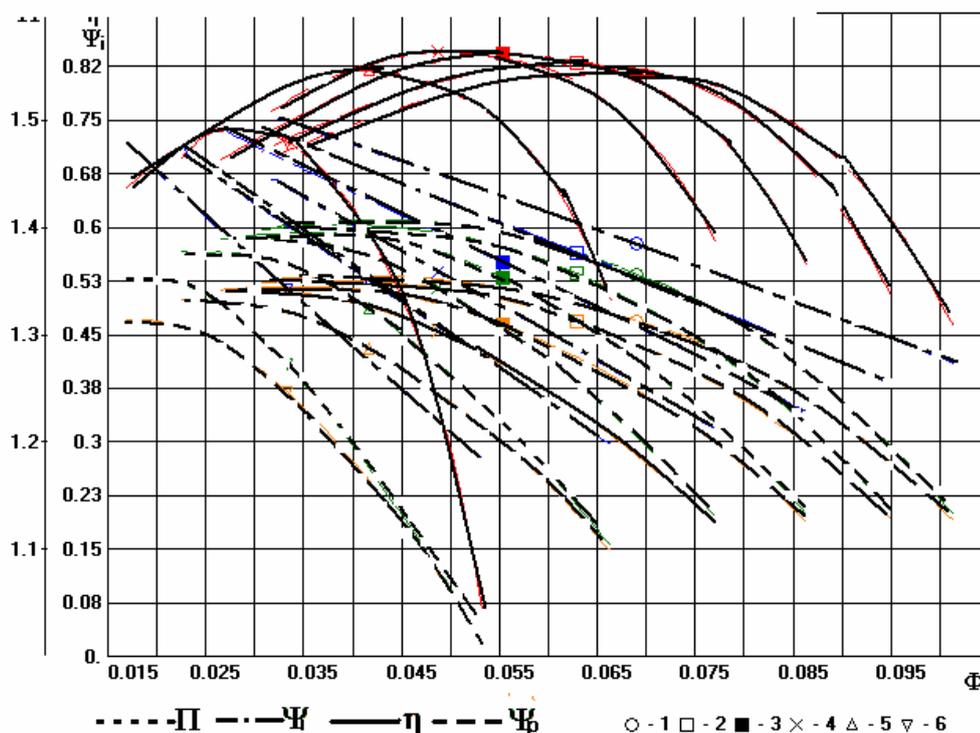


Рис. 7.8.10. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + БЛД + ОНА поворотом лопаток входного направляющего аппарата. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

Изменение характеристик изменением предварительной закрутки на входе и поворотом лопаток ЛД. Возможности изменения характеристик ступеней с ЛД расширяются при комбинации двух описанных способов. На рис. 7.8.11 для примера показано, как можно

осуществить дальнейшую сдвигку характеристик в сторону меньших расходов, если положительную закрутку сопроводить поворотом лопаток ЛД в сторону уменьшения входного угла. Разумеется, при реализации такого метода изменение положения лопаток ПНА и ЛД происходит одновременно и согласованно.

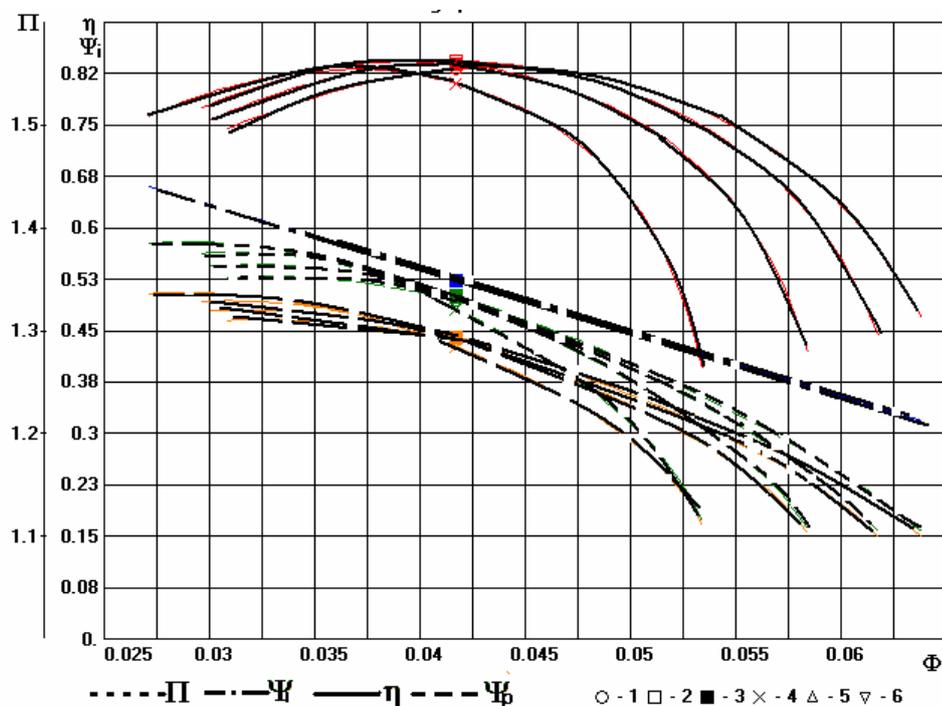


Рис. 7.8.11. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + БЛД + ОНА поворотом лопаток входного направляющего аппарата и одновременно поворотом лопаток диффузора. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

Хотя наличие двух механизмов поворота усложняет и удорожает конструкцию, хороший эффект от согласованного поворота ПНА и лопаток диффузора делает такое решение привлекательным в случае особенно высоких требований сети к ширине зоны работы ЦК.