

Оптимизация улиточно-лопаточного выходного устройства центробежной ступени

Л.К. Чернявский (ЗАО «НПФ «Невинтермаш»), Н.Н. Гордеев (ОАО «Силловые машины»)

Рассматривается улиточно-лопаточный тип плоского выходного устройства центробежной ступени. Приводятся общие соображения по профилированию такого устройства и результаты теоретической оптимизации его для одного частного случая. Процедура оптимизации базируется на расчете потерь в межлопаточных каналах приближенным методом.

Ключевые слова: центробежная ступень, выходное устройство, улиточно-лопаточный тип, профилирование, оптимизация, расчет потерь.

Optimization of scroll-vane target devise of a centrifugal stage

L. K. Chernyavsky, N. N. Gordeev

Scroll-vane type of flat target devise of a centrifugal stage is considered. Common considerations about aerodynamical design of such devise and the theoretical optimization results of it for one particular case are presented. The optimization procedur is based on calculation of losses in vane channels by an approximate method.

Key words: centrifugal stage, target devise, scroll-vane type, aerodynamical design, optimization, calculation of losses.

К некоторым центробежным ступеням предъявляется требование плоскопараллельности потока на выходе из ступени, причем выходное сечение ее должно быть прямоугольным с большим размером в радиальной плоскости и малым в меридиональной. Ступени такого типа нужны, например, для вентиляторов магистральных электровозов и многоступенчатых центробежных компрессоров со встроенными промежуточными охладителями, каждый из которых представляет собой одинарный трубный пучок [1]. Выходное устройство таких ступеней можно проектировать, вообще говоря, в виде плоской улитки, т.е. улитки прямоугольного сечения малой и постоянной по углу разворота ширины. При этом, однако, получаются очень большие радиальные размеры. Для решения проблемы габаритных размеров Б. Экк [2] предложил выполнять плоское выходное устройство комбинированным с параллельно работающими улиточной и лопаточной частями. За исключением имеющих в монографии [2] двух схематичных примеров исполнения такого улиточно-лопаточного выходного устройства литература по центробежным турбомашинам не содержит каких-либо рекомендаций по профилированию этого специфического элемента проточной части. С целью восполнения данного пробела в настоящей статье приводятся общие соображения по профилированию улиточно-лопаточного выходного устройства и результаты расчетно-теоретической оптимизации его для одного конкретного варианта исходных параметров.

Авторы статьи приняли исходные параметры (обозначения – на рис. 1) следующими:

- ширина устройства в меридиональной плоскости $b = 0,13D_{\text{вх}}$;
- ширина выходного сечения в радиальной плоскости $B_{\text{вых}} = 1,9D_{\text{вх}}$;
- входной угол потока и лопаток $\alpha_{\text{вх}} = 18^\circ$;

- радиус входных и выходных кромок лопаток $r_{\text{кр}} = 0,003D_{\text{вх}}$;

- направление оси выходного отверстия – радиальное.

Отметим, что принятым величинам исходных параметров соответствует диффузорность устройства 1,96.

Оптимизировали не все свободные параметры устройства, а только три главные из них:

- угол φ , характеризующий положение входной кромки языка устройства на входной окружности;
- число межлопаточных каналов z или число лопаток (если язык тоже считать лопаткой);
- угловые шаги лопаток ψ_i , характеризующие ширины каналов.

Остальные, менее значимые, свободные параметры устройства (удаление $H_{\text{вых}}$ выходного сечения от оси ступени, форма средних линий каналов и закон изменения их ширин вдоль средних линий) не оптимизировали, а принимали с учетом результатов исследования [3]. Так, размер $H_{\text{вых}}$ принимали зависящим от угла φ :

$$H_{\text{вых}} = H_G + 0,002\varphi D_{\text{вх}}$$

где H_G – удаление от оси ступени точки пересечения продолжения улиточного контура АВ (см. рис. 1) с продолжением стенки выходного отверстия устройства, а размерность угла φ – градусы (как и всех других углов, фигурирующих в данной статье).

Форму средних линий межлопаточных каналов и закон изменения ширин каналов вдоль их средних линий приняли соответствующими построению каналов и лопаток по следующим правилам:

- средние линии на выходе параллельны оси OF выходного отверстия устройства;
- конечная ширина каждого канала a_{ki} прямо пропорциональна угловому шагу ψ_i лопаток, образующих i -й канал:

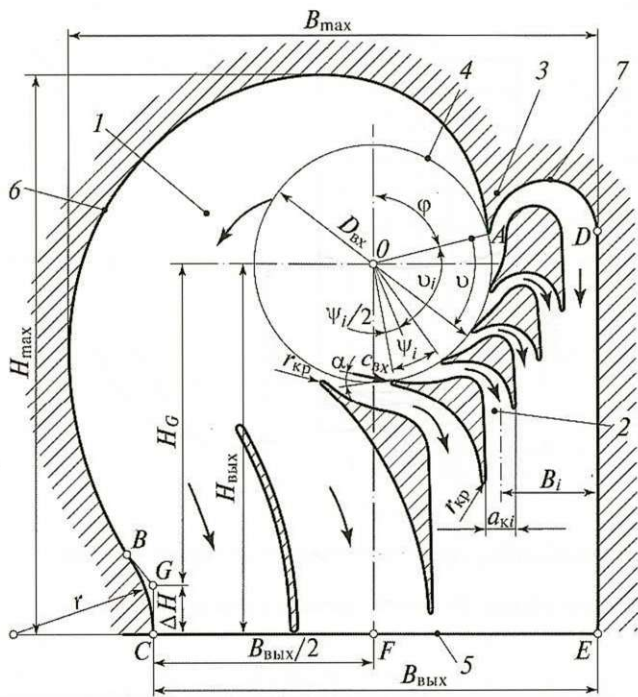


Рис. 1. Улиточно-лопаточное выходное устройство: 1 – улиточная часть устройства; 2 – лопаточная часть; 3 – язык; 4 – входная окружность устройства; 5 – выходное сечение; 6 – улиточный контур; 7 – поверхность давления языка

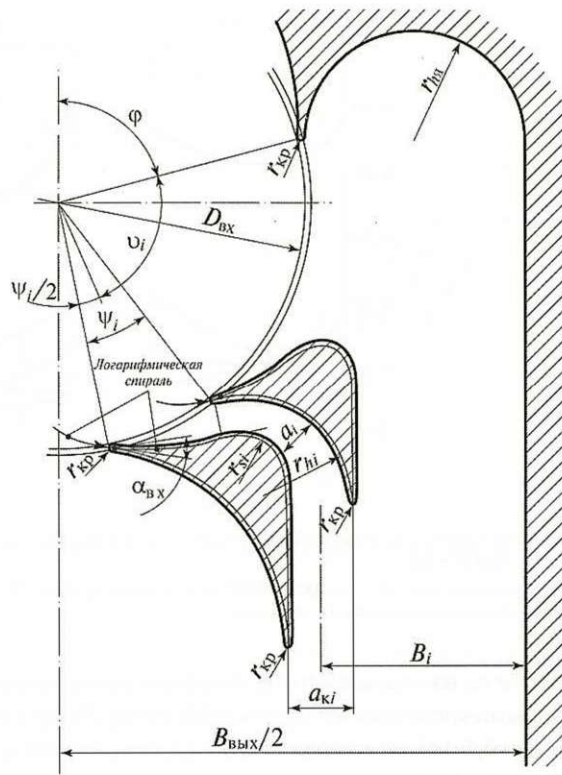


Рис. 2. Построение межлопаточного канала и формирующих его лопаток

$$a_{ki} = B_{\text{ВЫХ}} \frac{\psi_i}{360};$$

- расстояние B_i от середины конечного сечения каждого канала до стенки DE , являющейся продолжением поверхности AD языка, прямо пропорционально угловому расстоянию ψ_i между серединой начального сечения канала и входной кромкой языка:

$$B_i = B_{\text{ВЫХ}} \frac{\psi_i}{360};$$

- вогнутая стенка каждого канала (поверхность давления лопатки или языка) – дуга окружности (рис. 2), эквидистантная на величину $r_{\text{кр}}$ дуге максимально возможного радиуса r_{hi} , сопрягающей соответствующую лопатке нулевую линию тока в предшествующем устройству безлопаточном диффузоре с направлением выходной кромки лопатки;
- поверхность разрезания лопатки или улиточный контур устройства – кривая, эквидистантная на величину $r_{\text{кр}}$ сначала (в пределах косого среза канала) логарифмической спирали с углом α_{BX} , а далее – дуге окружности максимально возможного радиуса r_{si} , сопрягающей спираль с направлением выходной кромки лопатки.

Способ профилирования каналов и лопаток по перечисленным правилам обеспечивает минимальную деформацию потока в предшествующих устройству безлопаточном диффузоре и рабочем колесе ступени. Кроме того, обеспечивается минимальная кривизна каналов и приблизительно линейный закон увеличения ширины каналов вдоль их средних линий.

Следует отметить, что при принятом способе построения каналов лопатки в общем случае получаются телесными, причем все – разной толщины. Наиболее толстая лопатка – обычно та, которая располагается у поверхности давления языка (см. рис. 1). Чем больше угол ψ , тем толщина лопатки меньше. Последняя из лопаток (ближайшая к улиточному контуру) в случае достаточно большой величины угла ϕ представляет собой просто дужку окружности толщиной $2r_{\text{кр}}$ (см. рис. 1). Также следует упомянуть, что входная кромка лопаток, начиная с некоторого, достаточно большого значения угла ψ , смещается с входной окружности на больший радиус.

Оптимизацию устройства осуществляли путем расчета и сравнения коэффициентов потерь ζ вариантов устройства с различными сочетаниями величин ϕ , ζ и ψ_i . При этом рассматривали только номинальный режим работы устройства, когда лопатки обтекаются с приблизительно нулевым углом атаки. Число Рейнольдса, подсчитанное

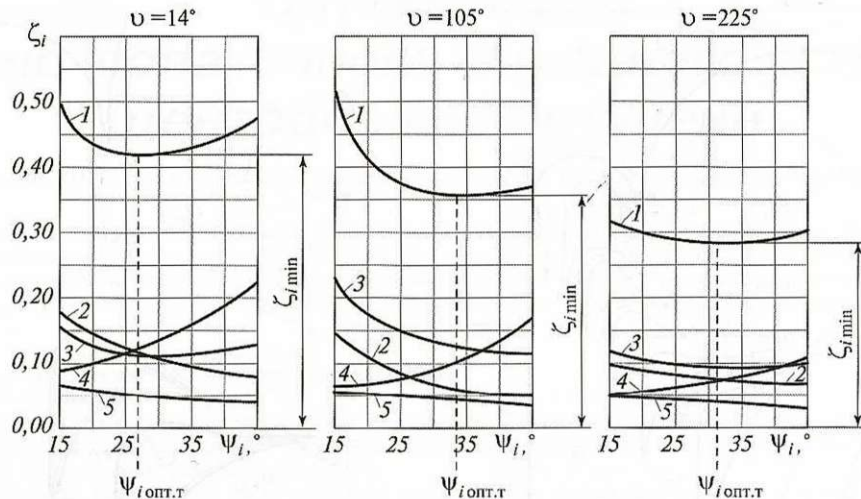


Рис. 3. Зависимость коэффициента потерь ζ_i и его составляющих от углового шага ψ_i лопаток, формирующих канал, для трех значений ν при $\varphi = 55^\circ$:
 1 – суммарные потери; 2 – гидравлические потери трения; 3 – диффузорные потери; 4 – потери из-за отклонения потока; 5 – потери на входных кромках лопаток

по скорости $c_{\text{вх}}$ на окружности $D_{\text{вх}}$ без учета загромождения входными кромками лопаток и по размеру $2b$, приняли равными $6,5 \cdot 10^5$. Все поверхности проточной части устройства считали гидравлически гладкими. Сжимаемость среды пренебрегали.

Коэффициент потерь ζ каждого варианта устройства находили усреднением по углу ψ_i коэффициентов потерь ζ_i всех межлопаточных каналов:

$$\zeta = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} (\zeta_i \psi_i)}{360}. \quad (1)$$

Данное выражение эквивалентно усреднению ζ_i по расходу, если предположить, что расходные скорости среды во всех каналах одинаковы.

Коэффициенты потерь ζ_i вычисляли по методу, изложенному в работе [3]. Главные особенности этого метода: каналный подход; определение потерь в межлопаточном канале как суммы гидравлических потерь трения, диффузорных потерь и потерь вследствие отклонения потока от начального направления; учет потерь на входных кромках лопаток и потерь смешения.

Процедура практической оптимизации была следующей.

1. Задавали ряд значений угла φ из интервала $30 \dots 140^\circ$.

2. Для каждого из этих значений φ задавали несколько (обычно пять) значений угла ν , охватывающих весь или почти весь возможный диапазон этого угла $0 \dots 360^\circ$.

3. Для каждого из принятых углов ν в соответствии с рис. 2 вычерчивали 5...7 вариантов межлопаточного канала, отличающихся только шириной (угол ψ_i).

4. По методу работы [3] вычисляли коэффициенты потерь ζ_i построенных вариантов каналов.

5. Для каждого угла ν строили зависимость $\zeta_i = f(\psi_i)$, по минимуму которой определяли теоретически оптимальное значение угла $\psi_{i, \text{опт.т.}}$. Примеры определения $\psi_{i, \text{опт.т.}}$ приведены на рис. 3.

6. Ввиду того, что найденные $\psi_{i, \text{опт.т.}}$ лишь случайно могли удовлетворять очевидному необходимому условию

$$\sum_{i=1}^{i=k} \psi_i = 360, \quad (2)$$

находили значения $\psi_{i, \text{опт.т.}}$ приблизительно равные $\psi_{i, \text{опт.т.}}$, но удовлетворяющие условию (2). Для этого строили график $\psi_{i, \text{опт.т.}} = f(\nu)$ и разбивали ось абсцисс на отрезки ν , каждый из которых, по возможности, равен $\psi_{i, \text{опт.т.}}$ при значении абсциссы, соответствующем середине отрезка (рис. 4). Очевидно, что отрезки ν равны искомым значениям $\psi_{i, \text{опт.т.}}$, а число отрезков – оптимальному (при данном φ) числу каналов $z_{\text{опт.т.}}$. Здесь уместно отметить, что определение значений $\psi_{i, \text{опт.т.}}$ по графику

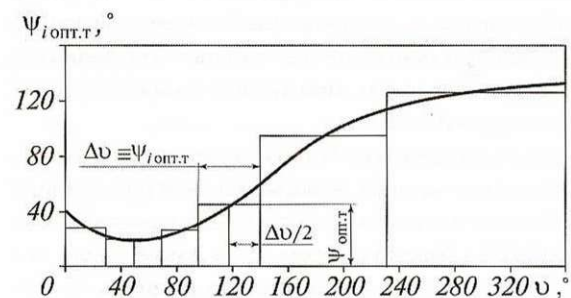


Рис. 4. Зависимость $\psi_{i, \text{опт.т.}} = f(\nu)$ для случая $\varphi = 75^\circ$ и определение по этой зависимости значений $\psi_{i, \text{опт.т.}}$



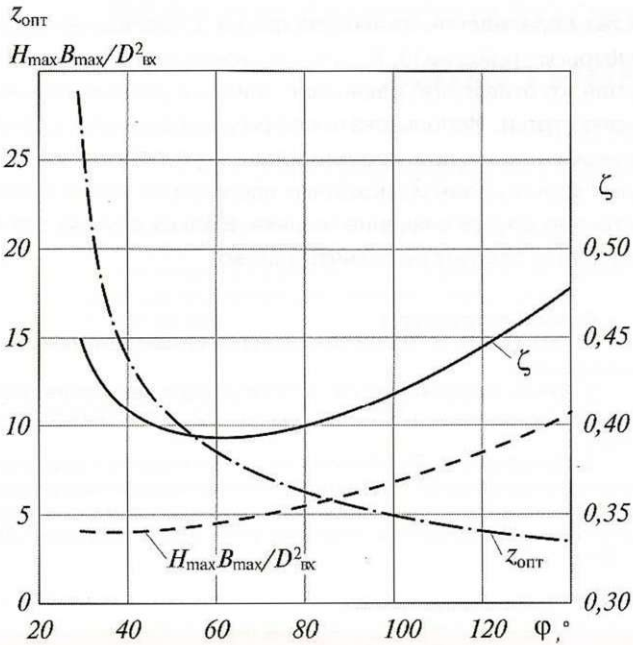


Рис. 5. Зависимость коэффициента потерь устройства ζ , оптимального числа каналов $z_{\text{опт}}$ и габаритной характеристики устройства $H_{\text{max}} B_{\text{max}} / D_{\text{вх}}^2$ от угла φ

$\psi_{i \text{ опт.т}} = f(\nu)$ формально сводится к замене фигуры, которая ограничена кривой $\psi_{i \text{ опт.т}} = f(\nu)$, осью абсцисс и ординатами $\nu = 0$ и $\nu = 360^\circ$, равновеликой ей по площади ступенчатой фигурой, состоящей из примыкающих друг к другу прямоугольников, минимально отличающихся от квадратов.

7. По найденным оптимальным (для данного φ) значениям ψ_i и z вычерчивали проточную часть устройства.

8. По методу работы [3] вычисляли коэффициенты потерь ζ_i каждого канала.

9. По выражению (1) находили коэффициент потерь ζ устройства в целом.

10. Получив величины ζ и $z_{\text{опт}}$ для ряда значений угла φ (см. п. 1), построили зависимости $\zeta = f(\varphi)$ и $z_{\text{опт}} = f(\varphi)$, изображенные на рис. 5. Там же нанесли график изменения по φ безразмерного параметра $H_{\text{max}} B_{\text{max}} / D_{\text{вх}}^2$, характеризующего радиальные габариты устройства.

Из рис. 5 видно, что минимальная величина ζ , равная 0,39, имеет место при $\varphi = 60^\circ$. Однако, принимая во внимание возрастающий вид зависимости $H_{\text{max}} B_{\text{max}} / D_{\text{вх}}^2$ от φ , можно считать, что практически (с учетом габаритов устройства) $\varphi_{\text{опт}} = 55^\circ$.

Что касается оптимального числа каналов, то, как видно из рис. 5, оно очень сильно зависит от φ . При $\varphi = \varphi_{\text{опт}} = 55^\circ$ $z_{\text{опт}} = 9$.

Оптимальные значения углов ψ , характеризующих ширины каналов, для $\varphi = \varphi_{\text{опт}} = 55^\circ$ приведены на рис. 6, который иллюстрирует устройство с оптимальными значениями всех оптимизировавшихся параметров.

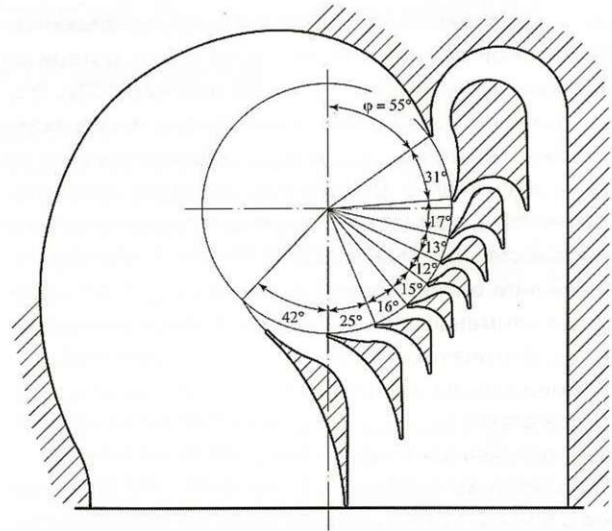


Рис. 6. Проточная часть устройства, полученная в результате выполненной оптимизации

Полученные результаты оптимизации устройства основаны на расчетах, в которых предполагается равенство расходных скоростей среды во всех межлопаточных каналах, что может иметь место только при равенстве коэффициентов потерь всех каналов устройства. В действительности, однако, этого равенства не существует. Более того, как свидетельствует рис. 7, $\zeta_{i \text{ min}}$ изменяется по углу ν очень сильно, причем при любых значениях угла φ . Неравенство коэффициентов потерь каналов обуславливает перераспределение расходов среды между каналами и обтекание большинства лопаток с углами атаки. Поэтому рассчитанные в настоящей работе $\zeta_{i \text{ min}}$, как правило, занижены, а что касается коэффициента

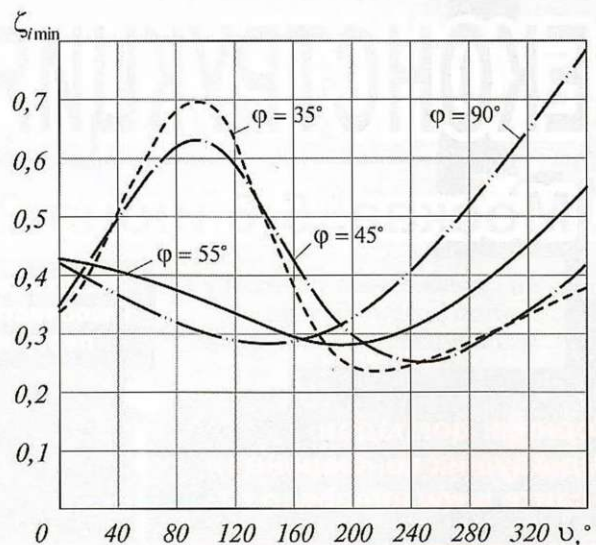


Рис. 7. Зависимость коэффициента потерь межлопаточного канала оптимальной ширины от угла ν (от положения канала по отношению к языку) для различных значений угла φ



потерь ζ всего устройства, то он занижен определенно.

Само собой разумеется, что, если учесть потери от углов атаки, то изменятся не только величины $\zeta_{i \min}$ и ζ_i , но и оптимальные значения φ , z и ψ_i . Тем не менее, можно утверждать, что $\varphi_{\text{опт}}$, $z_{\text{опт}}$ и $\psi_{i \text{ опт}}$ скорректируются не слишком значительно. Основанием для этого утверждения является, в частности, следующее примечательное обстоятельство: как можно видеть из рис. 7, выявленному описанной оптимизацией значению $\varphi_{\text{опт}} = 55^\circ$ соответствует наименьшее неравенство коэффициентов потерь $\zeta_{i \min}$. Это значит, что при $\varphi = \varphi_{\text{опт}} = 55^\circ$ углы атаки лопаток минимальны и, следовательно, истинные (с учетом углов атаки) $\varphi_{\text{опт}}$, $z_{\text{опт}}$ и $\psi_{i \text{ опт}}$ отличаются от приближенных, полученных в настоящей работе, не сильно.

В заключение необходимо отметить, что содержащиеся в данной статье рекомендации по профилированию рассматриваемого улиточно-лопаточного устрой-

ства справедливы только тогда, когда исходные параметры устройства (b , $B_{\text{вых}}$, $\alpha_{\text{вых}}$, $r_{\text{кр}}$ и направление оси выходного отверстия) равны или близки к указанным в начале статьи. Использовать сформулированные в статье рекомендации при проектировании устройств, у которых хотя бы один из исходных параметров имеет существенно другое значение, нельзя. В таких случаях оптимизацию следует выполнять заново.

Список литературы

1. А.с. СССР 1178950. Многоступенчатый центробежный компрессор.
2. Эжк Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов. М.: Изд. литературы по горному делу, 1959.
3. Гордеев Н.Н. Приближенный метод расчета коэффициентов потерь каналов сложной формы и использование его для совершенствования неподвижных лопаточных элементов центробежного компрессора. Автореф. дис....канд. техн. наук. Л.: 1988.