

# Расчетно-теоретические коэффициенты потерь входных радиально-осевых конфузоров центробежных ступеней

Л.К.Чернявский, Е.А.Королева (ЗАО «НПФ «Невинтермаш»)

Рассматривается входной радиально-осевой конфузор центробежной ступени, оба меридиональных обвода которого очерчены дугами окружности. Приводятся результаты расчетов коэффициента потерь такого конфузора при различных сочетаниях его геометрических параметров. Для расчетов использован приближенный метод. Выявлена форма конфузора, обеспечивающая минимум потерь в нем.

**Ключевые слова:** центробежная ступень, входной конфузор, расчет потерь, оптимальная форма.

## Calculated coefficients of losses in inlet radial-axial confusers of centrifugal stages

L.K.Chernyavsky, E.A.Koroleva

It is considered entrance radial-axial confuser of a centrifugal stage. Both meridional contours of the confuser are outlined by circle arches. Calculation factors of losses of such confuser for various combinations of its geometrical parameters are resulted. For calculations the approximate method was used. The confuser form, providing a minimum of losses in it is revealed.

**Keywords:** centrifugal stage, entrance confuser, calculation of losses, optimum form.

При проектировании центробежных турбомашин важно знать коэффициенты потерь неподвижных элементов проточной части, в том числе входных радиально-осевых конфузоров ступеней.

Величина коэффициента потерь входного радиально-осевого конфузора, как и любого другого элемента ступени, зависит главным образом от его геометрии.

Если выпуклый и вогнутый меридиональные обводы конфузора, о котором идет речь, очерчивать сложными кривыми, то форма его может быть весьма разнообразной. На практике, однако, число возможных вариантов конфузора не очень велико благодаря тому, что из технологических соображений оба меридиональных обвода обычно выполняют по дугам окружностей некоторых радиусов  $R_s$  и  $R_n$  (рис. 1). При этом радиус  $R_n$  принимают по возможности большим, но (чтобы не увеличивать габаритные размеры конфузора) равным меньшей из величин  $(R_s + b_0)$  и  $(R_s + b_{вх})$ . Геометрия такого (типичного для практических приложений) конфузора однозначно определяется всего лишь четырьмя размерами: радиусом выпуклого обвода  $R_s$ , входной шириной  $b_{вх}$ , выходной шириной  $b_0$  и радиусом втулки  $R_{вт}$ . Из них при профилировании конфузора свободными являются только  $R_s$  и  $b_{вх}$ , поскольку величины  $b_0$  и  $R_{вт}$  определяются в процессе проектирования рабочего колеса ступени – главного ее элемента, расположенного непосредственно за конфузором.

Так как геометрию конфузора с дугowymi обводами полностью определяют четыре размера, для характеристики его формы достаточно трех безразмерных геометрических параметров. В качестве таковых в настоящем расчетно-теоретическом исследовании приняты  $\bar{R}_s = R_s/R_{вт}$ ,  $\bar{b}_{вх} = b_{вх}/R_{вт}$  и  $\bar{b}_0 = b_0/R_{вт}$ .

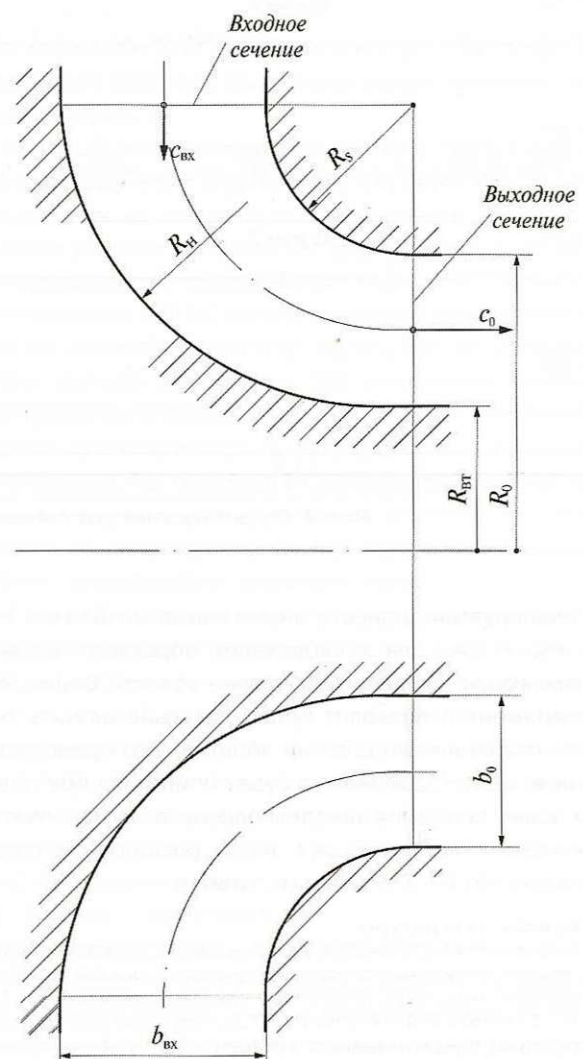


Рис. 1. Меридиональный разрез входного радиально-осевого конфузора с дугowymi выпуклым и вогнутым обводами



Предложенный в работе [1] простой метод расчета потерь во входном радиально-осевом конфузоре, имеющем дуговые меридиональные обводы, позволил легко вычислить коэффициенты потерь множества конфузоров с самыми различными сочетаниями названных безразмерных параметров. В выполненных расчетах эти параметры варьировались в следующих широких пределах, охватывающих все практические случаи:

$$\bar{R}_s = 0,2 \dots 2,0;$$

$$\bar{b}_{\text{вх}} = 1 \dots 4;$$

$$\bar{b}_0 = 0,5 \dots 1,5.$$

Наглядное представление о пределах изменения формы конфузора в данных диапазонах изменения безразмерных параметров дают рис. 2–4.

В выполненных расчетах коэффициент потерь  $\zeta$  определяли так, как это обычно принято, т.е. как отношение потерь  $h$  в конфузоре к кинетической энергии потока в выходном сечении конфузора, которая подсчитывается по расходной скорости в этом сечении  $c_0$ :

$$\zeta = h / (c_0^2 / 2).$$

Как было сказано, потери  $h$  вычисляли по методу, изложенному в работе [1]. Скорость  $c_0$  во всех вариантах конфузора принимали одинаковой и равной 90 м/с. Также не варьировали радиус втулки ( $R_{\text{вт}} = 0,075$  м) и шероховатость поверхностей конфузора ( $k_{\text{ш}} = 1,9 \cdot 10^{-6}$  м).

Расчеты выполнены для случая течения по конфузору воздуха с давлением 0,098 МПа и температурой 20°C.

Перечисленным неварьировавшимся параметрам соответствуют числа Маха и Рейнольдса в выходном сечении конфузора соответственно  $M_0 = 0,26$ ;  $Re_0 \approx 9 \cdot 10^5$ .

Результаты расчетов представлены на рис. 5 в виде графических зависимостей  $\zeta$  от  $\bar{R}_s$  при различных значениях  $\bar{b}_{\text{вх}}$  и  $\bar{b}_0$ , а также на рис. 6 в виде графических зависимостей  $\zeta$  от  $\bar{b}_{\text{вх}}$  при различных значениях  $\bar{b}_0$  и  $\bar{R}_s$ . Из этих графиков отчетливо видно, что в рассмотренных диапазонах изменения  $\bar{R}_s$  и  $\bar{b}_{\text{вх}}$  коэффициент  $\zeta$  монотонно уменьшается с увеличением как  $\bar{R}_s$ , так и  $\bar{b}_{\text{вх}}$ . Можно также видеть, что зависимость  $\zeta$  от  $\bar{b}_0$  противоположная:  $\zeta$  уменьшается не с увеличением, а с уменьшением  $\bar{b}_0$ .

Примечательно, что наиболее сильное влияние на  $\zeta$  оказывает  $\bar{R}_s$ : при увеличении  $\bar{R}_s$  в рассмотренном диапазоне (0,2...2,0)  $\zeta$  уменьшается в 5,9–4,8 раза в зависимости от того, каковы значения  $\bar{b}_0$  и  $\bar{b}_{\text{вх}}$ .

Выявленные особенности зависимости  $\zeta$  от  $\bar{R}_s$ ,  $\bar{b}_{\text{вх}}$  и  $\bar{b}_0$  объясняются следующим: из двух составляющих потерь  $h$  (потери трения  $h_{\text{тр}}$  и потери  $h_{\text{пов}}$ , обусловленные поворотом потока на 90° из радиального направле-

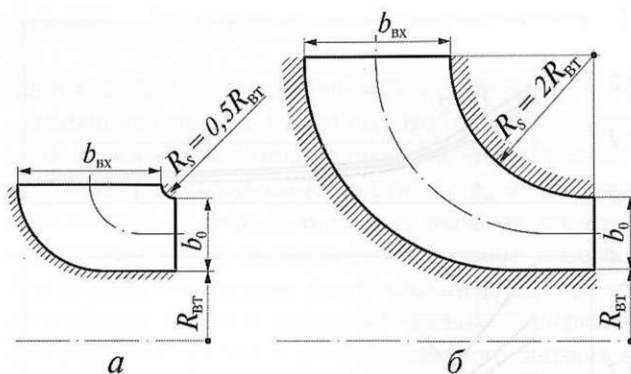


Рис. 2. Меридиональные профили конфузора, соответствующие малому (а) и большому (б) значению  $\bar{R}_s$  при  $\bar{b}_0 = 1$  и  $\bar{b}_{\text{вх}} = 2$

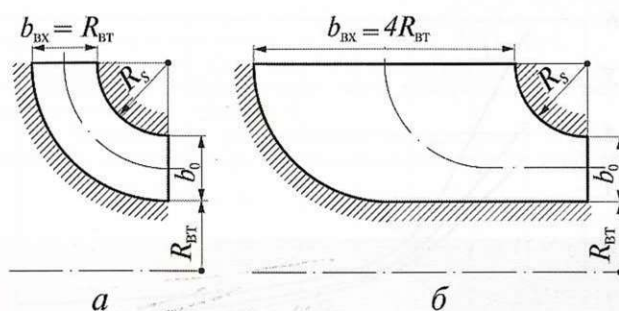


Рис. 3. Меридиональные профили конфузора, соответствующие малому (а) и большому (б) значению  $\bar{b}_{\text{вх}}$  при  $\bar{b}_0 = 1$  и  $\bar{R}_s = 1,1$

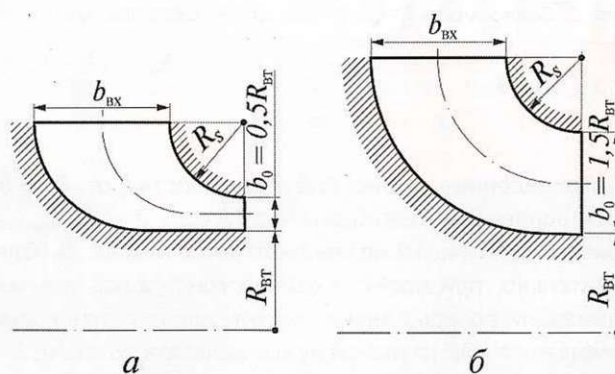


Рис. 4. Меридиональные профили конфузора, соответствующие малому (а) и большому (б) значению  $\bar{b}_0$  при  $\bar{R}_s = 1,1$  и  $\bar{b}_{\text{вх}} = 2$

ния в осевое) в конфузоре с характерными для практических приложений величинами  $\bar{R}_s$ ,  $\bar{b}_{\text{вх}}$  и  $\bar{b}_0$  преобладающими являются потери  $h_{\text{пов}}$ , которые уменьшаются с увеличением относительного среднего радиуса кривизны  $R_{\text{ср}}/b_{\text{ср}} \approx (R_s + R_{\text{вт}})/(b_{\text{вх}} + b_0)$  и со снижением средней скорости в конфузоре.



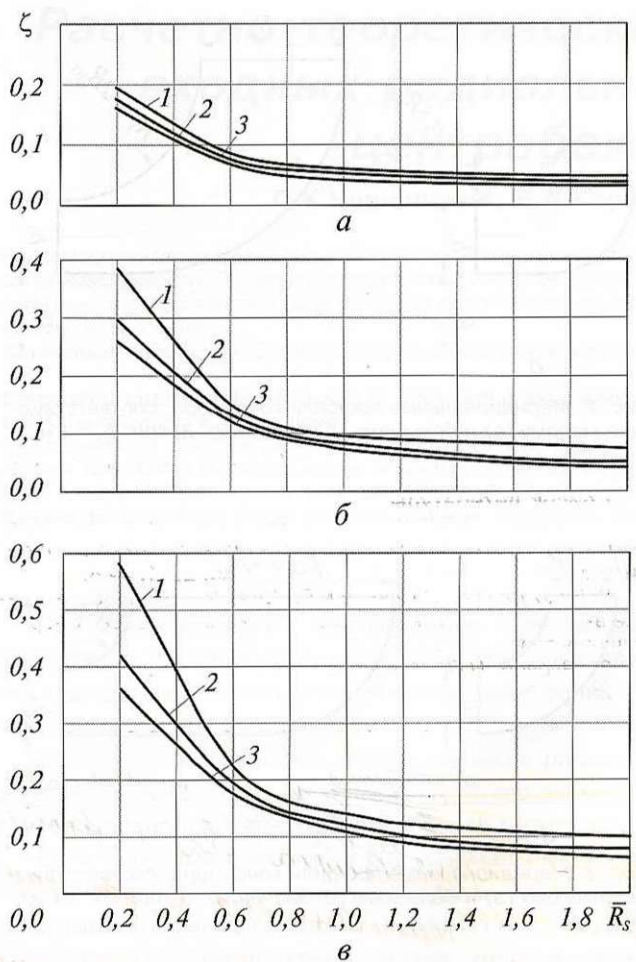


Рис. 5. Зависимость  $\zeta = f(\bar{R}_s)$  при различных значениях  $\bar{b}_0$  и  $\bar{b}_{вх}$ : а -  $\bar{b}_0 = 0,5$ ; б -  $\bar{b}_0 = 1,0$ ; в -  $\bar{b}_0 = 1,5$ ; 1 -  $\bar{b}_{вх} = 1$ ; 2 -  $\bar{b}_{вх} = 2$ ; 3 -  $\bar{b}_{вх} = 3$

Приведенные на рис. 5, 6 зависимости  $\zeta$  от  $\bar{R}_s$  и  $\bar{b}_{вх}$  дают основание утверждать, что  $(\bar{R}_s)_{\text{опт}} \approx 2$  и  $(\bar{b}_{вх})_{\text{опт}} \approx 4$ , причем практически независимо от величины  $\bar{b}_0$ . Следовательно, при проектировании конфузоров для минимизации потерь в них и, значит, для получения максимального КПД ступеней нужно задавать большие  $R_s$  и  $b_{вх}$ :  $R_s \approx 2R_{вт}$ ;  $b_{вх} \approx 4R_{вт}$ .

Меридиональный профиль конфузора с оптимальными  $\bar{R}_s$  и  $\bar{b}_{вх}$  при  $\bar{b}_0 = 1$  изображен на рис. 7. Данная оптимальная форма конфузора, найденная по существу теоретически, в целом хорошо согласуется с результатами экспериментальных исследований [2, 3], выполненных в свое время путем статических продувок конфузоров в составе входных устройств центробежных компрессоров и насосов. Главное отличие наших результатов от результатов работы [3] заключается в рекомендациях по поводу оптимальной величины  $\bar{R}_s$ . Если в нашем исследова-

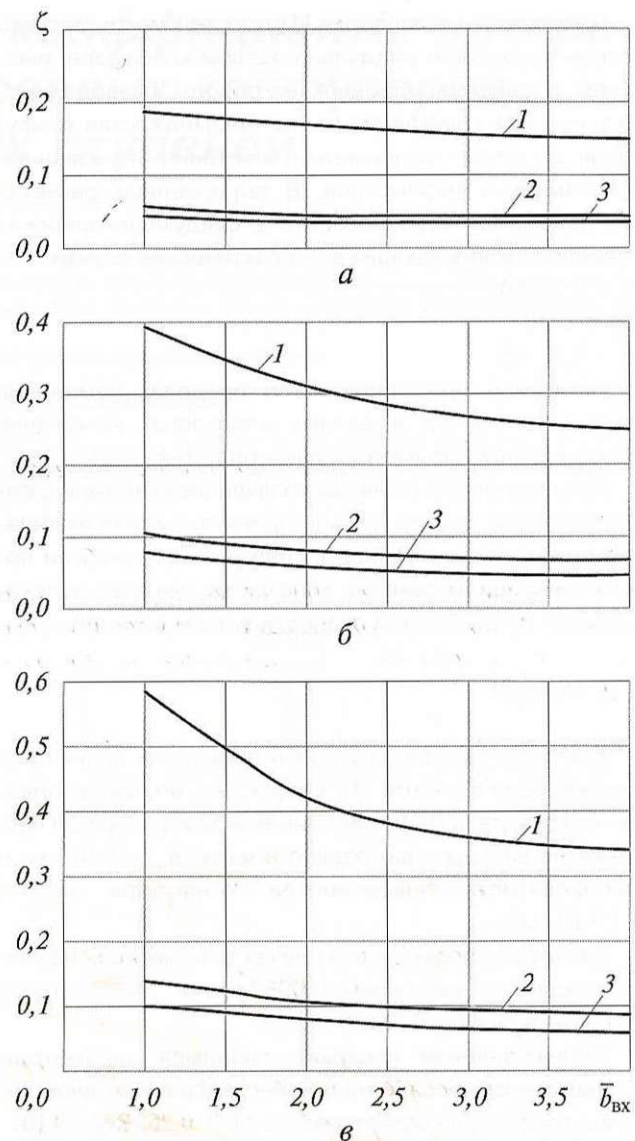


Рис. 6. Зависимость  $\zeta = f(\bar{b}_{вх})$  при различных значениях  $\bar{b}_0$  и  $\bar{R}_s$ : а -  $\bar{b}_0 = 0,5$ ; б -  $\bar{b}_0 = 1,0$ ; в -  $\bar{b}_0 = 1,5$ ; 1 -  $\bar{R}_s = 0,2$ ; 2 -  $\bar{R}_s = 1,1$ ; 3 -  $\bar{R}_s = 2,0$

нии получено  $(\bar{R}_s)_{\text{опт}} \approx 2$ , то в работе [3] рекомендуется принимать  $\bar{R}_s$  как можно большим. Это мнение ошибочно, так как при  $\bar{R}_s \rightarrow \infty$  потери трения  $h_{тр} \rightarrow \infty$ , и, значит, несмотря на то, что  $h_{пов} \rightarrow 0$ ,  $\zeta \rightarrow \infty$ .

К сожалению, оптимальный конфузор, изображенный на рис. 7, имеет очень большие радиальный и, особенно осевой габаритные размеры. Они настолько велики, что применение такого конфузора возможно разве что в одноступенчатых центробежных турбомашинах. В многоступенчатых машинах приходится идти на меньшие  $\bar{R}_s$  и  $\bar{b}_{вх}$ , вынужденно допуская повышенные потери  $h$  по сравнению с минимально возможными

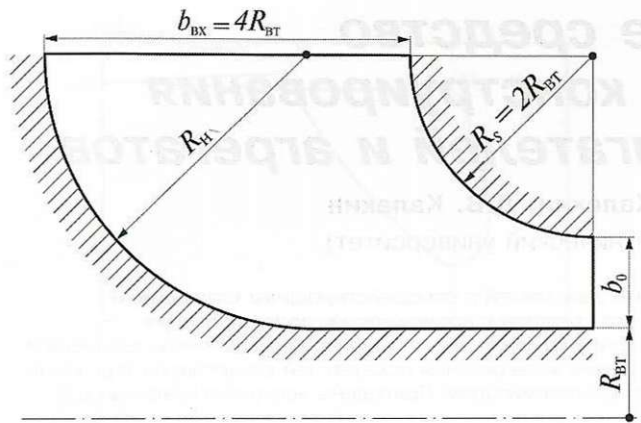


Рис. 7. Оптимальный меридиональный профиль конфузора при  $b_0 = R_{вт}$

ми и, следовательно, не получая максимальный КПД ступени. Понижение КПД вследствие потерь в конфузоре для каждого варианта конфузора может быть подсчитано по известной формуле

$$\Delta\eta = h/h_i,$$

где  $h = \zeta c_0^2/2$ ;  $h_i$  – внутренний напор ступени. При этом коэффициент потерь может быть взят из рис. 5 или 6.

В заключение необходимо отметить, что полученные в настоящей работе зависимости  $\zeta$  от  $\bar{R}_s$ ,  $\bar{b}_{вх}$  и  $\bar{b}_0$  не являются абсолютно точными, поскольку значения определены приближенным расчетно-теоретическим способом. Тем не менее, они вполне могут использоваться при проектировании входных радиально-осевых конфузоров центробежных ступеней для обоснованного задания величин  $R_s$  и  $b_{вх}$ , для быстрой оценки величины потерь в различных вариантах конфузора, а также для определения обусловленного этими потерями снижения КПД ступени.

#### Список литературы

1. Чернявский Л.К. Простой метод расчета потерь во входном радиально-осевом конфузоре центробежной ступени//Компрессорная техника и пневматика. 2011. № 4.
2. Никитин А.А., Селезнев К.П., Шкарбуль С.Н. Исследование входных патрубков центробежных компрессоров//Энергомашиностроение. 1966. № 9.
3. Яловой Н.С. Исследование всасывающих патрубков энергетических насосов//Энергомашиностроение. 1969. № 5.