

Смагоринский Алексей Маркович

**Методика определения газодинамических, конструктивных параметров и эффективности осерадиальных рабочих колёс промышленных центробежных компрессоров**

Специальность: 05.04.06 – Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы.

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2010

Работа выполнена на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования  
«Санкт – Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор

Симонов Анатолий Михайлович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор

Цыганков Александр Васильевич

кандидат технических наук

Латыпов Геннадий Габдулович

Ведущая организация:

ЗАО «ИЭМЭТ», г. Санкт-Петербург

Защита состоится «2» марта 2010 г. в \_\_\_\_ часов на заседании диссертационного Совета Д 212.229.09 при ГОУ ВПО «Санкт – Петербургский государственный политехнический университет» (по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, ауд. \_\_\_\_ Главного здания).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Санкт – Петербургский Государственный политехнический университет».

Автореферат разослан «\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2010 г.

Ученый секретарь

диссертационного Совета Д 212.229.09

доктор технических наук,  
профессор

Хрусталёв Б .С.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В числе проблем, стоящих перед промышленностью при модернизации существующих или вновь создаваемых промышленных центробежных компрессоров (п.ц.к.) решаются такие задачи, как повышение производительности и напорности компрессоров, совместное повышение этих параметров и другие. При этом обычно стремятся учитывать ограничения, устанавливаемые потребителями, а именно, сохранение корпуса, элементов статора и ротора, сохранение привода. Такие ограничения влияют на выбор газодинамических и конструктивных параметров проточной части и вызывают отклонение от их оптимальных значений.

Частичная модернизация п.ц.к. обычно обеспечивается за счёт локальных изменений параметров: частоты вращения ротора, изменения геометрии рабочих колес и (или) диффузоров, применение высокопрочных материалов для рабочих колес, являющихся наиболее нагруженными элементами машины.

В ряде случаев поставленные задачи по модернизации можно успешно решить путём замены одной или нескольких ступеней с радиальными колесами, обычно применяемых в п.ц.к., ступенями с осерадиальными рабочими колесами (р.к.), обеспечивающими более высокие напорность и расходность при относительно высокой эффективности в условиях повышенных чисел  $M_u$ . К тому же осерадиальные колёса полуоткрытого типа обладают достаточно высокими показателями прочности при работе на повышенных окружных скоростях ( $u_2 \leq 400$  м/с).

При проектировании новой проточной части (п.ч.) или модернизации штатной уже на стадии проектирования стремятся перейти к расчётным методам определения её эффективности и на основе сравнения различных вариантов выбрать оптимальные геометрические и газодинамические параметры ступени. Это обусловлено тем, что экспериментальный способ выбора оптимального варианта п.ч. приводит к большим материальным и временным затратам на изготовление и испытание модельных ступеней.

В свете изложенного, задачи по оптимизации геометрических и газодинамических параметров ступени расчётно-теоретическими методами, а также возможности применения осерадиальных колёс при модернизации промышленного турбокомпрессорного оборудования являются весьма актуальными с учётом технологических и промышленных возможностей современного производства по изготовлению пространственных колёс.

**Цель и задачи работы.** Целью настоящей работы является разработка метода расчёта потерь в осерадиальном р.к. полуоткрытого типа центробежной ступени на основе математической модели рабочего процесса в относительно широком диапазоне изменения основных газодинамических и конструктивных параметров колеса.

В соответствии с этим было предусмотрено решение следующих задач:

- определить необходимый диапазон варьирования основных параметров осерадиальных р.к., в пределах которого могут эффективно решаться основные задачи по модернизации п.ц.к.;
- на основе обзора литературных источников провести анализ основных положений и принципов имеющихся моделей потерь центробежных ступеней, а также определить возможные пути усовершенствования предложенных методик для полуоткрытых колёс осерадиального типа в относительно широком диапазоне изменения их газодинамических и конструктивных параметров;
- на основе разработанной модели потерь провести расчётно-теоретическое исследование эффективности осерадиальных колёс полуоткрытого типа в широком диапазоне изменения их основных параметров;
- сопоставление расчётно-теоретических исследований с экспериментальными данными;
- результаты расчётов эффективности осерадиальных колёс в рассмотренном диапазоне изменения основных параметров п.ч. обобщить в виде базы данных и представить в виде рекомендаций по проектированию.

**Научная новизна работы.** Усовершенствованна расчётная модель потерь осерадиального р.к. на основе разработанной методики учёта диффузорных и вторичных потерь в п.ч. колеса.

Разработаны методика и комплекс программ оптимизации осерадиальных колёс путём сравнения их эффективности на основе предложенного расчётного метода и применения разработанной базы данных по эффективности р.к.

По результатам расчётно-теоретического анализа и обобщенных экспериментальных данных сформулированы основные рекомендации по проектированию осерадиальных колёс в предлагаемом диапазоне изменения их газодинамических и конструктивных параметров.

**Практическая значимость работы.** Достаточно хорошая сходимость экспериментальных данных с результатами расчётно-теоретических исследований, особенно в оптимальной области изменения основных параметров р.к., позволяет рекомендовать разработанную методику расчёта потерь к применению в практических целях при проектировании п.ч. осерадиального колеса.

Рекомендации по проектированию осерадиальных колёс и разработанная база данных по их эффективности, полученные на основе расчётно-теоретического анализа и обобщенных экспериментальных данных, позволяют разработчику оперативно проводить сравнения различных вариантов проточных частей и эффективно осуществлять оптимизацию п.ч. колеса.

**Апробация работы.** Основные материалы диссертации докладывались на научных конференциях «XXXIV Неделя науки СПбГПУ» (СПб, 20–25 ноября 2006 г.) и «Международная научно-техническая конференция по компрессорной технике» (Казань, май 2007 г.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 6 печатных работ, список которых представлен в конце автореферата.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, девяти глав, заключения и списка литературы. Работа изложена на 286 страницах машинописного текста, содержит 244 рисунка и 109 таблиц. Список литературы включает 79 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** определена область эффективного применения центробежных ступеней с осерадиальными р.к., рассмотрены их основные преимущества и конструктивные особенности, обозначена необходимость в развитии и усовершенствовании теоретических методов расчёта эффективности центробежных компрессоров для оперативного сравнения различных вариантов их проточных частей и выбора наиболее оптимальной геометрии.

**В главе 1** проведён обзор и анализ задач, возникающих в связи с требованиями по модернизации существующих и совершенствования вновь создаваемых промышленных центробежных компрессоров (ц.к.). Проведён анализ имеющихся расчётно-теоретических методик определения потерь в п.ч. центробежных компрессоров. Обоснована актуальность работы, сформулированы цели и задачи работы.

**В главе 2** определены диапазоны изменения основных параметров проточной части рабочих колёс, в пределах которых могут эффективно решаться поставленные задачи по модернизации или созданию нового турбокомпрессорного оборудования:  $\Psi_T = 0,74 \dots 0,9$  ( $\beta_{л2} = 60^\circ \dots 90^\circ$ );  $\Phi_p = 0,03 \dots 0,12$ ;  $M_u = 0,6 \dots 1,2$ ;  $z = 18 \dots 30$ ;  $b_2/D_2 = 0,03 \dots 0,07$ .

**В главе 3** представлена методика расчётно-теоретического анализа, включающая в себя математическую модель, построенную с учётом особенностей течения в осерадиальных р.к. полуоткрытого типа.

Методика расчёта потерь, предлагаемая в настоящей работе, основана на основных положениях, разработанных на кафедре КВХТ, дополняя их рядом неучтённых потерь, таких как профильные диффузорные потери на поверхностях лопаток и вторичные потери. Доля этих потерь от суммарной величины гидравлических потерь может оказаться существенной, особенно при варьировании основных параметров п.ч. в относительно широком диапазоне.

Потери рассчитываются по распределению относительных скоростей  $w/u_2$  невязкого потока в межлопаточном канале вдоль средней по высоте лопатки осесимметричной поверхности тока (о.п.т.). Расчёт распределения скоростей по

лопаткам осуществлялся по программе «Rask-3», основанной на усовершенствованном канальном методе, разработанном на кафедре КВХТ Б.Н. Савиным, учитывающим отставание потока от лопаток на выходе и изменения условий обтекания при различных режимах по расходу. Исходными зависимостями данного метода являются уравнения моментов и неразрывности, решение которых даёт зависимость  $\Delta \bar{w}$  от геометрических и режимных параметров решётки в виде:

$$\frac{2 \omega r \sin \gamma}{z} - \frac{1}{z} \frac{d}{dl} (w_{\beta \text{cp}} r \cdot \cos \beta_{\text{л}}) + \frac{\pi}{6z^2} \frac{d}{dl} (\tau w_{\beta \text{cp}} r^2 \cdot \sin \beta_{\text{л}} \frac{d}{dl} \Delta \bar{w}) = \frac{w_{\beta \text{cp}}}{2\pi \tau \cdot \sin \beta_{\text{л}}} \Delta \bar{w}, \quad \text{где}$$

$$\bar{\theta} = z \frac{\theta - \theta_{\text{п}}}{2\pi \tau}, \quad \Delta \bar{w} = \Delta w / w_{\beta \text{cp}}; \quad \bar{w}_{\beta} = w_{\beta} / w_{\beta \text{cp}}, \quad \Delta w = w_3 - w_{\text{п}}, \quad w_{\beta \text{cp}} = \bar{m} / (2\pi r b \tau \cdot \sin \beta_{\text{л}}),$$

$\theta_{\text{п}}$  – угловая координата точки, лежащей на передней стороне лопатки.

Рассматривается поток исключительно на расчётном режиме. В связи с этим ударные потери на входе в решётку р.к. на средней о.п.т. исключаются из предлагаемой модели потерь.

Разработанная модель потерь в п.ч. центробежного колеса осерадиального полуоткрытого типа включает в себя следующие составляющие.

1. *Потери трения* определяются как потери в межлопаточных каналах с привлечением данных по коэффициентам сопротивления  $\lambda$  для шероховатых поверхностей труб. При этом учитываются рекомендации (МВТУ) по увеличению значений  $\lambda$  для диффузорных вращающихся лопаточных каналов.

2. *Диффузорные потери*, связанные с отрывом потока на выходном участке задней стороны лопатки, определяются в предположении быстрого смещения неравномерного по окружной

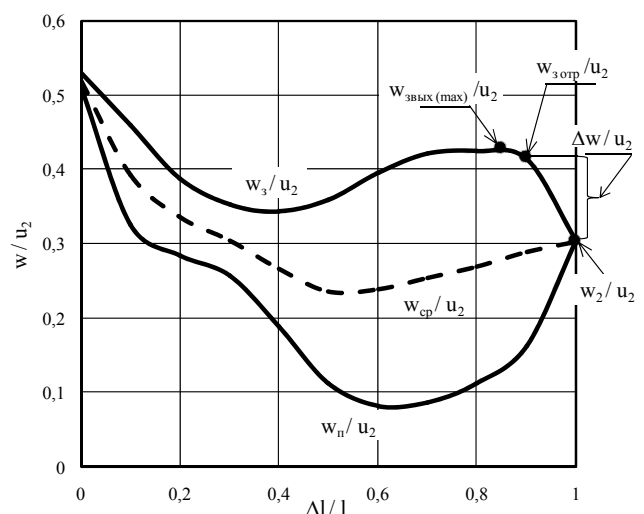


Рис.2. Схема определения отрывных потерь на выходном участке межлопаточного канала

координате потока (по схеме «струя-след») и вычисляются по аналогии с формулой для потерь при внезапном расширении потока с учётом коэффициента смягчения  $\varphi_{отр}$ :

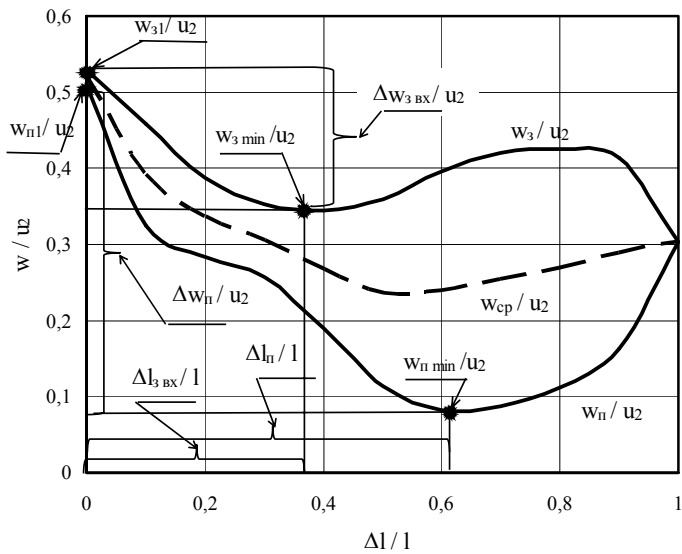


Рис.3. Схема определения диффузорных потерь межлопаточном канале

$$h_{wотр} = \varphi_{отр} (w_{3отр} - w_2)^2 / 2,$$

где  $w_{3отр} = kw_{3,вых(max)}$  – скорость течения в месте отрыва потока (см. рис.2);  $w_{3вых(max)}$  – максимальная скорость потока на задней стороне лопатки на выходном участке р.к.;  $k$  – коэффициент замедления скорости ( $k = 0 \dots 1,0$ ).

3. Диффузорные потери в межлопаточном канале на входном участке по задней

поверхности лопатки  $h_{w_{диф.з.вх}}$ , а также на передней стороне лопатки на участке замедления потока  $h_{w_{диф.п}}$  (см.рис.3) определяются по формулам, аналогичным для потерь при внезапном расширении, с учётом протяжённости  $\Delta l$  диффузорного участка лопатки и введением коэффициентов смягчения  $\varphi_{диф}$ :

$$h_{w_{диф.з.вх}} = \varphi_{диф.з.вх} \frac{\overline{\Delta W_{3.вх}}^2}{2} \left[ \arctg \left( \frac{\overline{\Delta W_{3.вх}}}{\overline{\Delta l_{3.вх}}} \right) / (\pi / 2) \right], \quad h_{w_{диф.п}} = \varphi_{диф.п} \frac{\overline{\Delta W_{п}}^2}{2} \left[ \arctg \left( \frac{\overline{\Delta W_{п}}}{\overline{\Delta l_{п}}} \right) / (\pi / 2) \right],$$

где  $\overline{\Delta W_{3.вх}} = \Delta w_{3.вх} / u_2$ ,  $\overline{\Delta W_{п}} = \Delta w_{п} / u_2$ ,  $\overline{\Delta l_{3.вх}} = \Delta l_{3.вх} / l$ ,  $\overline{\Delta l_{п}} = \Delta l_{п} / l$  согласно схеме на рис.3;  $\varphi_{диф.з.вх}$  и  $\varphi_{диф.п}$  – коэффициенты расширения.

4. Вторичные потери  $h_{w_{вт}}$ , возникающие на ограничивающих поверхностях межлопаточных каналов колеса определяются суммированием их по отдельным участкам проточной части. На каждом  $i$ -том участке канала затраты мощности на поддержание вторичного течения  $N_{вт.i}$  вычисляются по потерянному давлению между передней и задней сторонами лопаток  $\Delta p_i$  и по интенсивности (расходу)  $\overline{m}_{вт.i} = \delta_{вт.i} l_i w_{вт.i} \rho_i$  вторичного течения. При



определении расхода условно принято, что толщины пограничного слоя вторичных токов  $\delta_{вт.i}$  на боковых поверхностях равны средним значениям толщин на передней  $\delta_{п.i}$  и задней  $\delta_{з.i}$  сторонах лопаток на данном  $i$ -том участке. Таким образом, напор, потерянный в рабочем колесе на вторичных течениях определяется следующим образом:  $h_{ввт} = (X z \sum_i \bar{m}_{вт.i} h_{ввти}) / \bar{m}_{п.к.}$ , где  $z$  – число лопаток;  $X$  – коэффициент влияния,  $h_{ввти} = \Delta p_i / \rho_i$ .

Для определения  $\delta_{п}$ ,  $\delta_{з}$  используется соотношение, полученное из уравнения импульсов общей теории пограничного слоя

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + (2 + H)\delta^{**} \frac{1}{W} \frac{dW}{dx} + \frac{\delta^{**}}{b} \frac{db}{dx} = \frac{\tau_0}{\rho W^2},$$

$$\bar{\delta}_{вт}^{**} = 0,0363 \left( \int_0^{\bar{x}} b^{1,25} \bar{W}_{вт}^4 d\bar{x} \right)^{0,8} / (b \bar{W}_{вт}^{3,4} Re_u^{0,2}), \text{ здесь } \bar{\delta}^{**} = \delta^{**} / L; \bar{x} = x/L;$$

$\bar{W} = w/u_2$ ;  $Re_u = u_2 L/\nu$ . Отсюда  $\delta = 2\delta^{**} (m+2) / [m(2-m)]$ , где  $\delta^{**}$  - толщина потери импульса в пограничном слое,  $m$  – показатель степенного профиля скоростей в пограничном слое.

5. *Потери трения* газа о наружную поверхность основного диска и неподвижную поверхность статора (по скорости  $c_u$ )  $\beta_{тр}$  и *потери на перетекание* газа с передней на заднюю сторону лопатки через зазор между торцом лопатки и неподвижной стенкой статора  $\beta_{пр}$  определяются по эмпирической зависимости, рекомендованной кафедрой КВХТ для полуоткрытых осерадиальных колёс турбонаддува ДВС:

$\beta_{тр} = 3,5 \cdot 10^{-3} / [0,1(0,92 - \Psi_{т}) + \Phi_{р}]$ , учитывающей суммарные потери  $\beta_{тр} + \beta_{пр}$ , в заданном диапазоне изменения определённых параметров р.к. ( $z = 20 \dots 30$  для колёс с  $\beta_{л2} = 90^\circ$ ,  $z = 18 \dots 24$  для колёс с  $\beta_{л2} = 55 \dots 75^\circ$ , относительный осевой зазор  $\Delta s/D_2 = 1,2 \cdot 10^{-3} \dots 1,5 \cdot 10^{-3}$ ).

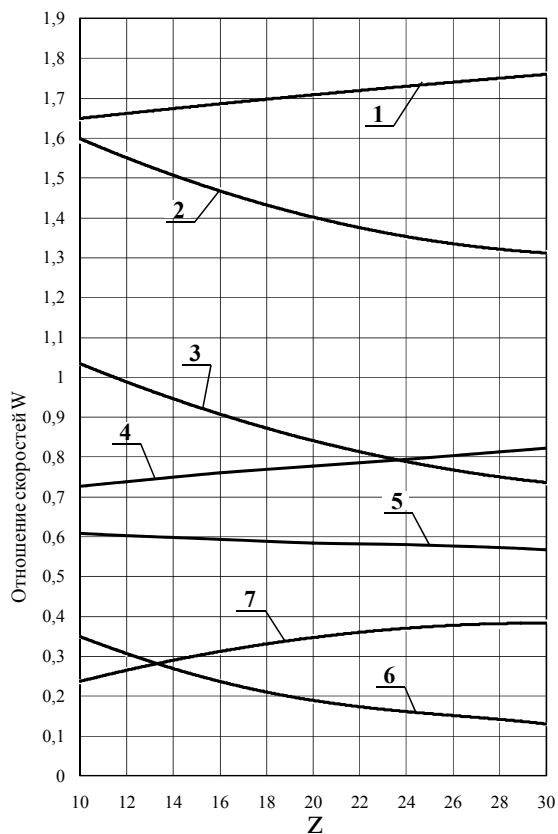


Рис.4. Зависимости соотношений скоростей  $w$  от  $z$

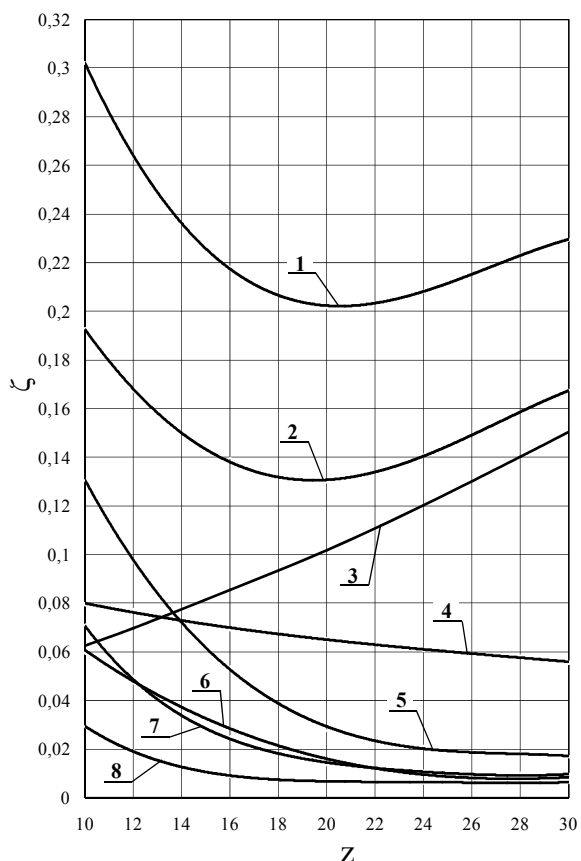


Рис.5. Зависимости коэффициентов потерь  $\zeta$  от  $z$

В главе 4 представлено расчётно-теоретическое исследование на базе разработанной модели потерь, в котором рассматривалось влияния основных газодинамических и конструктивных параметров на эффективность п.ч. рабочих колёс. Цифровые обозначения кривых, принятые на рис. 4 и 9 соответствуют следующим характеристикам: 1 –  $w_1/w_2$ ; 2 –  $w_{з.вых.(max)}/w_2$ ; 3 –  $(w_{1п} - w_{п (min)})/w_{1п}$ ; 4 –  $w_{ср.вых.(min)}/w_2$ ; 5 –  $w_2/w_1$ ; 6 –  $\Delta w_{ср}/u_2$ ; 7 –  $(w_{13} - w_{з.вх(min)})/w_{13}$ ; на рис. 5, 7, 8, 11, 13, 15 и 17 – 1 –  $\zeta_{\Sigma}$ ; 2 –  $\zeta_{(тр+диф)}$ ; 3 –  $\zeta_{тр}$ ; 4 –  $\zeta_{вт}$ ; 5 –  $\zeta_{диф} = \zeta_{отр.вых} + \zeta_{диф.з.вх} + \zeta_{диф.п}$ ; 6 –  $\zeta_{отр.вых}$ ; 7 –  $\zeta_{диф.проф.} = \zeta_{диф.з.вх} + \zeta_{диф.п}$ ; 8 –  $\zeta_{неуч.}$

1. Влияние числа лопаток в диапазоне изменения  $z = 10...30$ . Рассматривалось

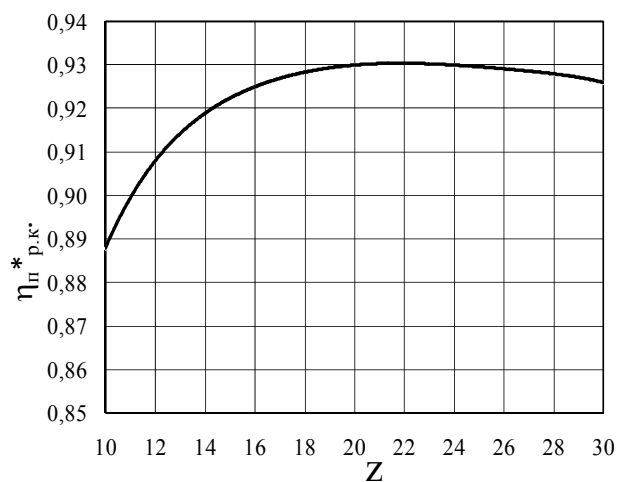


Рис.6. Зависимость  $\eta_{п\text{ р.к}}^*$  от  $z$

осерадиальное колесо со следующими основными параметрами:  $\beta_{л2} = 63^\circ$ ,  $b_2/D_2 =$

0,055,  $\Phi_p = 0,08$ ,  $\Psi_T = 0,74$ ,  $M_u = 0,78$ . Результаты расчётов представлены на рис.4...6.

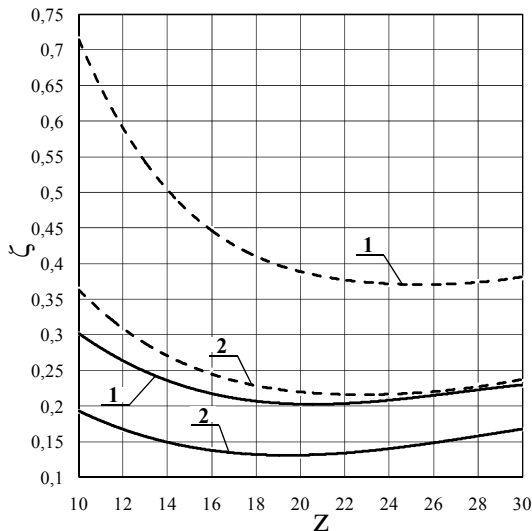


Рис.7. Зависимости  $\zeta$  от  $z$ :

— — — — — п.к. с  $\beta_{л2} = 63^\circ$ ;

- - - - - п.к. с  $\beta_{л2} = 90^\circ$

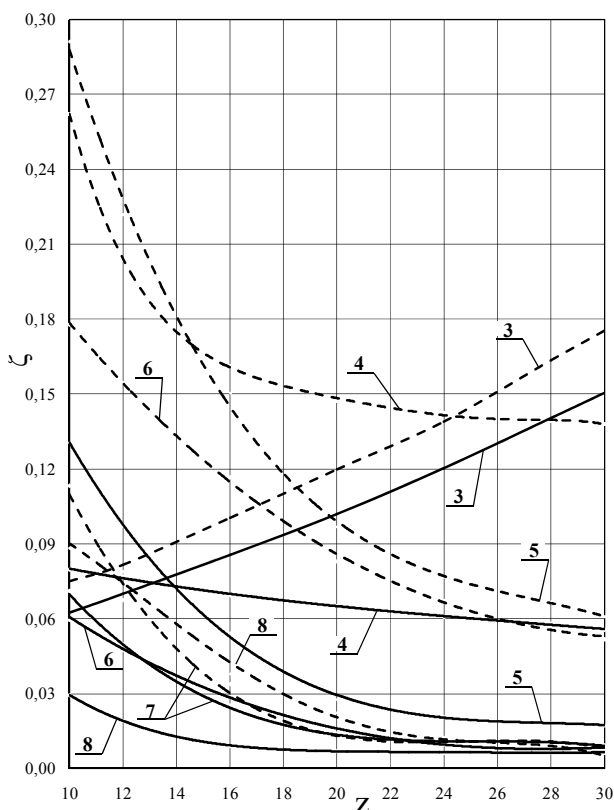


Рис.8. Зависимости  $\zeta$  от  $z$ :

— — — — — п.к. с  $\beta_{л2} = 63^\circ$ ;

- - - - - п.к. с  $\beta_{л2} = 90^\circ$

2. Влияние теоретического коэффициента напора в диапазоне изменения  $\Psi_T = 0,74...0,9$ . Рассматривалось два типа осерадиальных колёс с  $\beta_{л2} = 63^\circ$  ( $\Psi_T = 0,74$ ,  $b_2/D_2 = 0,055$ ,  $\Phi_p = 0,08$ ) и  $\beta_{л2} = 90^\circ$  ( $\Psi_T = 0,9$ ,  $b_2/D_2 = 0,041$ ,  $\Phi_p = 0,063$ ) при  $M_u = 0,78$ . Результаты расчётов представлены графически на рис.7...10.

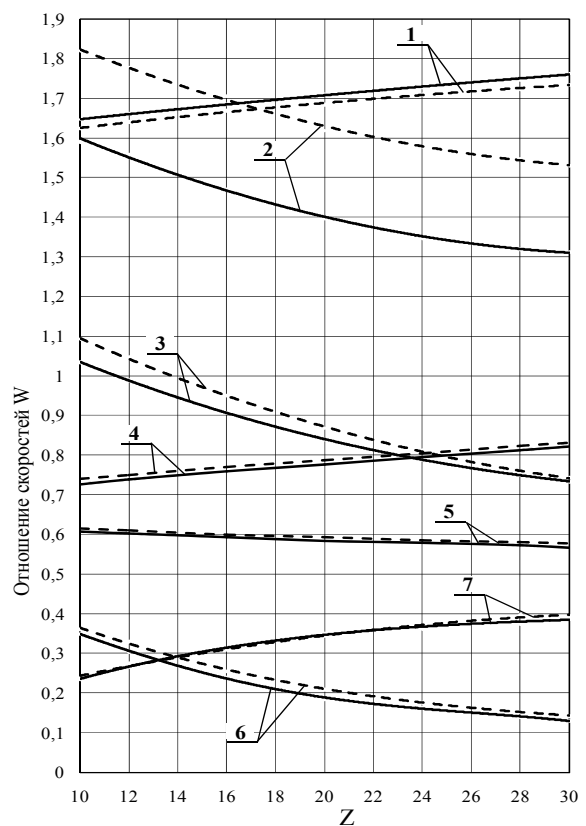


Рис.9. Зависимости соотношений

скоростей  $w$  от  $z$ :

— — — — — п.к. с  $\beta_{л2} = 63^\circ$ ;

- - - - - п.к. с  $\beta_{л2} = 90^\circ$

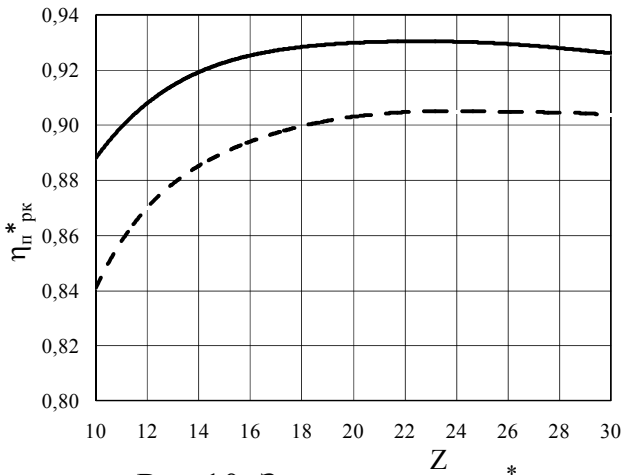


Рис.10. Зависимость  $\eta_{п.рк}^*$  от  $Z$ :

— — — — — п.к. с  $\beta_{л2} = 63^\circ$ ;

- - - - - п.к. с  $\beta_{л2} = 90^\circ$

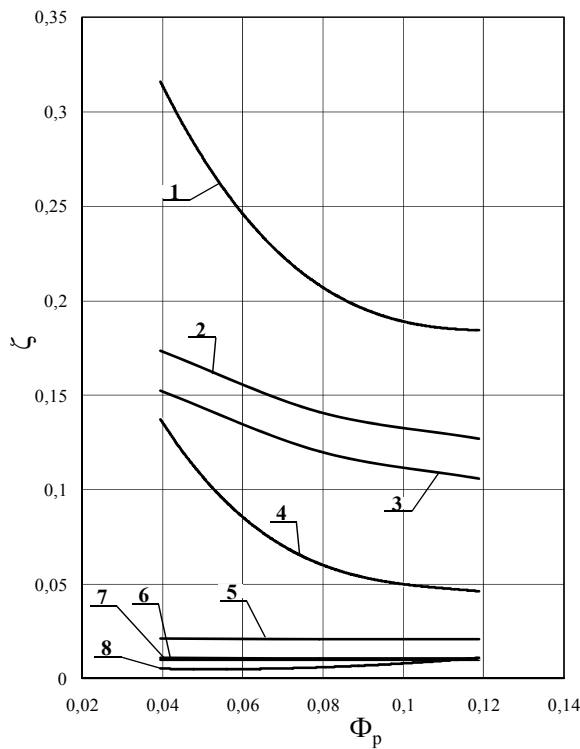


Рис.11. Зависимости  $\zeta$  от  $\Phi_p$   
( $\beta_{л2} = 63^\circ$ ,  $D_2 = const$ ,  $z = const$ )

Следует отметить, что потери при высоких  $\Phi_p$  ( $D_2 = const$ ), связанные со значительной относительной высотой лопаток, согласно предлагаемой модели потерь невозможно учесть.

3. Влияние величины условного коэффициента расхода на расчётном режиме в диапазоне значений  $\Phi_p = 0,03 \dots 0,12$ . Рассматривались р.к. с разной напорность ( $\beta_{л2} = 63^\circ$  и  $\beta_{л2} = 90^\circ$ ). Исследовались две группы колёс: первая группа имела  $\Psi_T = const$ ,  $D_2 = const$ ,  $M_u = const$ , вторая –  $\Psi_T = const$ ,  $\bar{V}_{вс} = const$  и  $M_u = const$ .

Выборочные результаты расчётов приведены на рис.11...14.

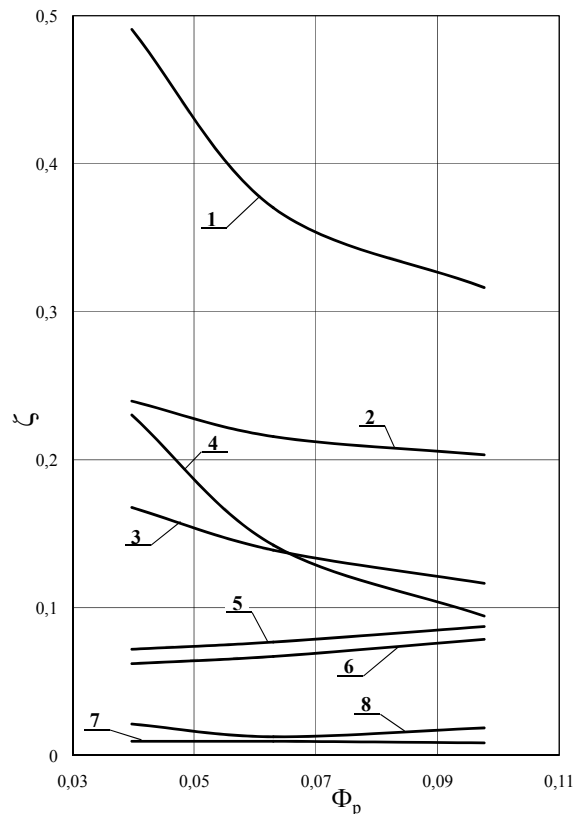


Рис.12. Зависимости  $\zeta$  от  $\Phi_p$   
( $\beta_{л2} = 90^\circ$ ,  $\bar{V}_{вс} = const$ ,  $z = const$ )

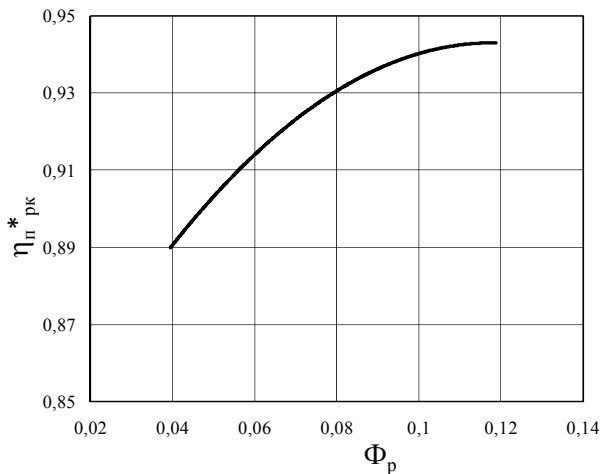


Рис.13. Зависимость  $\eta_{п рк}^*$  от  $\Phi_p$   
(  $\beta_{л2} = 63^\circ$ ,  $D_2 = const$ ,  $z = const$  )

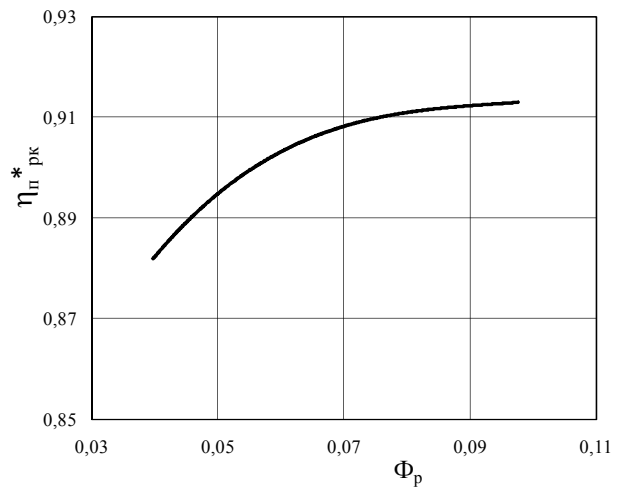


Рис.14. Зависимость  $\eta_{п рк}^*$  от  $\Phi_p$   
(  $\beta_{л2} = 90^\circ$ ,  $\bar{V}_{вс} = const$ ,  $z = const$  )

4. Влияние относительной высоты лопаток в диапазоне  $b_2/D_2 = 0,04 \dots 0,064$ . При этом рассматривались р.к. с  $\beta_{л2} = 63^\circ$ ;  $\Psi_T = 0,74$ ;  $\Phi_p = 0,08$ ,  $z = 24$  и  $M_{ц} = 0,78$ . Результаты расчётов представлены графически на рис.15 и 16.

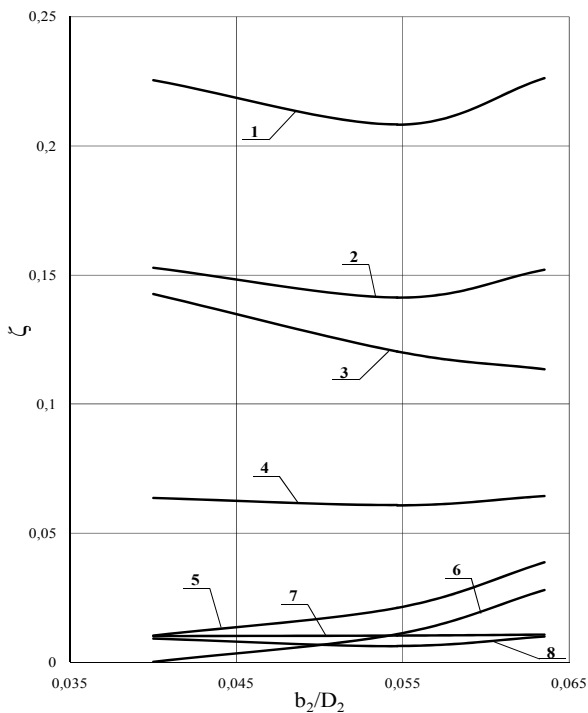


Рис.15. Зависимости  $\zeta$  от  $b_2/D_2$

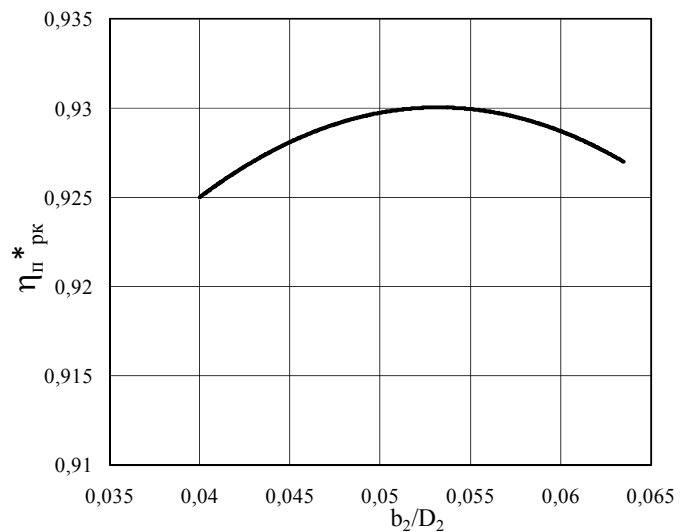


Рис.16. Зависимость  $\eta_{п рк}^*$  от  $b_2/D_2$

5. Влияние числа Маха  $M_{ц}$  в диапазоне значений  $0,6 \dots 1,2$  рассмотрено на колёсах с различной напорностью ( $\beta_{л2} = 63^\circ$  и  $\beta_{л2} = 90^\circ$ ). На рис.17 и 18 приведены результаты расчёта потерь и эффективности колёс с  $\beta_{л2} = 63^\circ$  при этом  $\Psi_T = 0,74$ ,  $\Phi_p = 0,08$ ,  $b_2/D_2 = 0,055$  и  $z = 24$ .

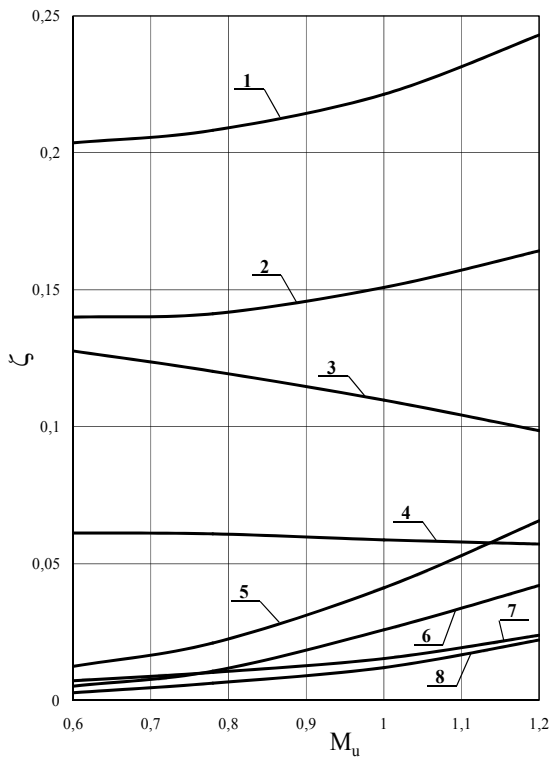


Рис.17. Зависимости  $\zeta$  от  $M_u$

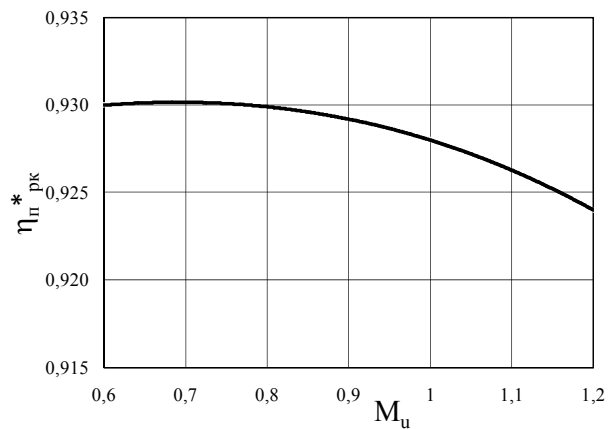


Рис.18. Зависимость  $\eta_{п\ рк}^*$  от  $M_u$

Графики, представляющие зависимости характерных соотношений скоростей  $w$  от основных параметров колеса (например графики  $z=f(w)$  на рис.4,9) отражают причины возникновения

различных составляющих гидравлических потерь в р.к. и могут служить для оценки эффективности п.ч. проектируемого р.к. Из графиков  $\eta_{п\ рк}^* = f(z, \Phi_p, b_2/D_2, M_u)$  видно, что оптимум  $z$  для р.к. с  $\beta_{л2} = 63^\circ$  лежит в диапазоне 18...26 лопаток, для р.к. с  $\beta_{л2} = 90^\circ$  – 22...30; оптимум  $\Phi_p = 0,06...0,11$  для р.к. с  $\beta_{л2} = 90^\circ$  и  $b_2/D_2 = 0,04...0,07$  для р.к. с  $\beta_{л2} = 63^\circ$ .

**В главе 5** описана методика экспериментального исследования, включающая обзор и обобщение экспериментальных данных. Также представлены геометрия и опытные данные модельных ступеней с осерадиальными колёсами, результаты которых использовались для уточнения модели потерь колеса.

В главе 6 проведён сравнительный анализ экспериментальных и расчётно-теоретических данных по исследованным вариантам р.к., результаты которого представлены на рис.19...22 и позволяют судить о эффективности разработанного метода расчёта потерь в колесе. На рисунках приняты обозначения: 1 – расчётно-теоретическая характеристика; 2 – экспериментальная характеристика.

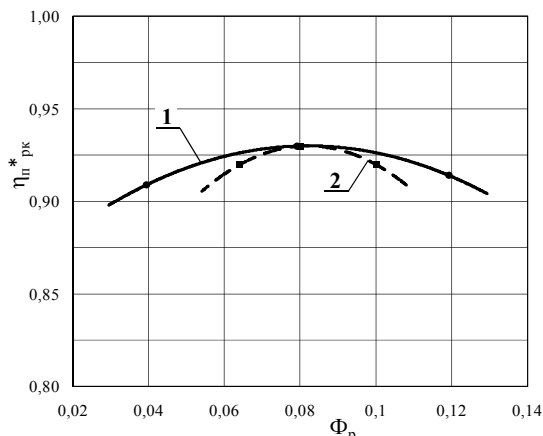


Рис.19. Зависимость  $\eta_{п.рк}^*$  от  $\Phi_p$

( $\Psi_{т.р} = 0,74$ ,  $M_u = 0,78$ ,  $\bar{V}_{вс} =$  проточной части осерадиального центробежного колеса, в том числе:  $z_{опт} = 18...26$ ,  $\Phi_{p(опт)} = 0,07...0,09$  и  $b_2/D_{2(опт)} = 0,045...0,06$  для  $\Psi_T = 0,65...0,75$ ;  $z_{опт} = 22...30$ ,  $\Phi_{p(опт)} = 0,09...0,11$  и  $b_2/D_{2(опт)} = 0,035...0,04$  для  $\Psi_T = 0,85...0,92$ ;  $w_{з.вых.(max)} / w_2 \leq 1,35...1,45$  для  $\Psi_T = 0,65...0,75$ ;

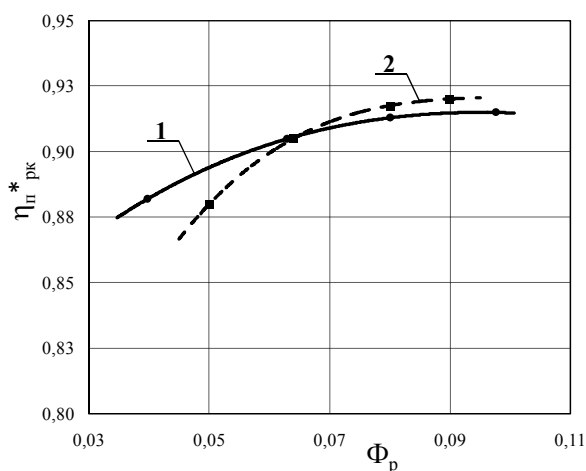


Рис.20. Зависимость  $\eta_{п.рк}^*$  от  $\Phi_p$

( $\beta_{л2} = 90^\circ$ ,  $M_u = 0,78$ )

разработанного метода расчёта потерь в колесе. На рисунках приняты обозначения: 1 – расчётно-теоретическая характеристика; 2 – экспериментальная характеристика.

В главе 7 представлены выводы и рекомендации по профилированию

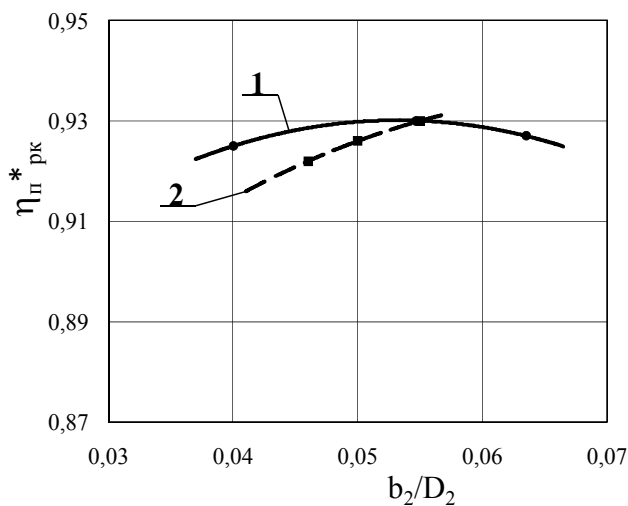


Рис.21. Зависимость  $\eta_{п.рк}^*$  от  $b_2/D_2$

( $\beta_{л2} = 63^\circ$ ,  $\Phi_p = 0,08$ ,  $M_u = 0,78$ )

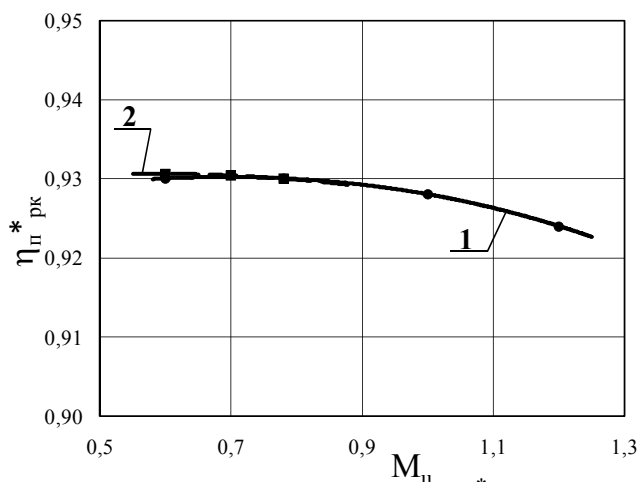


Рис.22. Зависимость  $\eta_{п.рк}^*$  от  $M_u$

( $\beta_{л2} = 63^\circ$ ,  $\Phi_p = 0,08$ ,  $b_2/D_2 = 0,055$ )

$w_{з.вых.(max)}/w_2 \leq 1,6...1,7$  для  $\Psi_T = 0,65...0,75$ ;  $\Delta w_{cp}/u_2 \leq 0,25$ ;  $\Delta w_{cp.внa}/u_2 \leq 0,15$ ;  
 $\Delta w_{cp \text{ рад}}/u_2 \leq 0,3$ ;  $(w_{13} - w_{з.вх(min)})/w_{13} \leq 0,4...0,45$ ;  $(w_{1п} - w_{п(min)})/w_{1п} \leq 0,8...0,9$ .

В главе 8 представлена база данных по эффективности осерадиальных рабочих колёс. Данные по эффективности р.к. представлены в табличном виде и отражают основные газодинамические и геометрические параметры п.ч., а также характерные зависимости относительных скоростей  $w$  в межлопаточном канале р.к., определяющие основные составляющие гидравлических потерь в колесе. Также в этой главе представлена блок-схема алгоритма расчёта и проектирования п.ч. осерадиального колеса центробежной ступени, представленная ниже на с.16.

В главе 9 просчитаны различные варианты модификаций п.ц.к. с заменой штатных центробежных ступеней с радиальными р.к. на ступени с осерадиальными колёсами полуоткрытого типа, являющиеся более эффективными при повышении параметров работы компрессора. Результаты модификаций представлены в табл.1.

Таблица 1

Обозначение	Кол. ступеней	n, об/мин	$\bar{V}_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	$\pi$	Параметры первой ступени					
					D <sub>2</sub> , м	M <sub>ц</sub>	$\Psi_T$	$\Phi_p$	b <sub>2</sub> /D <sub>2</sub>	$\eta_{пб}^*$
650-22-2	2	3700	580	1,50	1,25	0,59	0,62	0,033	0,040	0,85
650-22-2(M)	2	3700	1100	1,65	1,25	0,59	0,9	0,060	0,040	0,83
650-22-2(M1)	1	4200	580	1,50	1,25	0,67	0,9	0,029	0,019	0,77
650-22-2(M2)	1	4200	1200	1,50	1,25	0,67	0,9	0,060	0,040	0,82
310-21-1	2	5000	282	1,50	0,9	0,57	0,59	0,031	0,036	0,85
310-21-1(M)	2	5000	495	1,62	0,9	0,57	0,9	0,055	0,036	0,83
310-21-1(M1)	1	5830	282	1,50	0,9	0,67	0,9	0,027	0,017	0,77
310-21-1(M2)	1	5830	600	1,50	0,9	0,67	0,9	0,060	0,039	0,82
поз.101J (1 сек.)	3	4800	1000	2,72	1,0	0,73	0,68	0,084	0,065	0,78
поз.101J(M) (1 сек.)	3	4800	1125	2,95	1,0	0,73	0,9	0,095	0,062	0,76
540-41-1	4	8455	540	4,38	0,665	0,80	0,69	0,088	0,068	0,80
540-41-1(M)	4	8455	644	5,00	0,665	0,80	0,90	0,105	0,068	0,77
540-41-1(M1)	4	8455	607	4,72	0,665	0,80	0,74	0,099	0,068	0,79
900-31-3	3	4600	890	2,90	1,0	0,69	0,69	0,078	0,055	0,84
900-31-3(M)	3	4600	965	2,96	1,0	0,69	0,9	0,085	0,055	0,82
900-31-3(M1)	2	5150	890	2,90	1,0	0,78	0,9	0,070	0,046	0,82
900-31-3(M2)	2	5150	1100	2,90	1,0	0,78	0,9	0,084	0,055	0,82



**В заключении** сформулированы основные результаты диссертационной работы:

1. Усовершенствована расчётная модель потерь осерадиального р.к. на основе разработанных методик учёта диффузорных и вторичных потерь в п.ч. колеса.

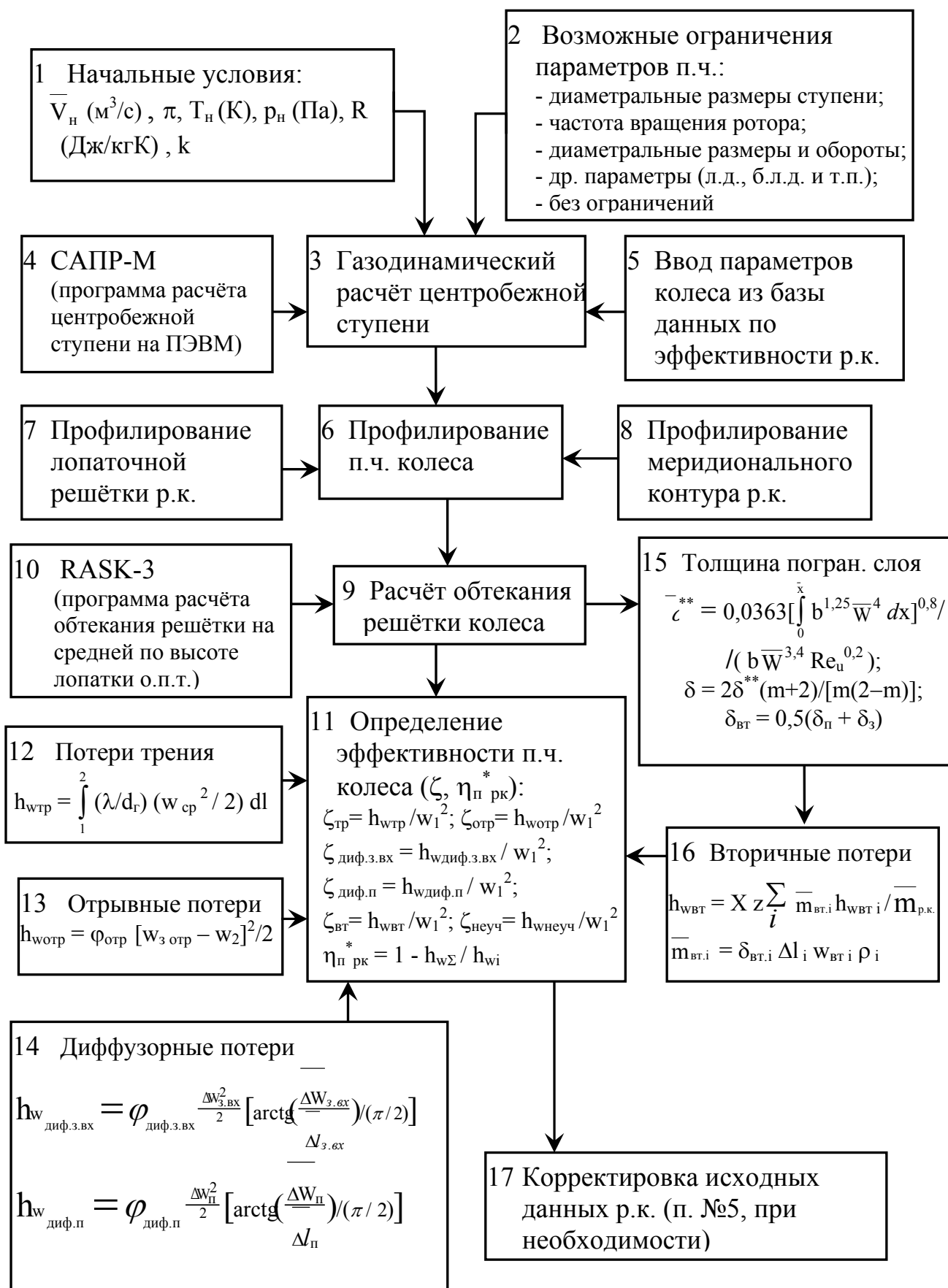
2. На основе обобщённых экспериментальных данных и усовершенствованной модели расчёта потерь разработана база данных по эффективности осерадиальных р.к. в широком диапазоне варьирования их геометрических и газодинамических параметров.

3. Разработаны методика и комплекс программ выбора оптимальных осерадиальных колёс путём сравнения их эффективности на основе предложенного расчётного метода и применения разработанной базы данных по эффективности р.к.

4. По результатам расчётно-теоретического анализа и обобщённых экспериментальных данных сформулированы основные рекомендации по проектированию осерадиальных колёс в предлагаемом диапазоне изменения их газодинамических и конструктивных параметров.

5. Проведены расчёты по ряду модификаций п.ц.к. путём применения в них осерадиальных колёс с использованием разработанной базы данных.

Блок - схема алгоритма проектирования проточной части осерадиального рабочего колеса



## ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. **Петров, П.А.** Вопросы модернизации промышленного холодильного центробежного компрессора [Текст]/ П.А. Петров, А.М. Смагоринский, А.М. Симонов // XXXIV Неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов, ч. II. – СПб – 2006. - С.92-93.
2. **Семаков, В.З.** Усовершенствование турбокомпрессорного оборудования – основное направление деятельности НПФ «Энтехмаш» [Текст]/ В.З. Семаков, А.М. Смагоринский, С.Л. Шамеко, Д.М. Гамбургер // Тр. 14-го международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования-2008». – СПб - 2008. – С. 79-90.
3. **Симонов, А.М.** Вопросы выбора оптимальных параметров ступени с осерадиальным центробежным рабочим колесом промышленного холодильного компрессора [Текст]/ А.М. Симонов, А.М. Смагоринский // Научные исследования и инновационная деятельность: Материалы научно - практической конференции. - СПб - 2007. - С.158-161.
4. **Симонов, А.М.** Выбор оптимальных параметров ступени с осерадиальным центробежным рабочим колесом холодильного компрессора [Текст]/ А.М. Симонов, А.М. Смагоринский // Компрессорная техника и пневматика. - 2008. №1. – С. 28-30. (Издание ВАК)
5. **Симонов, А.М.** Исследование эффективности модернизированной проточной части промышленного холодильного центробежного компрессора [Текст]/ А.М. Симонов, А.М. Смагоринский // Тезисы XIV Международной конференции по компрессорной технике. – ЗАО «НИИтурбокомпрессор». Казань. - 2007. – С.40-45
6. **Смагоринский, А.М.** Модернизация турбокомпрессорного агрегата с целью увеличения выхода конечного продукта [Текст]/ А.М. Смагоринский, С.Л. Шамеко // Компрессорная техника и пневматика. – 2007. №3. - С. 38-40. (Издание ВАК).