

А.В. Смирнов, к.т.н., генеральный конструктор-начальник СКБ, А.А. Обухов, И.Н. Зинченко, научные сотрудники СКБ (ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», Украина)

Применение коммерческих CFD программных комплексов для определения газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней

В статье приведены результаты освоения и применения коммерческих программных комплексов, основанных на методах вычислительной гидродинамики, при проектировании центробежных компрессоров.

Ключевые слова: модельная ступень, газодинамические характеристики, вычислительная гидродинамика, численный эксперимент.

У статті приведені результати освоєння і застосування при проектуванні відцентрових компресорів комерційних програмних комплексів, що ґрунтуються на методах обчислювальної гідродинаміки.

Ключові слова: модельна ступінь, газодинамічні характеристики, обчислювальна гідродинаміка, чисельний експеримент.

In article the results of mastering and application of the commercial programmatic complexes based on the methods of calculable hydrodynamics at planning of centrifugal compressors are driven.

Keywords: the model stage, gas-dynamic descriptions, calculable hydrodynamics, numeral experiment.

Основной продукцией, изготавливаемой в ПАО «Сумского НПО им. М. В. Фрунзе», являются центробежные компрессоры и агрегаты большой мощности (16 - 25 МВт), поэтому снижение затрат энергии при их эксплуатации имеет большое практическое значение. Увеличения эффективности производимых центробежных компрессоров можно достичь путем совершенствования газодинамических характеристик элементов его проточной части. Газодинамическая эффективность всего компрессора характеризуется его интегральными характеристиками: политропным коэффициентом полезного действия (КПД) и коэффициентом политропного напора ($\eta_n = f(\Phi_D)$ и $\psi_n = f(\Phi_D)$). Характеристики центробежного компрессора зависят от газодинамического совершенства отдельных элементов его проточной части и согласованности их работы между собой. Экспериментальное исследование этих объектов довольно трудоемко. Опыта планирования и проведения таких исследований нет. Физический эксперимент на реальных компрессорах усложняется проведением препарирования контрольных сечений и выводом

всех контролируемых параметров на измерительные приборы.

Стремительное развитие вычислительной техники и коммерческих программных комплексов, основанных на методах вычислительной гидродинамики, позволяет определять газодинамические характеристики центробежных компрессорных ступеней путем численного эксперимента. Преимуществом численного моделирования течения в центробежных компрессорах и элементах его проточной части является:

- относительная дешевизна численного моделирования;
- возможность в короткие сроки определить влияние незначительного изменения геометрии проточной части на газодинамические характеристики;
- определение согласованности элементов проточной части между собой и принятие конструктивных решений, направленных на устранение их рассогласованности;
- возможность определения мест локализации зон отрыва потока;
- возможность выбора оптимальной компоновки проточной

части с учетом особенностей работы компрессора;

- полнота картины газодинамических параметров потока в контрольных сечениях [1, 2] и элементах исследуемой проточной части.

К недостаткам численного моделирования можно отнести:

- необходимость проведения верификационных расчетов для определения оптимального набора настроек «решателя» конкретного типа задач;
- проведение настроечных расчетов для определения отсутствия чувствительности расчетной сетки и шага по времени на результат расчета;
- искажение геометрии расчетной области для улучшения «качества» расчетной сетки.

Для внедрения в ПАО численного моделирования течения в проточной части центробежных компрессоров в научно-исследовательском отделе газодинамики, динамики и прочности машин специального конструкторского бюро ПАО создана лаборатория численного и экспериментального исследования проточных частей центробежных компрессоров. Расчеты проводятся на высокопроизво-

дательной, вычислительной технике в лицензионных программных комплексах (FlowVision HPC, Ansys CFX, Ansys Fluent).

Объектом исследования и отработки методики расчета газодинамических характеристик является модельная центробежная ступень, применяемая в многоступенчатом центробежном компрессоре 352ГЦ2-485/75-100М компрессорной станции «Сосногорская» магистрального трубопровода «Ухта-Торжок». Ступень промежуточного типа состоит из рабочего колеса (РК) с параметрами: $D_2=400$ мм, $\beta_{k2}=32^\circ$, безлопаточного диффузора (БД), поворотного колена и обратно-направляющего аппарата (ОНА) с 24 лопатками.

Экспериментальные газодинамические характеристики данной ступени были получены на аэродинамическом стенде АД-400 научно-исследовательского комплекса ПАО [3]. Для определения интегральных газодинамических характеристик исследуемой центробежной ступени замерялись полная температура на входе и выходе из компрессора лабораторными термометрами с ценой деления $0,1^\circ\text{C}$. Измерение производилось в трубопроводах, скорость потока в которых не превышала 15 м/с. Статическое давление измерялось перед РК и после ОНА, его замеры производились через отверстия диаметром $0,8-1$ мм [1, 2, 4]. Массовый расход измерялся путем траверсирования осевого канала перед рабочим колесом трубкой полного давления с протоком. Эпюры скоростей воздушного потока перед РК на всех исследуемых режимах работы центробежной ступени представлены на рис. 1.

В связи со сложностями теплоизоляции аэродинамического стенда в методику определения интегральных газодинамических характеристик был введен коэффициент потерь теплового потока в окружающую среду от корпуса аэродинамической головки. Интегральные экспериментальные характеристики исследуемой ступени с диапазоном погрешностей представлены на рис. 2.

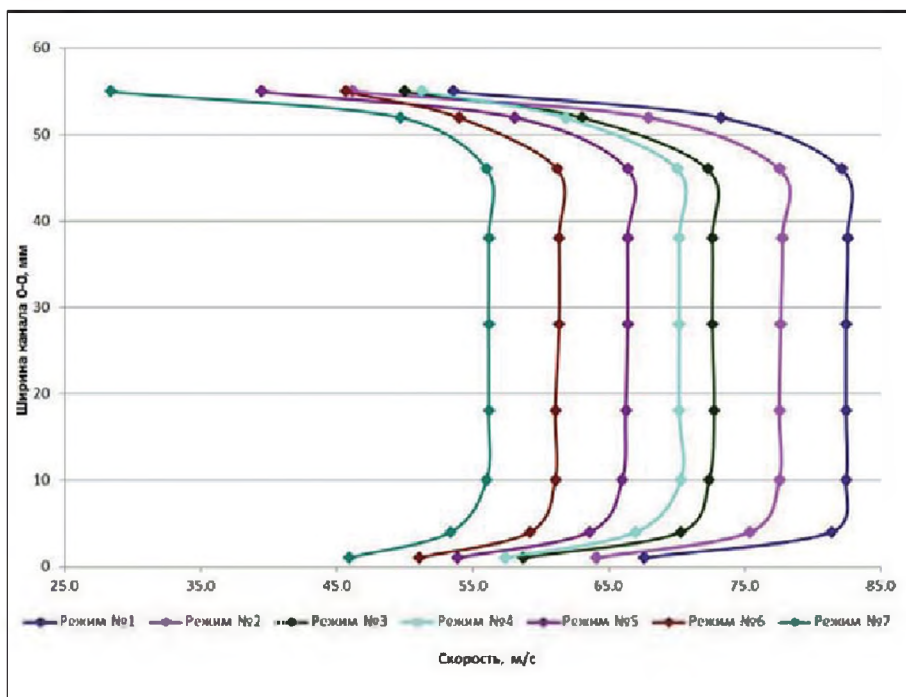


Рис. 1. Эпюры скоростей перед рабочим колесом на разных режимах работы центробежной ступени

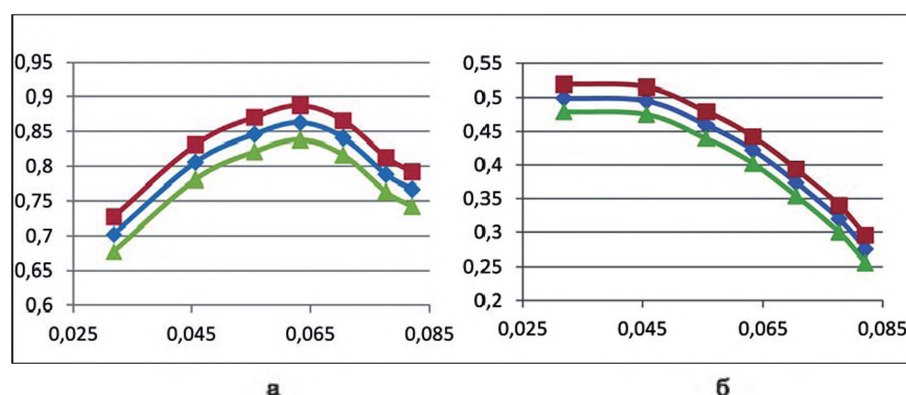


Рис. 2. Диапазон погрешностей газодинамических характеристик ступени: а – $\eta_n=f(\Phi_0)$; б – $\psi_n=f(\Phi_0)$

Численное моделирование течения в центробежной ступени производилось в коммерческих программных комплексах FlowVision HPC и Ansys CFX.

3D модели расчетной области модельной ступени были созданы в программном комплексе ProE. Для детального представления геометрии в FlowVision HPC она была экспортирована в фасеточном представлении (формат STL) с параметрами: высота хорды $0,01$ и контроль угла 0 . Согласно [5], данная детализация геометрии является оптимальной с точки зрения описания действительной топологии проточной части исследуемых объектов. Передача геометрии в

программный комплекс Ansys CFX производилась через нейтральный формат STP с отображением граней и поверхностей исследуемой геометрии (рис. 3).

Перечень проведенных расчетов и допущений, применяемых в них, представлен в таблице.

Система уравнений движения, сохранения энергии и массового расхода, описывающая движение газа в элементах проточных частей исследуемых моделей решается численно (методом конечных объемов (FlowVision HPC) и конечных элементов (Ansys CFX)). Численные методы чувствительны к сетке, а именно, к размерам и форме ячеек. Согласно рекомендации [5] в

FlowVision HPC целесообразно использовать расчетные ячейки кубической формы, с подсеточным разрешением в местах со значительными значениями градиентов давления и скорости. Для расчета в Ansys CFX модели *m3* использовалась блочно-структурированная расчетная сетка с призматическим разрешением пограничного слоя [6].

Численные эксперименты, основанные на методах вычислительной гидродинамики, требуют тщательного анализа полученных осредненных параметров потока в интересующих сечениях и картин визуализации течения в элементах проточной части исследуемых моделей. Особенно важно при расчетах соблюдение законов постоянства массового расхода ($\dot{m} = const$) и сохранения полной энергии ($i^* = const$). Также необходима оценка качественной структуры потока при определении адекватности полученного решения. Примером такого критерия является отображение высоко и низкоэнергетического разделения потока на выходе из рабочего колеса (структура потока струя - след). На рис. 4 представлена визуализация картин течения в исследуемых моделях.

В результате численных экспериментов необходима верификация с соответствующими экспериментальными исследованиями. В качестве экспериментальных данных использовались газодинамические характеристики ($\eta_n = f(\Phi_o)$ и $\psi_n = f(\Phi_o)$).

Обработка результатов численных экспериментов производилась в соответствии с рекомендациями работы [2].

Результаты сопоставления экспериментальных газодинамических характеристик с расчетными, полученными в CFD комплексах, представлены на рис. 5 - 8. Экспериментальные значения политропного КПД и политропного коэффициента напора исследуемой ступени, представленные на рис. 5 - 7, аппроксимированы полиномами второго порядка.

Анализ газодинамических характеристик показывает, что коэффициенты политропного напора

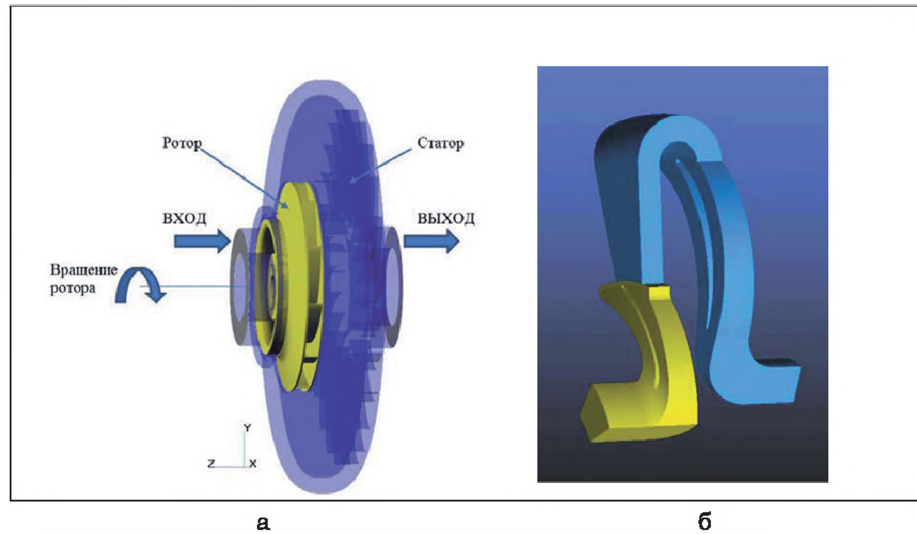


Рис. 3. Изображение расчетной области модельной ступени в программах: а – FlowVision HPC (подвижное тело); б – Ansys CFX

Таблица. Допущения и расчетные модели

Программный комплекс	Обозначение	Допущение
FlowVision HPC «с применением модуля подвижного тела»	<i>m1</i>	Отсутствие теплообмена с окружающей средой
	<i>m2</i>	Отсутствие теплообмена с окружающей средой
		Отсутствие учета перетечек через лабиринтное уплотнение
Ansys CFX	<i>m3</i>	Отсутствие моделирования течения газа в пазухах между РК и элементами статора
		Циклически-симметричная постановка
		Отсутствие теплообмена с окружающей средой
		Отсутствие учета перетечек через лабиринтное уплотнение
		Отсутствие моделирования течения газа в пазухах между РК и элементами статора

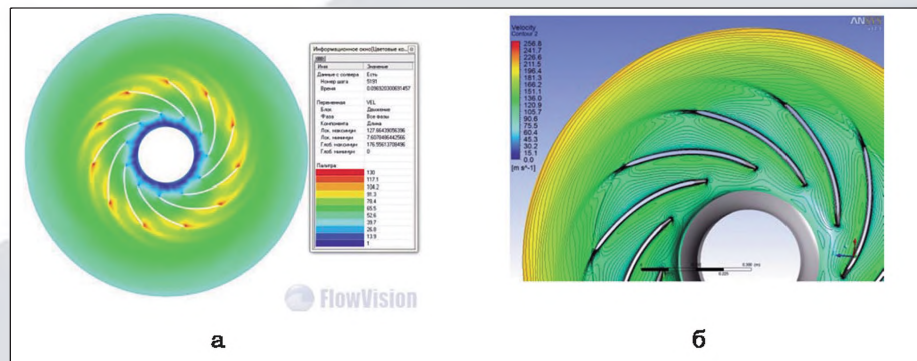


Рис. 4. Визуализация скорости потока на выходе из РК в относительной системе координат (а – модели *m1* и *m2*, б – модель *m3*)

моделей $m1$, $m2$ и $m3$ совпадают с экспериментальными. Диапазон отклонения расчетных и экспериментальных значений не превышает 5%. Отклонения политропного коэффициента полезного действия (КПД) моделей $m1$ и $m2$ не превышают от экспериментальных значений 5%. Максимальные отклонения между экспериментальными значениями политропного КПД и расчетными по модели $m3$ достигают 8%. Повышенные значения политропного КПД модели $m3$ объясняются применением циклически-симметричного расчета, в котором не учитываются потери обратного влияния последующих элементов проточной части на предыдущие, например БД на РК.

Численное исследование влияния перетечек на эффективность работы центробежной ступени (модели $m1$ и $m2$) показало, что учет перетечек через лабиринтное уплотнение со стороны покрывного диска РК снижает напорность ступени в среднем на 2%.

Выводы

Методика поверочных расчетов газодинамических характеристик методами вычислительной гидродинамики позволяет с инженерной точностью прогнозировать эффективность работы как центробежных ступеней, так и компрессора в целом.

Анализ постановки задачи и определения граничных условий показал, что наиболее устойчивой является схема задания параметров заторможенного потока (P^* , P_a и T^* , K) на входе в расчетную область и массового расхода на выходе. Такая схема задания граничных условий является оптимальной при условии отсутствия в элементах проточной части сверхзвукового течения потока.

Список литературы

1. Галеркин Ю.Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Ю.Б. Галеркин, Ф.С. Рекстин. – Л.: Машиностроение, 1969. – 304 с.
2. «Разработка методики элементного испытания модельной ступени центробежного компрессора и ее экспериментальное ис-

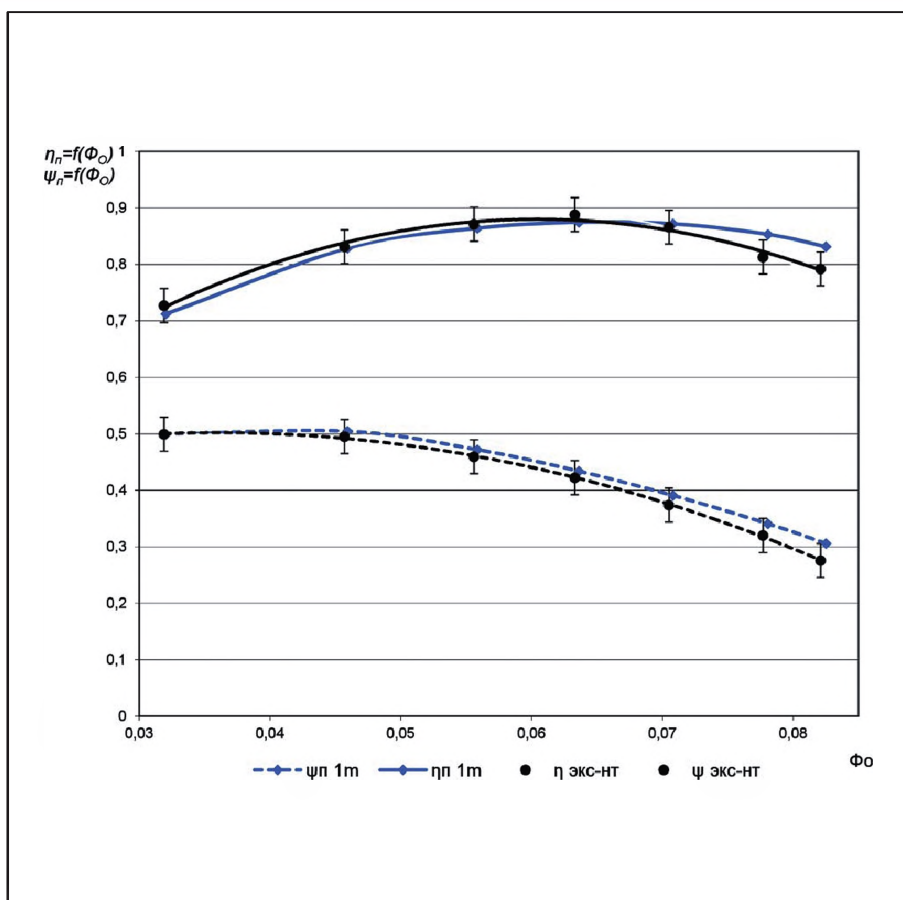


Рис. 5. Сопоставление экспериментальных и модельных $m1$ газодинамических характеристик

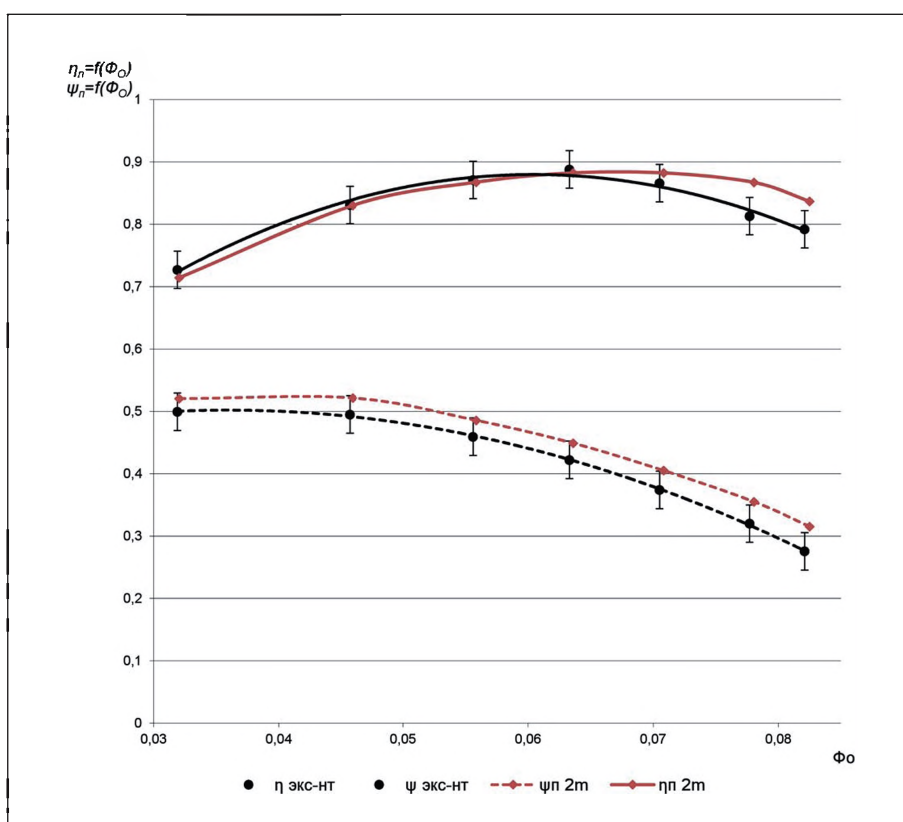


Рис. 6. Сопоставление экспериментальных и модельных $m2$ газодинамических характеристик

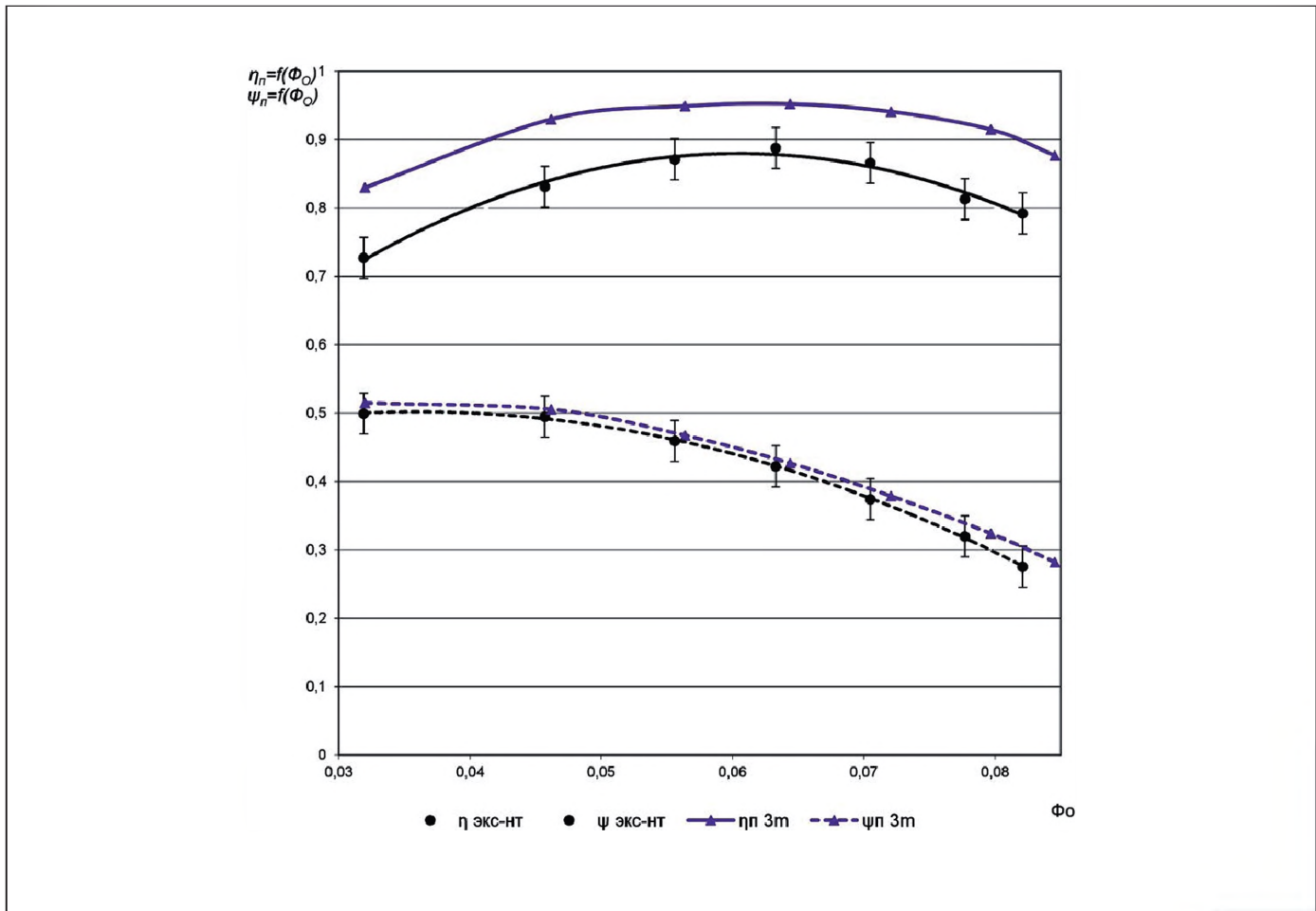


Рис. 7. Сопоставление экспериментальных и модельных т3 газодинамических характеристик

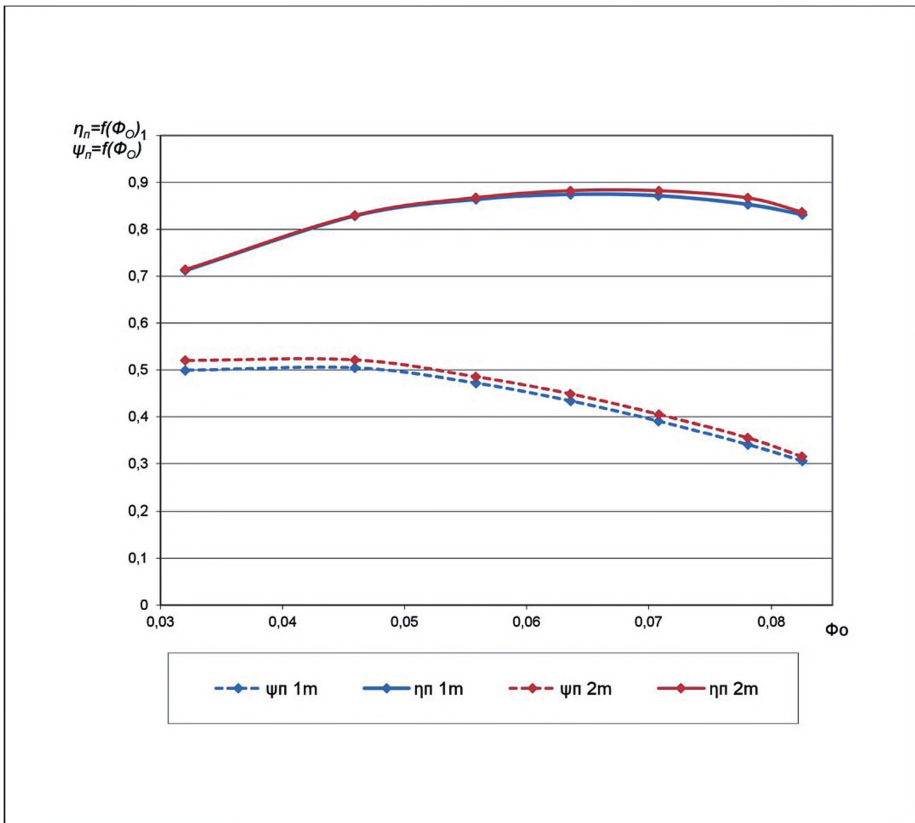


Рис. 8. Сопоставление модельных т1 и т2 газодинамических характеристик

следование на аэродинамическом стенде АД-400», отчет НИР, Н.В. Калининевич, Сумы 2011 г.

3. Смирнов А.В. Аэродинамический стенд для исследований модельных ступеней центробежных компрессоров / А.В. Смирнов, А.М. Бороденко, А.А. Обухов // Вісник СумГУ, 2012.– 2. С.66-71.

4. Парафійник В.П. Створення проточних частин відцентрових компресорів для газоперекачувальних агрегатів нового покоління потужністю 6,3 МВт / В.П. Парафійник, В.М. Довженко // Хімічне і нафтяне машинобудування, 1997. – 5. С.61-46.

5. FlowVision HPC 3.08.02. Руководство пользователя.

6. «Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени», автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, специальность 05.04.06, Д.М. Гамбургер, Санкт-Петербург, 2009г.