

УДК. 621.515

**А. Н. НЕФЕДОВ**, нач. лаборатории ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»;  
**А. В. СКОРИК**, канд. техн. наук; научный сотрудник ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»

### **ОПЫТ РАСЧЁТА ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В СТУПЕНЯХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS CFX С УЧЁТОМ РЕАЛЬНЫХ СВОЙСТВ СЖИМАЕМОЙ СРЕДЫ**

В статье представлены результаты численного моделирования течения природного газа в центробежном компрессоре высокого давления с применением модели идеального газа и модели реального газа Соаве – Редлиха – Квонга. Сопоставление результатов расчета с экспериментом подтверждает целесообразность учета реальных свойств газа при моделировании течения в таких компрессорах. Дальнейшее уточнение расчетной модели может быть направлено на моделирование течения с учетом зазоров между статорными и роторными элементами компрессора, влияние которых на характеристики компрессоров высокого давления особенно значительное.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, численное моделирование, уравнение состояния реального газа.

#### **Введение**

При моделировании течения в центробежных компрессорах (ЦК), для которых рабочее давление достигает нескольких МПа, возникает необходимость применения моделей течения, учитывающих реальные свойства компримируемой среды. Адекватное моделирование процесса сжатия реального газа в *ANSYS CFX v.15.0.7* возможно при использовании соответствующего уравнения состояния. Кроме того, при обработке результатов расчетов также следует учитывать особенности политропного процесса сжатия реального газа (например, определение политропного напора производить с учётом коэффициента сжимаемости).

В состав программного комплекса включены следующие уравнения состояния (УС) [1]:

- 1) УС идеального газа;
- 2) УС реального газа Соаве – Редлиха – Квонга (Soave Redlich Kwong);
- 3) УС реального газа Редлиха – Квонга (Standard Redlich Kwong);
- 4) УС реального газа Aungier – Редлиха – Квонга (Aungier Redlich Kwong);
- 5) УС реального газа Пенга – Робинсона (Peng Robinson).

В работах [2, 3] указывается на существенное влияние режима течения в ЦК (по числу Рейнольдса) и шероховатости поверхностей проточной части на его газодинамические характеристики. Возможности программного комплекса *ANSYS CFX v.15.0.7* позволяют учесть эти особенности [1].

Целью данной статьи является сопоставление результатов численного моделирования течения в ЦК для сжатия природного газа с применением модели реального газа Соаве – Редлиха – Квонга (СРК), рекомендуемой при расчете процессов сжатия углеводородных смесей [1, 4], и с использованием модели идеального газа. Согласно [4] уравнение состояния СРК за исключением области вблизи критической точки позволяет получать результат с погрешностью порядка (1–2) %.

### 1 Методика обработки экспериментальных данных и результатов численного моделирования

В данной работе считалось, что адекватность результатов сравнения экспериментальных и расчетных результатов обеспечивается в случае применения идентичных методик обработки получаемых данных.

Проточная часть исследуемого ЦК включает 2 расположенных «спина к спине» секции по 3 ступени, входные устройства для каждой секции, каналы для перевода потока газа между секциями и выходное устройство (рис. 1).

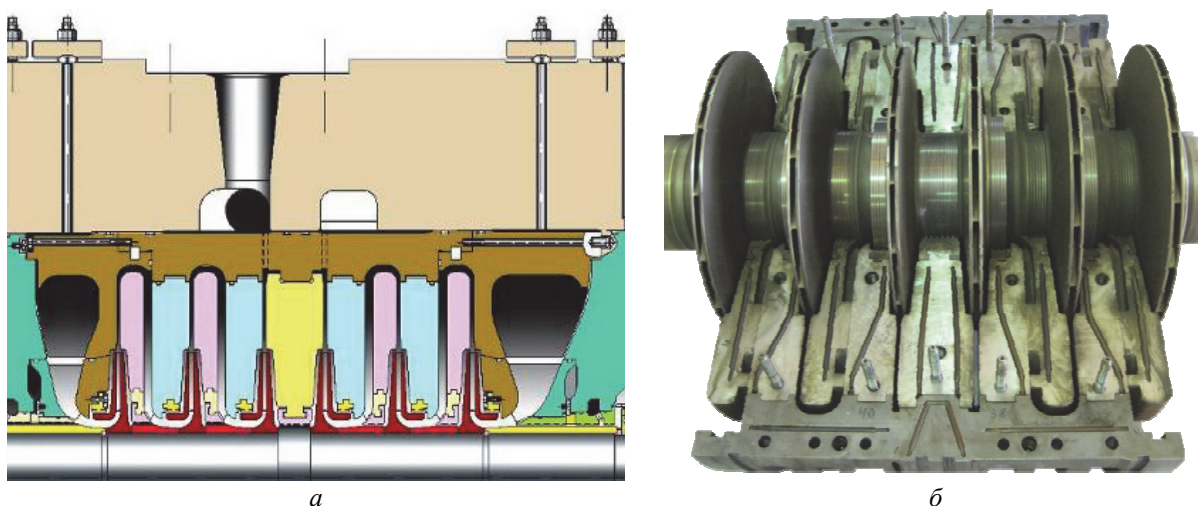


Рис. 1 – Проточная часть исследуемого ЦК:  
а – эскиз; б – фотография

Для расчёта в *ANSYS CFX* применялись секторные геометрические модели ступеней компрессора, а также полные геометрические модели остальных элементов. Расчёт проводился в стационарной постановке со схемой дискретизации высокого разрешения. Интерфейсы между вращающимися и статорными элементами проточной части – «Stage». Использовалась *SST*-модель турбулентности, при этом количество пристеночных призматических слоёв расчётной сетки составляет не менее 20. Общее количество элементов расчётной сетки составило 9,8 млн. Течение газа в полостях между роторными и статорными деталями и в лабиринтных уплотнениях не моделировалось.

В качестве исходных данных для расчёта в *ANSYS CFX* принимались параметры потока, полученные экспериментально (статическое давление на входе 12,7 МПа, температура на входе 290 К, частота вращения ротора 9700 об/мин). Шероховатость проточной части задавалась равной 1,6 мкм. Рабочая среда – природный газ (содержание метана в объёмных долях составляет 90 %).

Обработка результатов расчёта и экспериментальных данных производилась по следующим формулам. Условный коэффициент расхода:

$$\Phi_0 = \frac{4\bar{m}}{\rho_n \pi D_2^2 U_2},$$

где  $\bar{m}$  – массовый расход;  $\rho_n$  – плотность газа на входе в ступень;  $D_2$  – диаметр рабочего колеса (РК);  $U_2$  – окружная скорость на выходе РК.

Коэффициент политропного напора

$$\Psi_n = \frac{H_n}{U_2^2},$$

где  $H_n = z_n R T_n \sigma \left( \pi^{\frac{1}{\sigma}-1} \right)$ ;  $\sigma = \frac{\ln(\pi)}{\ln(T_k/T_n)}$ ;  $R$  – газовая постоянная рабочей среды;  $T_n$  – температура на входе в компрессор;  $T_k$  – температура на выходе из компрессора,  $\pi = p_k/p_n$ ;  $p_n$  – давление на входе в компрессор;  $p_k$  – давление на выходе из компрессора.

При обработке результатов расчета в *ANSYS CFX* значение коэффициента сжимаемости определялось по формуле  $z_n = \frac{p_n}{\rho_n R T_n}$ ; при обработке экспериментальных данных коэффициент сжимаемости и плотность газа определялись по методике Загорученко [5], хорошо зарекомендовавшей себя для расчёта свойств смесей углеводородов.

## 2 Сопоставление результатов эксперимента и численного моделирования

Моделирование течения в данном ЦК проводилось для значений массового расхода приведённых в табл. 1. Расчеты выполнялись с использованием уравнения состояния идеального газа и уравнения состояния СРК. Поскольку применение различных уравнений состояния приводит к отличию коэффициентов сжимаемости  $z$ , то численные величины плотности, а, следовательно, и условного коэффициента расхода  $\Phi_0$  для идентичных по массовому расходу режимов различались. Сопоставление величин плотности и коэффициентов сжимаемости, определенных для указанных уравнений состояния, представлены в табл. 1.

Таблица 1.

Сопоставление величин, определённых с использованием различных уравнений состояния

Массовый расход, кг/с		29.4	35.4	39.4	46.7	48.1
$\rho_n$ , кг/м <sup>3</sup>	мет. Загорученко	127.8	124.3	123.2	120.8	121.2
	<i>ANSYS</i> , СРК	121.3 (5.1 %)*	118.5 (4.7 %)*	117.6 (4.6 %)*	115.6 (4.3 %)*	116.1 (4.2 %)*
	<i>ANSYS</i> , идеальный газ	96.7 (24.3 %)*	95.3 (23.3 %)*	94.8 (23 %)*	–	–
$z_n$	мет. Загорученко	0.757	0.767	0.770	0.780	0.784
	<i>ANSYS</i> , СРК	0.797	0.804	0.807	0.814	0.819

\* – отклонение от методики Загорученко.

Напорная характеристика компрессора, полученная в *ANSYS CFX* с учетом уравнения состояния СРК, близка к экспериментальной по характеру, а также по величине  $\Phi_0$  в каждой режимной точке (рис. 2). Смещение расчётных значений  $\Phi_0$  относительно экспериментальных составляет (5–6) %. Достаточно высокое совпадение по  $\Phi_0$  обусловлено близкими величинами плотностей, определяемых по методике Загорученко и из уравнения состояния реального газа СРК. Величина политропного напора, определенного на основе расчета в *ANSYS CFX*, завышена. С увеличением расхода расхождение экспериментальных и расчетных значений политропного напора ( $\Psi_n$  Эксп и  $\Psi_n$  Real Gas на рис. 2) возрастает. В диапазоне  $\Phi_0 = 0,01–0,015$  расхождение составляет (14–16) %. В крайней правой точке характеристики расхождение достигает 35 %.

Из рис. 2 видно также, что применение модели реального газа в *ANSYS CFX* (уравнение состояния СРК) позволяет получить более близкий к эксперименту результат, как по величине политропного напора  $\psi_p$ , так и по значению условного коэффициента расхода  $\Phi_0$ .

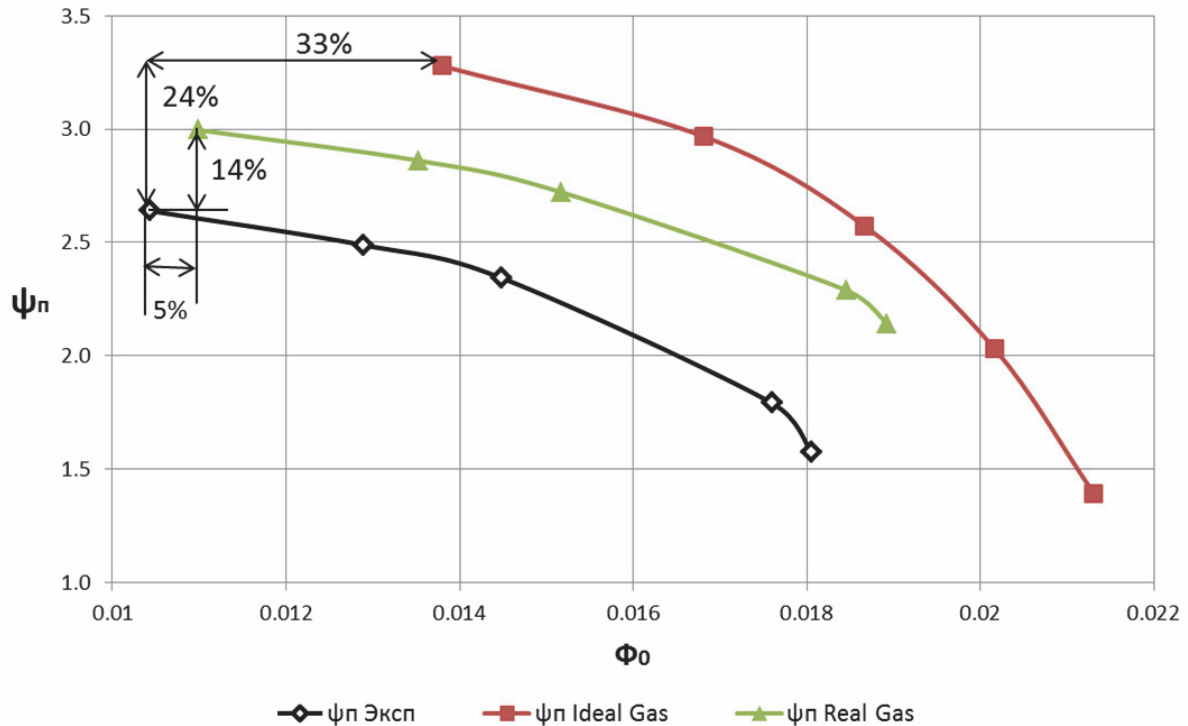


Рис. 2 – Напорные характеристики компрессора высокого давления, полученные в *ANSYS CFX* при использовании моделей идеального и реального газа, а также определённая на основе экспериментальных данных

Таблица 2.

Сопоставление экспериментальных и расчетных значений отношений давлений и температур

Массовый расход, кг/с		29.4	35.4	39.4	46.7	48.1
$\pi$	Эксперимент	2.357	2.237	2.133	1.772	1.650
	<i>ANSYS</i> , УС идеал. газ	2.281	2.118	1.923	–	–
	<i>ANSYS</i> , УС СРК	2.570	2.445	2.338	2.018	1.919
$T_k/T_n$	Эксперимент	1.314	1.279	1.263	1.212	1.196
	<i>ANSYS</i> , УС идеал. газ	1.253	1.232	1.212	–	–
	<i>ANSYS</i> , УС СРК	1.261	1.246	1.235	1.203	1.194

В таблице 2 приведены отношения давлений и температур в ЦК на различных режимах, полученные экспериментально и в *ANSYS CFX* с использованием различных УС. Отношение давлений в компрессоре с использованием УС идеального газа занижается относительно экспериментального, а при использовании УС СРК – завышается. Отношение температур в компрессоре ниже экспериментального в обоих случаях. Однако, отношения температур, определенные в *ANSYS* с применением уравнения состояния СРК, более близки к экспериментальным значениям. Заниженные значения  $T_k/T_n$  приводят к повышенным (относительно экспериментальных) значениям

газодинамического комплекса  $\sigma$ . Поэтому значения  $\psi_n$  Real Gas и  $\psi_n$  Ideal Gas больше  $\psi_n$  Эксп. Учёт коэффициента сжимаемости при определении  $\psi_n$  Real Gas приводит к тому, что характеристика  $\psi_n$  Real Gas лежит ниже характеристики  $\psi_n$  Ideal Gas.

На основании проведённой работы можно предположить, что расчёт течения с применением современных *CFD*-комплексов в компрессорах высокого давления имеет ряд существенных особенностей в отличие от расчётов компрессоров общепромышленного назначения.

Для ЦК высокого давления влияние перетечек в уплотнениях рабочих колес и течение в зазорах между роторными и статорными деталями оказывает значительное влияние на интегральные газодинамические характеристики (в том числе и за счет дополнительного подогрева основного потока перетекаемым через лабиринтную втулку покрывного диска газом). Кроме того, моделирование течения в зазорах позволяет учесть дополнительные потери напора на дисковое трение. Предположительно, учет этих факторов в дальнейшем позволит уточнить результаты представленного численного моделирования.

### **Выводы**

Выполненные расчёты позволяют сделать следующие выводы:

1) Применение рекомендуемого уравнения состояния реального газа Соаве – Редлиха – Квонга при расчёте компрессора высокого давления (для сжатия природного газа) в *ANSYS CFX* позволяет получить более близкий к экспериментальному результат, чем в случае применения УС идеального газа. Однако полученные в ходе такого расчета газодинамические характеристики многоступенчатого компрессора все еще недостаточно точны для эффективного применения в инженерной практике.

2) Дальнейшее повышение точности вычислительного эксперимента следует проводить путем введения в расчетную модель дополнительных доменов, обеспечивающих адекватный учет течения в камерах между роторными и статорными деталями и в лабиринтных уплотнениях рабочих колес.

**Список литературы:** 1. ANSYS, INC. ANSYS CFX RELEASE 15.0.7. USER MANUAL, 2014. 2. Садовский, Н. И. Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления на основе изучения влияния числа Рейнольдса и шероховатости на рабочие процессы [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Н. И. Садовский. – Санкт-Петербург, 1994. – 340 с. 3. Simon, H. On the Evaluation of Reynolds Number and Relative Surface Roughness Effects on Centrifugal Compressor Performance Based on Systematic Experimental Investigations [Text] / H. Simon, A. Bülskämper // ASME J. Eng. Gas Turbines Power. – 1984. – Vol. 106. – P. 489–498. 4. Рид, Р. Свойства газов и жидкостей [Текст] : пер. с англ. под ред. Б. И. Соколова / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – 3-е изд., перераб. и дополн. – Ленинград : ХИМИЯ, 1982. 5. Загорученко, В. А. Уравнения состояния бинарных и многокомпонентных смесей [Текст] : моногр. / В. А. Загорученко. – Одесса, 1981. – 112 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. ANSYS, INC. ANSYS CFX RELEASE 15.0.7. USER MANUAL, 2014. 2. Sadovskij, N. I. *Povyshenie jeffektivnosti malorashodnyh stupeney centrobezhnyh kompressorov vysokogo i sverhvyssokogo davlenija na osnove izuchenija vlijaniya chisla Rejnol'dsa i sherohovatosti na rabochie processy.* Dis. kand. tehn. nauk. St. Petersburg, 1994. Print. 3. Simon, H., and A. Bülskämper. "On the Evaluation of Reynolds Number and Relative Surface Roughness Effects on Centrifugal Compressor Performance Based on Systematic Experimental Investigations." *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* 106 (1984): 489–498. Print. 4. Rid, R., Dzh. Prausnic and T. Shervud. *Svoystva gazov i zhidkostej.* Ed. B. I. Sokolova. Leningrad : HIMIJA, 1982. Print. 5. Zagoruchenko, V. A. *Urvnenija sostojanija binarnyh i mnogokomponentnyh smesej.* Odessa, 1981. Print.

*Поступила (received) 14.01.2015*