

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЧИСЛА РЕЙНОЛЬДСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРВОЙ ТИПОВОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Милешин В.И.* , Семёнкин В.Г.**

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова,
ЦИАМ, Авиамоторная ул., 2, Москва, 111116, Россия

* e-mail: mileshin@ciam.ru

** e-mail: semenkin@phystech.edu

Работа посвящена изучению влияния числа Рейнольдса (Re) на характеристики ступени компрессора высокого давления (КВД). Было проведено численное 3D-моделирование вязкого течения в каналах типовой первой ступени компрессора высокого давления К-8Б с использованием программного комплекса ANSYS CFX. Задача рассматривалась в постановке с полностью турбулентным пограничным слоем (модель турбулентности SST), второй вариант постановки задачи заключался в учете ламинарно-турбулентного перехода в течении (модель SST в паре с моделью $\gamma - Re_\theta$). Для моделирования снижения числа Re на входном граничном условии выставлялись следующие значения полного давления: $p_1^* = 101325$ Па, $p_2^* = 73040$ Па, $p_3^* = 28990$ Па, $p_4^* = 21210$ Па (соответственно $Re_1 = 1157494$, $Re_2 = 826805$, $Re_3 = 331127$ и $Re_4 = 242027$), при частотах вращения ротора, равных 100 % и 95 % от расчетной частоты ($n_{расч}$). Снижение параметров при уменьшении числа Рейнольдса для максимального расхода составило в среднем 1.8 %. Снижение максимального коэффициента полезного действия (КПД) составило в среднем 4.5% для стандартной постановки и 3.8 % — при моделировании ламинарно-турбулентного перехода. Сравнение при $n = 95\%$ экспериментальных и расчетных данных показывает, что применение уточненной модели турбулентности позволяет намного приблизиться к экспериментальным результатам по значениям максимального КПД как при максимальном, так и при минимальном Re (погрешность менее 0.5%) и по значениям степени повышения полного давления в точках максимального КПД (погрешность примерно 0.5%)

Ключевые слова: число Рейнольдса, ступень компрессора высокого давления, широкохордная ступень, численное моделирование.

Введение

В настоящее время актуальной задачей является повышение высотности работы лопаточных машин, которая напрямую связана с эффектами, возникающими в проточной части при изменении числа Рейнольдса. Особенно остро этот вопрос встает при проектировании лопаточной машины для силовой установки летательного аппарата, предназначенного для полета на больших высотах и, соответственно, с сильным разрежением на входе в двигатель. Для осевого компрессора изучение этого влияния на характеристики и поля течений может дать основания для объективной оценки реальных характеристик компрессора [1–8]. Развитие CFD (computational fluid dynamics) технологий позволяет с достаточной для инженерных расчетов точностью получить интегральные характеристики

и картины течения в проточной части лопаточной машины, однако моделирование рабочего процесса при пониженных Re представляет собой задачу, требующую особого подхода. В работе [9] приведены результаты расчетного и экспериментального исследования двух ступеней КВД в зависимости от числа Re . Полученные результаты показали существенно большее снижение КПД в расчёте по сравнению с экспериментальными данными при снижении числа Re . Основная причина расхождения расчётных и экспериментальных данных, по мнению авторов данной статьи, заключается в несовершенстве используемой модели турбулентности, которая не учитывает наличия участка ламинарного пограничного слоя (его протяжённость составляет от 10 до 30 % от хорды профиля) [10–12]), и соответственно точки перехода ламинарного погранич-

ного слоя в турбулентный. Геометрия рассматриваемой ступени КВД К-8Б также имеет широкохордную лопатку рабочего колеса, и по результатам расчетов наблюдается аналогичная тенденция для стандартной постановки с полностью турбулентным пограничным слоем. Однако применение модели турбулентности, учитывающей ламинарно-турбулентный переход, позволяет приблизиться к эксперименту по значениям максимального КПД и по степени повышения полного давления.

Объект исследования. Постановка задачи

Ступень К-8Б — это первая сверхзвуковая высоконагруженная ступень компрессора высокого давления, состоящая из трёх лопаточных венцов (рис. 1). Входной направляющий аппарат (ВНА)

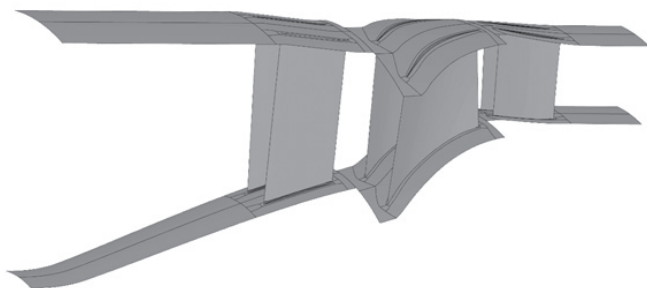


Рис. 1. Ступень К-8Б

имеет 46 лопаток, рабочее колесо (РК) — 35 лопаток, направляющий аппарат (НА) — 76 лопаток. Ступень имеет широкохордные лопатки рабочего колеса с удлинением 0.729, что соответствует современным тенденциям в развитии перспективных лопаточных машин. Основные геометрические параметры, расчетные адиабатический КПД и степень повышения полного давления приведены в табл. 1. Проводится расчетное исследование характеристик высоконапорной ступени КВД К-8Б при работе в условиях больших разрежений на входе. В результате компьютерного моделирования получены ин-

тегральные газодинамические характеристики и поля течений для определенного набора чисел Рейнольдса при частотах вращения ротора, равных 100 и 95 % от $n_{расч}$.

Моделирование трехмерного течения в венцах первой высоконагруженной ступени компрессора высокого давления К-8Б проведено в расчетном комплексе ANSYS CFX в стационарной постановке [13—15]. Комплекс использовался для решения осредненных по Рейнольдсу стационарных уравнений Навье—Стокса (RANS). В расчетах применена модель турбулентности SST, а для учета переходных явлений ее дополнили моделью $\gamma - Re_{\theta}$ (SST $\gamma - Re_{\theta}$) [16—20]. Для согласования решения на ротор-статор интерфейсах использовалась технология «Mixing plane». Сетка расчетной области охватывает один межлопаточный канал каждого венца, она построена с помощью интегрированного в пакет сеточного генератора ANSYS TURBOGRID (рис. 2 и 3). Общее количество ячеек, составившее 3643432 элемента, распределено по венцам следующим образом: ВНА — 1488565 ячейки, РК — 920635 ячеек, НА — 1234232 ячеек. Радиальные зазоры в регулируемых направляющих аппаратах составляют 0.4 мм на периферии и 0.6 мм — по втулке. Зазор на периферии рабочего колеса принят 0.5 мм. На входном граничном условии установлены значения полной температуры ($T^* = 288.15$ К) и полного давления $p_1^* = 101325$ Па, $p_2^* = 73040$ Па, $p_3^* = 28990$ Па, $p_4^* = 21210$ Па. Данные значения полного давления соответствуют числам Рейнольдса: $Re_1 = 1157494$, $Re_2 = 826805$, $Re_3 = 331127$ и $Re_4 = 242027$. Числа Рейнольдса для ступени рассчитаны по формуле

$$Re = \frac{\rho w l}{\mu}$$

Линейный размер принят равным хорде лопатки рабочего колеса на среднем радиусе; w — относительная скорость; μ — коэффициент динамической вязкости воздуха перед рабочим колесом. В сечении выхода использовано условие радиального равновесия течения с фиксированным статическим давлением на периферии. На твердых поверхностях заданы условия прилипания и отсутствия теплопередачи.

Результаты расчётного исследования

Согласно полученным результатам расчёта, по интегральным газодинамическим характеристикам ступени К-8Б наблюдается сильная зависимость всех её параметров ступени от числа Рейнольдса. При уменьшении Re происходит сдвиг характери-

Таблица 1

Основные геометрические и рабочие параметры ступени К-8Б

Наружный диаметр корпуса D_{lk}	307.4 мм
Диаметр втулки РК на входе $D_{вт}$	168 мм
Наружный диаметр РК ступени D_k	306.5 мм
Диаметр втулки РК на выходе $D_{вт}$	261.4 мм
Удлинение лопатки РК	0.729
Степень повышения полного давления π^*	2.0
Адиабатический КПД η_{ad}^*	0.86

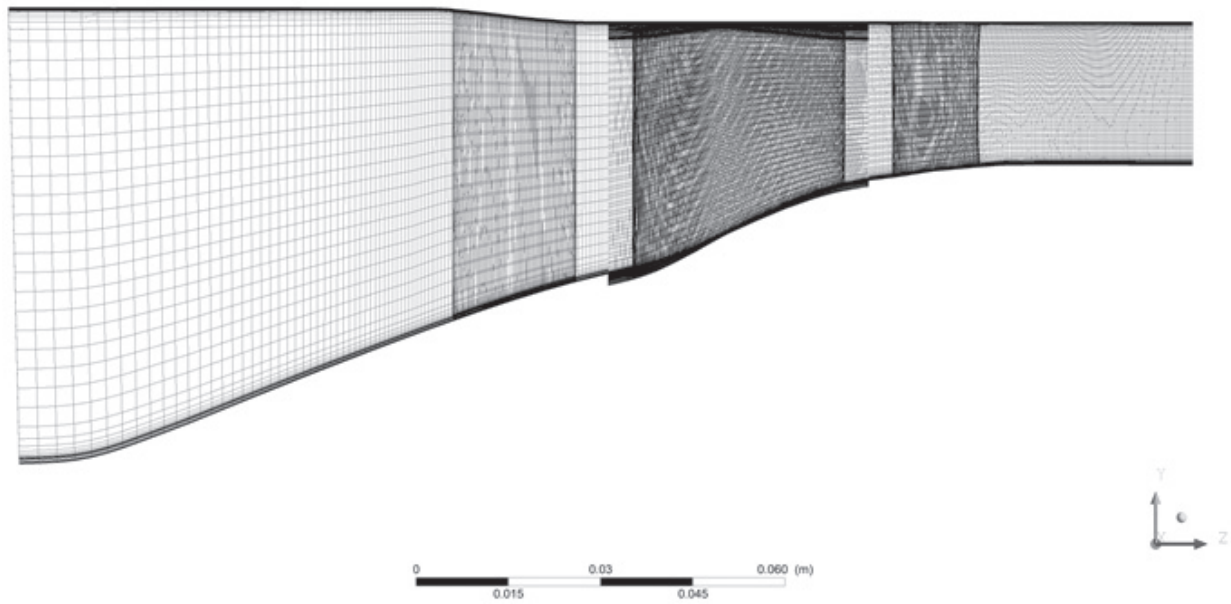


Рис. 2. Конечно-разностная сетка ступени К-8Б в меридиональной плоскости

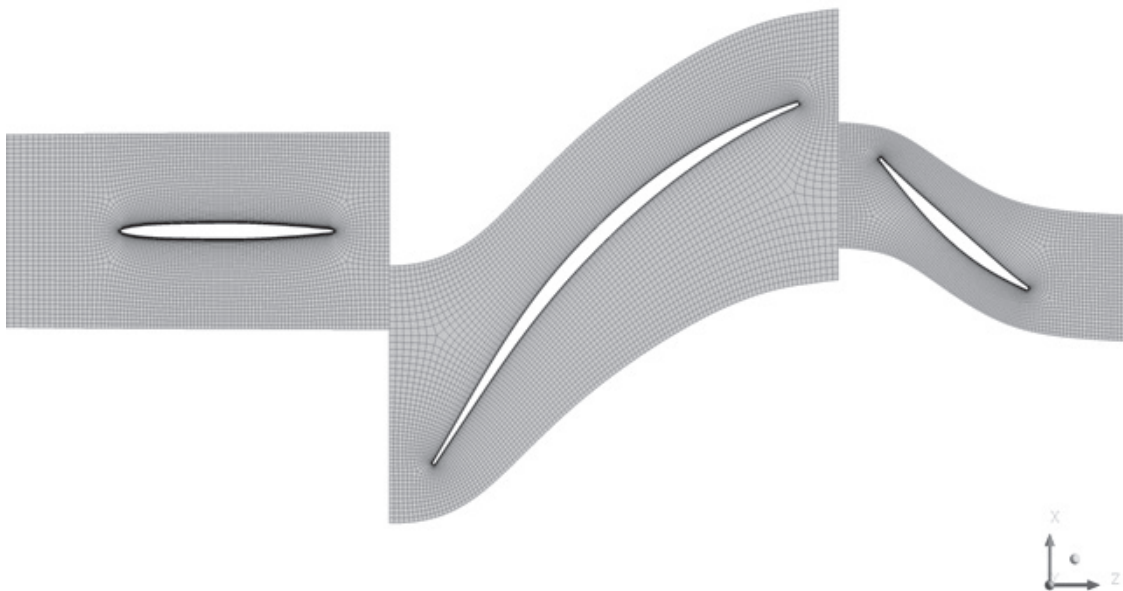


Рис. 3. Конечно-разностная сетка в межлопаточных каналах. Сечение от лопатки к лопатке в середине проточной части ступени К-8Б

стик в область меньших значений расхода вместе со значительным снижением адиабатического КПД и степени повышения полного давления (рис. 4) [5].

Что касается различий между двумя используемыми моделями турбулентности, то наблюдается увеличение общего значения максимального расхода для ветвей характеристик, при расчете которых принимался во внимание ламинарно-турбулентный переход. Вместе с этим поднялись уровни максимальных КПД и значений степени повышения полного давления. При этом общий характер поведения параметров ступени по числу Рейнольдса остался прежним. Количественные изменения характеристик при понижении Re отражены в табл. 2

для частоты вращения ротора 100% и 95%, различия взяты между максимальным и минимальным значением числа Рейнольдса.

Ниже для частоты вращения ротора $n = 95 \%$ приведены экспериментальные данные и результаты расчетного исследования в обеих постановках по влиянию числа Рейнольдса (рис. 5). Использование модели, учитывающей ламинарно-турбулентный переход, позволяет значительно приблизиться к экспериментальным данным в значениях максимального КПД (расхождение при Re_1 составляет 0.44%, при Re_4 — 0.5%), а также лучше отражается характер расслоения параметров при снижении числа Рейнольдса, если учесть определенную по-

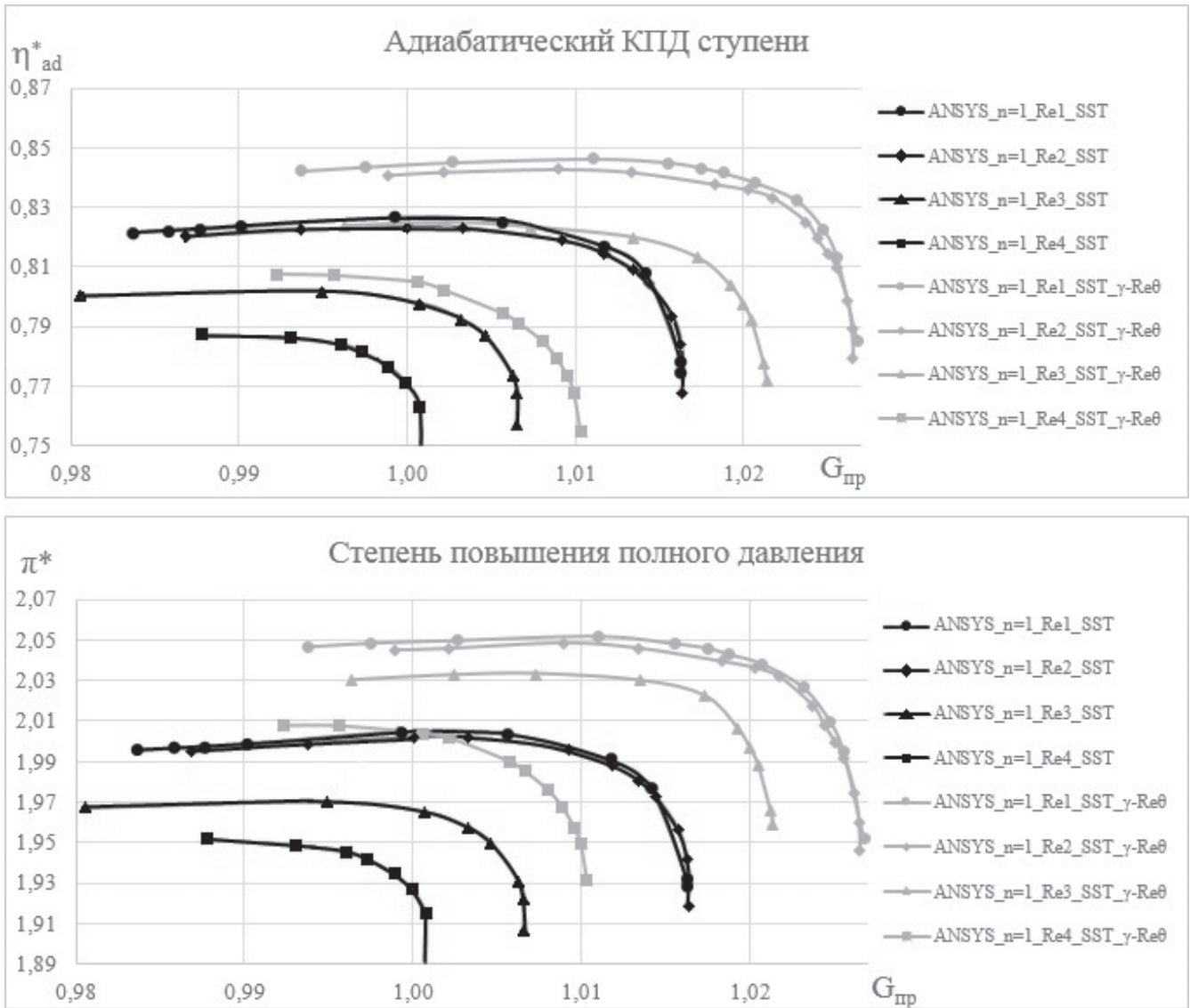


Рис. 4. Влияние числа Рейнольдса на адиабатический КПД и степень повышения полного давления ступени К-8Б при $n = 100\%$ для двух постановок задачи

Таблица 2

Разница по параметрам ступени между максимальным и минимальным рассмотренным числом Рейнольдса

	$n = 100\%$		$n = 95\%$	
	SST	SST_γ-Reθ	SST	SST_γ-Reθ
$\Delta \max G_{в.пр}$	1.52%	1.6%	2.3%	1.6%
$\Delta \eta_{ад}^*$	4%	3.9%	5%	3.7%
$\Delta \pi^*$ в точках $\max \eta_{ад}^*$	2.8%	2,2%	4.3%	2%

грешность в значениях расходов. В точке максимального КПД расхождение по π^* между результатами расчета с учетом перехода и эксперимента составляет 0.17% при максимальном Re. Для Re_4 в точках максимума КПД между расчетом с моделированием перехода и экспериментом степень повышения полного давления расходится примерно на

0.6%, в то время как в стандартной постановке эта величина π^* ниже экспериментальной при Re_1 на 1.4%, а при Re_4 — на 4%.

Анализ распределений относительного числа Маха в сечениях от лопатки к лопатке показал, что характерные изменения в обтекании профилей лопаток ступени при понижении числа Рейнольдса

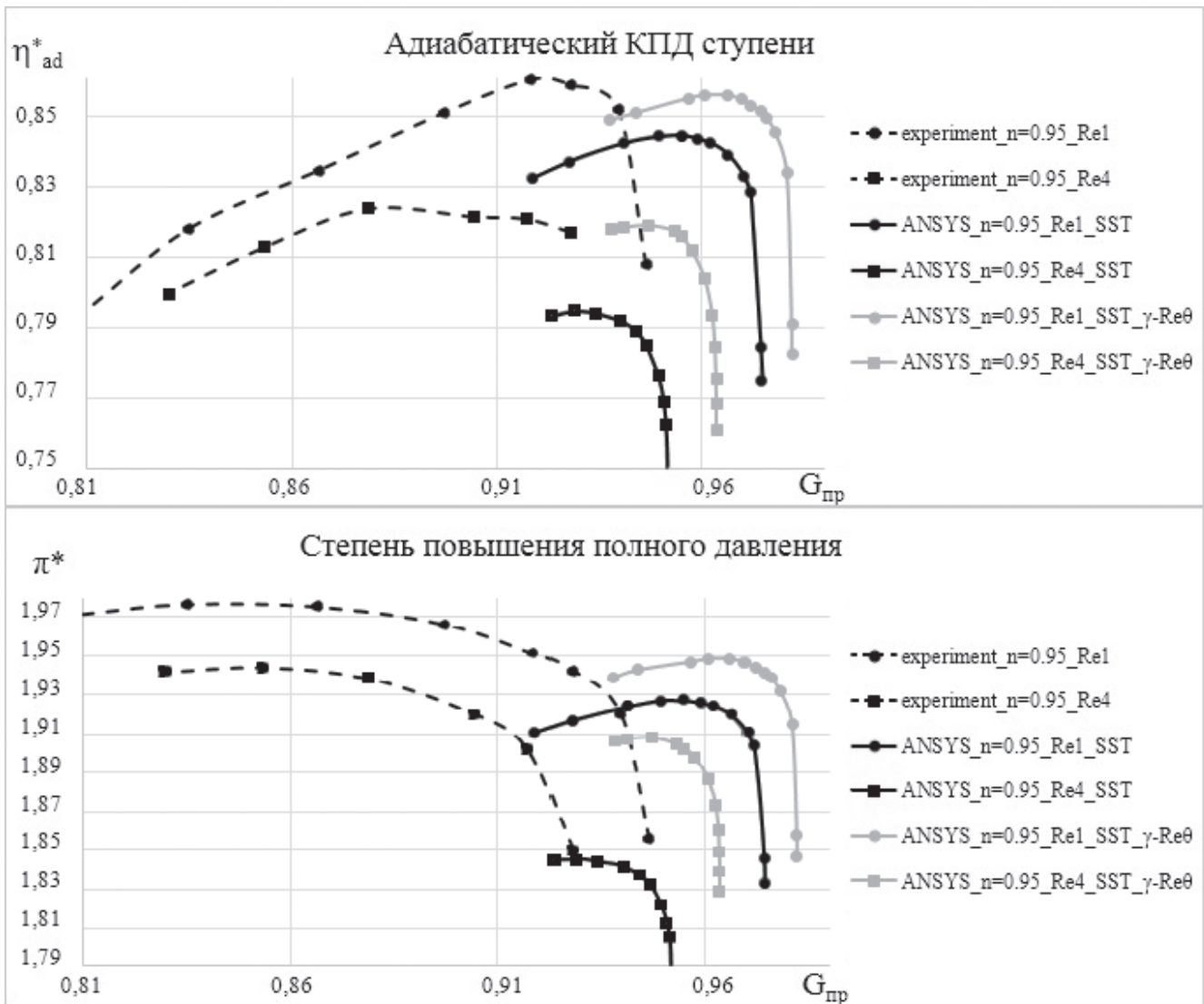


Рис. 5. Экспериментальные и расчетные данные по влиянию числа Рейнольдса на параметры ступени К-8Б при $n = 95\%$ для максимального и минимального числа Re

происходят в пограничных слоях и на выходе потока вблизи задней кромки лопаток. К таким изменениям в характере обтекания относятся увеличение общей толщины пограничного слоя как со стороны спинки, так и со стороны корытца на статорных и роторных лопатках ступени и увеличение интенсивности отрывных явлений вблизи задней кромки лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата.

Для 100%-ной частоты вращения ротора в точках максимального расхода при понижении числа Рейнольдса во всех сечениях, помимо перечисленных выше явлений, наблюдается запирание в направляющем аппарате. Во втулочном сечении течение в межлопаточном канале рабочего колеса трансзвуковое, причем наблюдается определенное замедление потока с уменьшением Re , что связано с усилением запирания в НА.

В сечениях 0.1h, 0.5h и 0.9h течение в передней области рабочего колеса имеет строго сверхзвуковой характер с замыкающим скачком уплотнения, который располагается на расстоянии $\sim 38\%$ хорды лопатки от передней кромки (рис. 6). Однако с уменьшением числа Re интенсивность скачка несколько снижается. Более отчетливо видны изменения в отрывных зонах на задней кромке рабочего колеса. Течение в направляющем аппарате соответствует режиму запирания, и его интенсивность растёт вместе со снижением числа Рейнольдса. В периферийной области наблюдается взаимодействие вихревой зоны, образованной за счет перетекания воздуха через радиальный зазор лопаток рабочего колеса и отрывного следа вблизи задней кромки. Со снижением числа Re появляются отрывы на спинке лопаток направляющего аппарата вблизи передней кромки. Для частоты вращения $n = 95\%$ справедливо всё вышесказанное об изме-

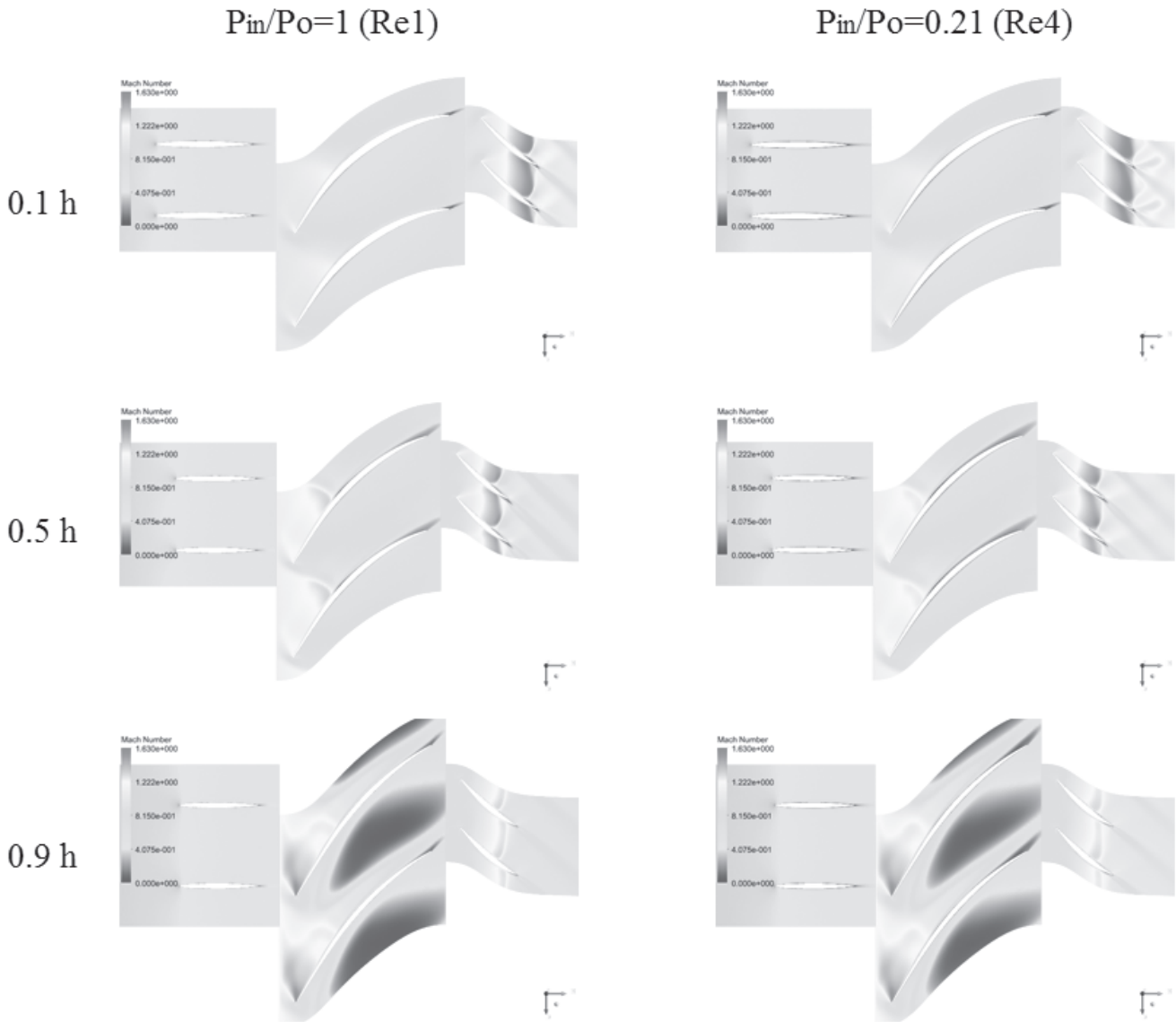


Рис. 6. Поля относительного числа Маха $n = 100\%$ Re_1 и Re_4 , модель SST

нении характера течения при уменьшении числа Рейнольдса; основные отличия заключаются в менее интенсивных скачках уплотнения в рабочем колесе и несколько более развитом отрыве со спинки около задней кромки лопаток РК, что выражается в чуть большем разгоне потока в средней и привтулочной областях межлопаточного канала.

Применение уточненной модели турбулентности вносит определенные изменения в картину течений по сравнению со стандартной постановкой задачи. Главное отличие — это разрешение ламинарного пограничного слоя в передних частях хорд лопаток; качественно правильное моделирование отрывных и переходных явлений, происходящих на спинках и корытцах лопаток, таких как отрыв ламинарного пограничного слоя с последующим присоединением; отрыв и индуцированная турбулизация в области сильного градиента давления; отрывы

с переходом около задней кромки лопаток. На рис. 7 показана область отрыва и турбулизации пограничного слоя на спинке лопатки рабочего колеса 0.5h при максимальном числе Re , виден тонкий ламинарный подслой (тёмная область на спинке лопатки). На рис. 8 показана область отрыва и турбулизации потока вблизи задней кромки лопатки рабочего колеса 0.5h при минимальном числе Re на спинке лопатки, виден толстый ламинарный пограничный слой на корытце лопатки.

При сравнении двух моделей турбулентности наиболее наглядные изменения в течении на данных оборотах происходят при минимальном значении Re . При данном числе Рейнольдса на периферии вихрь перетекания через радиальный зазор для переходной модели становится значительно меньше по размеру и интенсивности, чем для стандартной модели (рис. 6, рис. 9). Отрыв с задней кромки

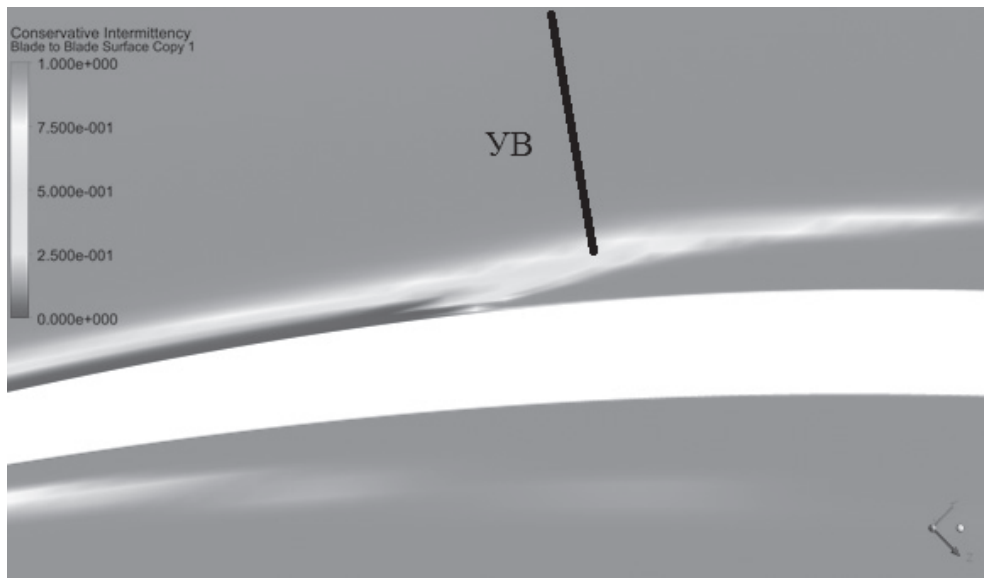


Рис. 7. Распределение перемежаемости, модель SST $\gamma-Re_\theta$, спинка лопатки рабочего колеса 0.5h, максимальное число Re



Рис. 8. Распределение перемежаемости, модель SST $\gamma-Re_\theta$, задняя кромка лопатки рабочего колеса 0.5h, минимальное число Re

РК также намного обширнее, чем для полностью турбулентной постановки. В сечении 0.9h при минимальном числе Рейнольдса течение радикально отличается обширным отрывом с задней кромки РК, в то время как застойная зона, образованная перетеканием через радиальный зазор, значительно уменьшается в размерах.

В точках максимального КПД при $n = 100\%$ стандартная постановка показывает, что в направлении аппарата при Re_1 присутствует слабое запирание от привтулочной области до 0.8h, на периферии полностью отсутствует. Скачок в рабочем колесе располагается на 38% хорды лопатки от пе-

редней кромки. При снижении числа Рейнольдса до значения Re_4 скачок в РК чуть выбивается в положение 36% по хорде, запирание в НА сохраняется приблизительно до 0.8h (рис. 10).

Расчет по переходной модели турбулентности при Re_1 показывает более втянутый скачок в рабочем колесе 42% по хорде лопатки, запирание в статорном венце сохраняется уже до 0.7h. В месте расположения скачка уплотнения в РК на спинках лопаток устанавливается зона отрыва и турбулизации пограничного слоя. На периферии рабочего колеса также устанавливается режим течения с

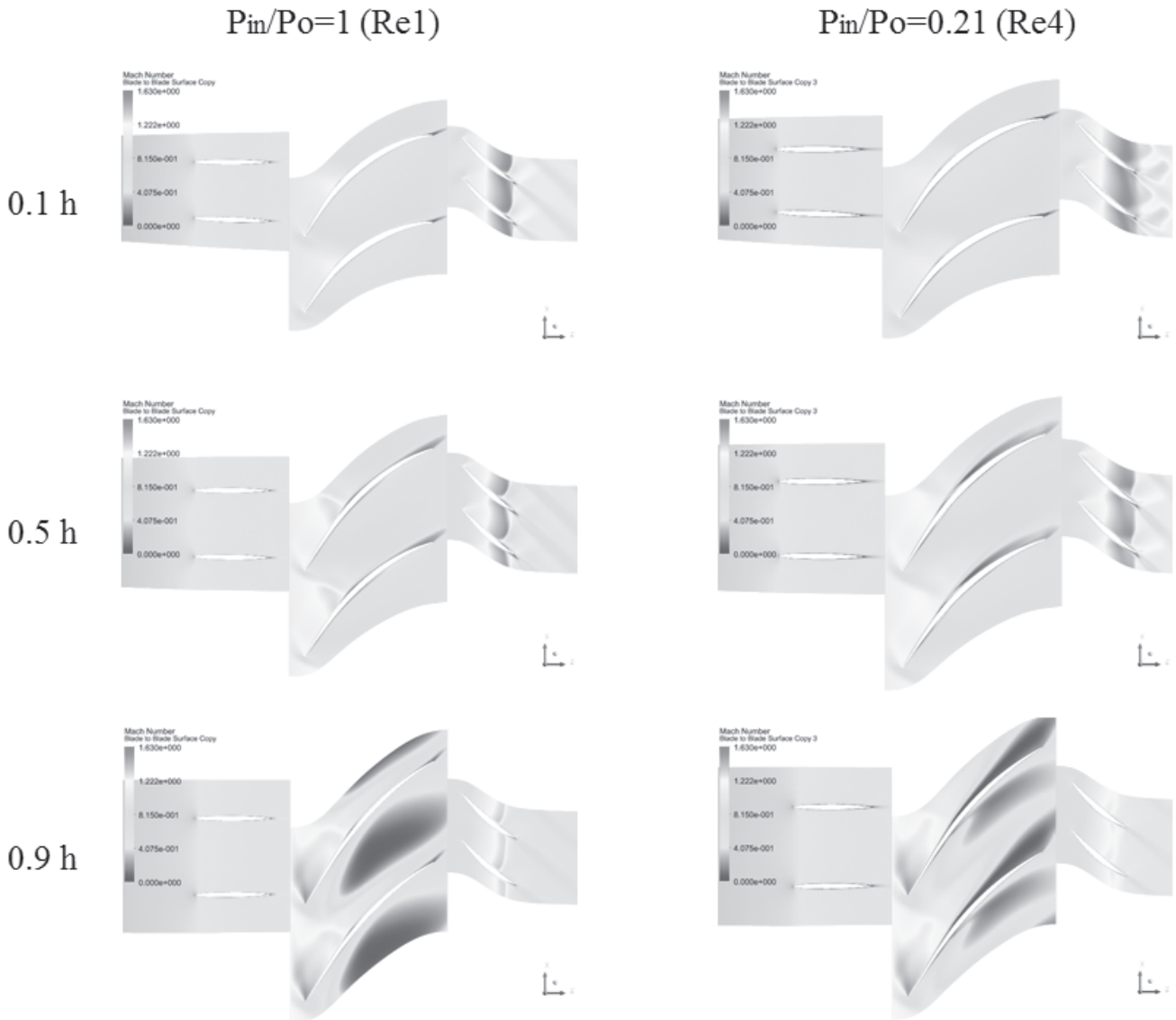


Рис. 9. Поля относительного числа Маха $n = 100\%$ Re_1 и Re_4 , модель SST $\gamma - Re_\theta$

интенсивным отрывом со спинки лопаток и сильно уменьшенной застойной зоной (рис. 11).

При $n = 95\%$ в стандартной постановке при Re_1 запирание в направляющем аппарате пропадает на 0.6h. При снижении числа Рейнольдса происходит монотонное нарастание пограничного слоя, увеличиваются отрывы у задней кромки лопаток РК и НА во всех сечениях, кроме периферийной зоны, где отрывы в направляющем аппарате оказываются меньшими по сравнению с полем течения, соответствующим Re_1 . Переходная модель при минимальном Re показывает развитие сильного отрыва на лопатке РК на периферии, отрывы в направляющем аппарате при Re_4 во всех сечениях больше, чем при Re_1 .

Выводы

1. Проведено расчетное исследование влияния числа Рейнольдса на характеристики первой типовой высоконагруженной ступени К-8Б в постановке с полностью турбулентным пограничным слоем и с моделированием точки ламинарно-турбулентного перехода.

2. Полученные в постановке с полностью турбулентным пограничным слоем интегральные характеристики показывают снижение КПД ступени в среднем на 4.5% для $n = 100\%$ и $n = 95\%$ и аналогичное снижение степени повышения полного давления в точках максимального КПД на 3.5% при понижении числа Рейнольдса. Для модели, учитывающей ламинарно-турбулентный переход, эти величины по снижению КПД и степени повышения

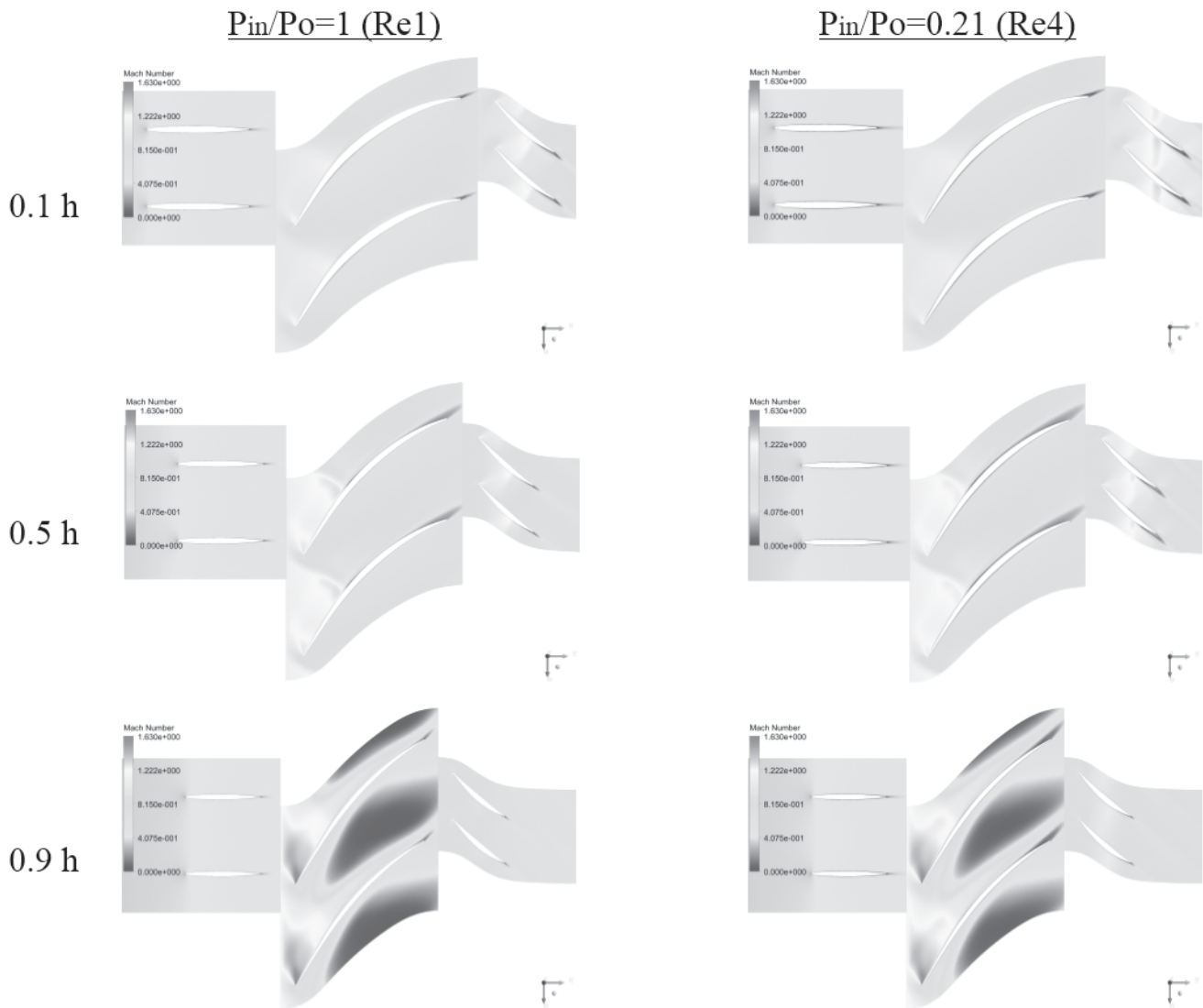


Рис. 10. Поля относительного числа Маха $n = 100\% Re_1$ и Re_4 , модель SST, точки максимального КПД

полного давления в точках максимального КПД равны 3.8% и 2.1% соответственно.

3. Сравнение при $n = 95\%$ экспериментальных и расчетных данных показывает, что применение уточненной модели турбулентности позволяет намного приблизиться к экспериментальным по значениям максимального КПД как при максимальном, так и при минимальном числе Re (погрешность менее 1%) и по значениям степени повышения полного давления в точках максимального КПД (погрешность примерно 0.5%)

4. Анализ полей течений показал, что, помимо нарастания пограничного слоя на лопатках всех венцов, появляются отрывные явления, которые возникают вблизи задней кромки лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата. При использовании уточненной модели турбулентности на лопатках появляются зоны полностью ламинарного пограничного слоя, зоны турбулизации пограничного слоя, зоны ламинарного отрыва. При мини-

мальном числе Re уточненная модель на периферии рабочего колеса показывает обширный отрыв, в то время как значительно снижается перетекание через радиальный зазор. В стандартной постановке «bobble» перетекания практически сохраняет свои исходные размеры.

Библиографический список

1. Кампти Н. Аэродинамика компрессоров. — М.: Мир, 2000. — 688 с.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. — М.: Издательство иностранной литературы, 1974. — 713 с.
3. Федоров Р.М. Характеристики осевых компрессоров: монография. — Воронеж: Научная книга, 2015. — 220 с.
4. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей: Учебник для вузов ВВС: В 2 частях / Под ред. Ю.Н. Нечаева. — М.: Изд. ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2005/2006. — 366+448 с.

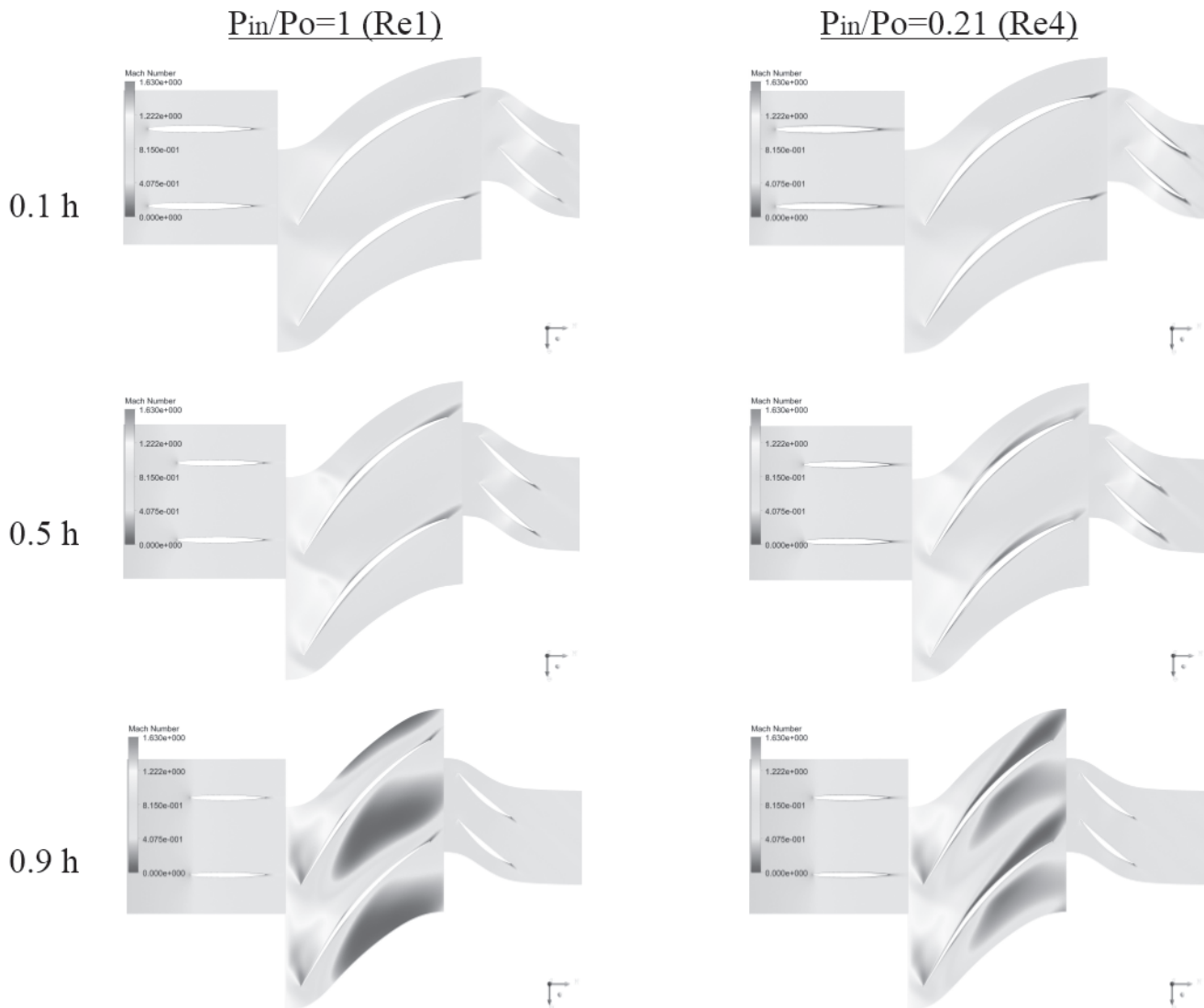


Рис. 11. Поля относительного числа Маха $n = 100\%$ Re_1 и Re_4 , модель SST $\gamma-Re_\theta$, точки максимального КПД

5. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
6. Щербаков М.А., Марчуков Е.Ю., Картовицкий Л.Л. Вихревое структурирование газового потока в компрессорной решетке // Труды МАИ. 2010. № 41. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=23816>
7. Ша М., Агульник А.Б., Яковлев А.А. Влияние расчетной сетки при математическом моделировании натекания дозвукового потока на профиль перспективной лопатки с отклоняемой задней кромкой в трехмерной постановке // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 4. С. 110-121.
8. Зиненков Ю.В., Луковников А.В., Черкасов А.Н. Оценка эффективности силовой установки высотного беспилотного летательного аппарата // Вестник Московского авиационного института. 2015. Т. 22. № 3. С. 91-102.
9. Mileschin V., Druzhinin I., Savin N., Kozhemyako P. Numerical and experimental studies of Reynolds number and stator clocking effect on performance of a high-loaded two-stage compressor with 3.7 total pressure ratio // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016 : Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Seoul, South Korea, June 13-17, 2016). Volume 2D, 8 p. DOI: 10.1115/GT2016-56567
10. Jahanmiri M. Boundary Layer Transitional Flow in Gas Turbines. Research report 2011:01. Division of Fluid Dynamics Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden, 2011, http://webfiles.ita.chalmers.se/~chernora/files/MJahanmiri_TransitionalFlowInGasTurbines.pdf
11. Zhao Q., Zhou X., Tang F., Xiang X. Effect of Reynolds number on groove casing treatment in a transonic compressor // Proceedings of ISABE-2015, 14 p.
12. Mayle R.E. The role of laminar-turbulent transition in gas turbine engines // ASME 1991 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (Orlando, Florida, USA, June 3-6, 1991). Vol. 5, 28 p. DOI: 10.1115/91-GT-261

13. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Release 17.2. — ANSYS Canada Ltd, 2009. — 578 p.
14. Hirsch Ch. Numerical Computation of Internal and External Flows. — John Wiley & Sons. 1990. Vol. 2 «Computational Methods for Inviscid and Viscous Flows», 715 p.
15. Батулин О.В., Колмакова Д.А., Матвеев В.Н., Попов Г.М., Шаблюй Л.С. Расчетное изучение рабочего процесса в ступени компрессора, спроектированной при курсовом проектировании по курсу «Теория и расчет лопаточных машин»: Учеб. пособие. — Самара: Изд-во СГАУ, 2011. — 94 с.
16. Malan P., Suluksna K., Juntasaro E. Calibrating the γ - Re_θ Transition Model for Commercial CFD // Proceedings of 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting (Orlando, Florida), 2009, 14 p.
17. Menter F.R., Langtry R.B. Transition Modelling for Turbomachinery Flows // Low Reynolds Number Aerodynamics and Transition, 2012, pp. 31-58. DOI: 10.5772/38675
18. Johnson D.A., King L.S. A mathematically simple turbulence closure model for attached and separated turbulent boundary layers // AIAA Journal. 1985. Vol. 23. No. 11, pp.1684-1692. DOI: 10.2514/3.9152
19. Dick E., Kubacki S. Transition models for turbomachinery boundary layer flows: a review // International journal of Turbomachinery Propulsion and Power. 2017. 2017. Vol. 2(2). No. 4, 45 p. DOI: 10.3390/ijtp2020004
20. Bader P., Pieringer P., Sanz W. On the Capability of the γ - Re_θ Transition Model to Predict Relaminarization // Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12 (April 3-7, 2017; Stockholm, Sweden), 2017, 14 p.

COMPUTATIONAL STUDY OF REYNOLDS NUMBER EFFECT ON THE TYPICAL FIRST STAGE OF A HIGH-PRESSURE COMPRESSOR

Mileshin V.I.* , Semenkin V.G.**

Central Institute of Aviation Motors,
CIAM, 2, Aviamotornaya str., Moscow, 111116, Russia

* e-mail: mileshin@ciam.ru

** e-mail: semenkin@phystech.edu

Abstract

At present methods of blade machines characteristics are widely used by many scientists all over the world. However, the applied methods of problem setting while flow modeling suppose the boundary layer to be fully turbulent in all regions, and do not reflect transient effects actually in the flow in effect. For the flows with low Reynolds numbers the problem setting with no account for laminar-turbulent transition might lead to significant disagreement between experimental and computational results.

The article presents the results of the computational study of Reynolds number effect on the first stage of high pressure K-8B compressor with the low aspect ratio of the rotor wheel blades (RW) (0.729). The stage has the following key geometry and gas-dynamic parameters:

- the hull diameter above the rotor wheel $D_{t,r} = 306.5$ mm
- relative hub diameter at the inlet $\bar{d}_1 = 0.742$ mm
- relative hub diameter at the outlet $\bar{d}_2 = 0.853$ mm
- adiabatic efficiency $\eta_{ad}^* = 0.86$

— total pressure ratio $\pi^* = 2.0$.

The values of corrected specific mass flow rate through the stage are related to the values at the design point. The compressor stage regulation allows vary the setting angles of the inlet control assembly (ICA) and distributor, though at the rotor rotation frequencies under consideration (100% and 95%) zero angles were set. The ICA row, RW row and distributor row contain 46, 35 and 76 blades respectively. The gaps at the periphery and hub of guiding devices were assumed as 0.4 mm and 0.6 mm correspondingly in the stage model. The rotor row gap was assumed as 0.5 mm. The value of the total temperature at the input boundary condition is 288.15 K. For Reynolds number decrease modeling the values of total pressure were assumed as $P_{in} = P_0$, $P_{in} = 0,72P_0$, $P_{in} = 0,29P_0$, $P_{in} = 0,21P_0$, where $P_0 = 101325$ Pa is the standard atmosphere. The values of static pressure at the periphery were fixed on the outlet boundary condition.

Simulation of 3D viscous flow in blade channel of the stage was performed with ANSYS CFX SOLVER MANAGER in the setting of 3D averaged Navier-

Stokes equations (3D RANS). The computational mesh was created with integrated automatic mesh generator ANSYS TURBOGRID and contains 3643432 elements. The solution for the setting with fully turbulent flow was obtained by Menter SST turbulence model. The calculations accounting for laminar-turbulent transition were also performed. For this purpose the Menter SST turbulence model supplemented with $\gamma - \text{Re}_\theta$ transition model by Langtry and Menter was applied. For solution concordance, “stage” or in other words “Mixing planes” option was used at the rotor-stator interfaces.

According to the calculation results the stage characteristics degradation between maximum and minimum Reynolds numbers was as follows: adiabatic efficiency η_{ad}^* (4%), pressure ratio (π^*) at the points of max η_{ad}^* (2.8%), corrected specific air flow rate (1.52%) at rotor rotation frequency $n = 100\%$, and $\Delta \max \eta_{ad}^* = 5\%$, $\Delta \pi^* = 4.3\%$, $\Delta G_{cor} = 2.3\%$ for $n = 95\%$. Thus, the shift of characteristics corresponding to lower Reynolds numbers occurs to the area of reduced flow of η_{ad}^* and π^* . The transitional model addition affects these differences as follows: $\Delta \max \eta_{ad}^* = 3.9\%$, $\Delta \pi^* = 2.2\%$, $\Delta G_{cor} = 1.6\%$ for $n = 100\%$ and $\Delta \max \eta_{ad}^* = 3.7\%$, $\Delta \pi^* = 2\%$, $\Delta G_{cor} = 1.6\%$ for $n = 95\%$.

Comparing to the experimental results, obtained for $n = 95\%$, application of transitional model of turbulence increases significantly the accuracy of the numerical study. Namely, deviations between experimental data and calculations with transitional model by values of max η_{ad}^* pressure ratio at the points max η_{ad}^* is less than 1%, while for standard SST model these deviations are of about 2% for maximum Re number, and 3.5% for minimum Re.

Comparing the fields relative to Mach numbers for two models (SST and SST $\gamma - \text{Re}_\theta$), the basic difference in the flow while laminar-turbulent transition modeling consists in qualitatively true modeling of the processes occurring in the boundary layer. In this case, laminar boundary layer near the front edge of the blades, laminar separation and attachment really exist. Turbulization at the rotor wheel blades occurs at the shock wave location, after which the boundary layer already has turbulent structure for the most part with preservation of a very thin laminar layer. Besides, the changes in flow through the radial clearance in the rotor wheel are being present. For $\gamma - \text{Re}_\theta$ “bubble” flow-over while Re number

reduction slightly reduces its size. The separation near the back edge herewith becomes more intensive.

Keywords: Reynolds number, stage of high pressure compressor, wide-chord stage, numerical modeling.

References

1. Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Department of Engineering University of Cambridge. Krieger Publishing Company. Melbourne, FL United States, 2004, 552 p.
2. Schlichting H., Klaus G. *Grenzschicht-Theorie*. Springer, 2006, 799 p.
3. Fedorov R.M. *Kharakteristiki osevykh kompressorov* (Characteristics of axial compressors), Voronezh, Nauchnaya kniga, 2015, 220 p.
4. Nechaev Yu.N., Fedorov R.M., Kotovskii V.N., Polev A.S. *Teoriya aviatsionnykh dvigatelei* (Theory of aircraft engines), Moscow, VVIA im. prof. N.E. Zhukovskogo. Part 1 - 366 p. Part 2 - 447 p.
5. Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Theory and design of aircraft blade machines), Moscow, Mashinostroenie, 1986, 432 p.
6. Shcherbakov M.A., Marchukov E.Yu., Kartovitskii L.L. *Trudy MAI*, 2010, no. 41, <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=23816>
7. Sha M., Agul'nik A.B., Yakovlev A.A. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2017, vol. 24, no. 4, pp. 110-121.
8. Zinenkov Yu.V., Lukovnikov A.V., Cherkasov A.N. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2015, vol. 22, no. 3, pp. 91-102.
9. Mileshin V., Druzhinin I., Savin N., Kozhemyako P. Numerical and experimental studies of Reynolds number and stator clocking effect on performance of a high-loaded two-stage compressor with 3.7 total pressure ratio. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Seoul, South Korea, June 13–17, 2016)*, vol. 2D, 8 p. DOI:10.1115/GT2016-56567
10. Jahanmiri M. *Boundary Layer Transitional Flow in Gas Turbines*. Research report 2011:01. Division of Fluid Dynamics Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2011, http://webfiles.ita.chalmers.se/~chernora/files/MJahanmiri_TransitionalFlowInGasTurbines.pdf
11. Zhao Q., Zhou X., Tang F., Xiang X. Effect of Reynolds number on groove casing treatment in a transonic compressor. *Proceedings of ISABE-2015*, 14 p.
12. Mayle R.E. The role of laminar-turbulent transition in gas turbine engines. *ASME 1991 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (Orlando, Florida, USA, June 3–6, 1991)*, vol. 5, 28 p. DOI: 10.1115/91-GT-261
13. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. Release 17.2. ANSYS Canada Ltd, 2009, 578 p.

14. Hirsch Ch. *Numerical Computation of Internal and External Flows*. Wiley, 1990. Vol. 2 “Computational methods for inviscid and viscous flows”, 691 p.
15. Baturin O.V., Kolmakova D.A., Matveev V.N., Popov G.M., Shablii L.S. *Raschetnoe izuchenie rabocheho protsessa v stupeni kompressora, sproektirovannoi pri kursovom proektirovanii po kursu “Teoriya i raschet lopatochnykh mashin”* (Computational study of compressor work process, designed while course work on the discipline “Theory and design of blade machines”), Samara, SGAU, 2011, 94 p.
16. Malan P., Suluksna K., Juntasaro E. Calibrating the γ - Re_θ и Transition Model for Commercial CFD. *Proceedings of 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting (Orlando, Florida)*, 2009, 14 p.
17. Menter F.R., Langtry R.B. Transition Modelling for Turbomachinery Flows. *Low Reynolds Number Aerodynamics and Transition*, 2012, pp. 31-58. DOI: 10.5772/38675.
18. Johnson D.A., King L.S. A mathematically simple turbulence closure model for attached and separated turbulent boundary layers. *AIAA Journal*, 1985, vol. 23, no. 11, pp. 1684-1692. DOI: 10.2514/3.9152
19. Dick E., Kubacki S. Transition models for turbomachinery boundary layer flows: a review. *International journal of Turbomachinery Propulsion and Power*. 2017, vol. 2(2), no. 4, 45 p. DOI: 10.3390/ijtp2020004
20. Bader P., Pieringer P., Sanz W. On the Capability of the γ - Re_θ Transition Model to Predict Relaminarization. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12 (April 3-7, 2017; Stockholm, Sweden)*, 2017, 14 p.