

УДК 621.45.02

**Оценка влияния недостаточности знания исходных данных
на результаты численного моделирования рабочего процесса
в лопаточном венце осевой турбины**

Колмакова Д.А.,* Попов Г.М., Батулин О.В.*****

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика

С.П. Королева, СГАУ, Московское шоссе 34, Самара, 443086, Россия

**e-mail: kolmakova.daria@gmail.com*

***e-mail: grishatty@gmail.com*

****e-mail: oleg.v.baturin@gmail.com*

Аннотация

Оценка влияния неопределённости геометрических и физических переменных на рабочий процесс в венце лопаточной машины была проведена на примере незакрученных решёток соплового аппарата. Моделирование течения в сопловом аппарате осуществлялось в специализированном программном комплексе NUMECA. Проведённые расчеты позволили дать качественную и количественную оценку исследуемой проблеме, а также разработать дальнейшие направления работы.

Ключевые слова: турбина, исходные данные, характеристика, профиль, пропускная способность, коэффициент потерь, граничные условия, сетка конечных элементов, расчетная модель, допуск, погрешности.

1. Введение

В настоящее время численные методы газовой динамики широко применяются при проектировании, доводке и модернизации турбомашин разных типов. В материалах любой профильной конференции или научно-технического издания всегда найдется статья на данную тему [1...3]. Внимательно изучая результаты сравнений результатов численных исследований и эксперимента можно заметить, что, несмотря на хорошее качественное описание происходящих физических процессов, зачастую количественное несовпадение остается существенным.

Данный факт говорит о том, что имеющиеся расчетные модели потока описывают происходящие процессы с некоторой погрешностью. Для того чтобы приблизить результаты расчета к реальности следует разобраться из каких составляющих складывается погрешность и, понимая их сущность, предложить пути ее уменьшения.

Анализируя процесс численного моделирования можно выделить следующие элементы погрешности [4...6]:

- погрешность физической модели (погрешность описания действительности неким уравнением физического закона;
- погрешность дискретизации;
- погрешность сходимости численного решения;
- погрешность, связанная с округлением;
- погрешность исходных данных;

- ошибки программного кода;
- ошибки пользователя.

Большая часть из данных погрешностей могут быть максимально снижены путем использования наиболее совершенных на сегодня физических моделей, применения дискретизации высокого уровня и качественного разбиения расчетной области сеткой конечных элементов. Вероятность ошибки пользователя и программиста могут быть минимизированы путем повышения их квалификации и многократной проверки кода и расчетной модели.

Анализ показывает, что наиболее сложно снизить погрешность исходных данных. Действительно, при построении расчетной области пользователь должен задать ее основные размеры, например, хорду или радиусы входной или выходной кромки. Их можно взять с чертежа или измерить. Однако при детальном рассмотрении окажется, что реальный размер объекта может отличаться, что связано с погрешностью изготовления или измерения. Аналогичная ситуация имеет место с параметрами потока. Действительное значение, например расхода, может отличаться от реального на величину погрешности измерения, которая может составлять несколько процентов. Таким образом, пользователь, моделируя течение рабочего тела в турбомашине, имеет весьма примерное представление, как о размерах канала, так и о параметрах потока на границах. Он может с уверенностью сказать, что данная величина примерно равна какому-либо значению. Учитывая большое число таких переменных, погрешность,

вносимая в итоговый результат, может быть существенной и в несколько раз превосходить другие виды погрешностей.

В настоящее время многие исследователи в разных областях техники пришли к пониманию данной проблемы, но серьезные исследования на эту тему еще редки, и, как правило, рассматривают изменение только 2...5 параметров, которые наиболее легко изменить при моделировании [7...9].

Учитывая сказанное выше, видится актуальным оценить, как изменение основных размеров лопатки и параметров потока в пределах допуска повлияет на газодинамические характеристики лопаточных венцов.

2. Расчетная модель

На подготовительном этапе работы был проведен анализ российских отраслевых стандартов [10] на изготовление элементов турбомашин и чертежей лопаточных машин, составленных на разных предприятиях. В результате были выделены важнейшие геометрические размеры лопаточных венцов и типовые значения допусков на них (рисунок 1, таблица 1):

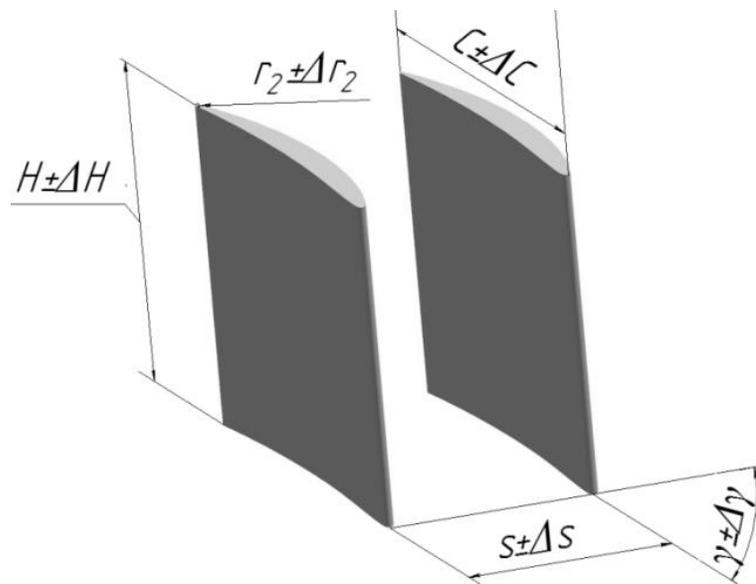


Рисунок 1 – Схема лопаточного венца с важными размерами

Таблица 1

Типовые допуски на геометрические параметры лопатки

Хорда профиля	C	±0,3 мм
Угол установки профиля	γ	±20'
Радиус выходной кромки	r2	-0,1 мм
Высота лопатки	H	±0,15 мм

Погрешности измерения физических величин при экспериментальном исследовании турбомашин были получены в ходе анализа используемых при этом средств измерения и данных работы [11]:

Таблица 2

Предельная относительная погрешность определения основных параметров потока при исследовании решёток профилей

Давление потока	p, pt	±0,4%
Температура потока	Tt	±0,2%
Угол потока	α, β	±3%
Расхода рабочего тела	\dot{m}	±2,4%

Оценка влияния неопределенности геометрических физических переменных на рабочий процесс в венце лопаточной машины были проведены для нескольких

существенно отличающихся друг от друга незакрученных сопловых венцов осевых авиационных турбин постоянного по высоте сечения. Их полная геометрия и обширный объем экспериментальных данных, приведены в атласе [12].

Для проведения расчетного исследования было создано семейство расчетных моделей отличающихся друг от друга размерами, указанными на рисунке 1. (разница размеров не превышает величины поля технологического допуска или погрешности измерения). Каждая расчетная область состояла из одного межлопаточного канала с периодическими граничными условиями на боковых стенках.

Расчетная область была разбита на конечные элементы гексаэдральной структурной сеткой (рисунок 2). Общее число элементов во всех созданных моделях около 1,5 млн.

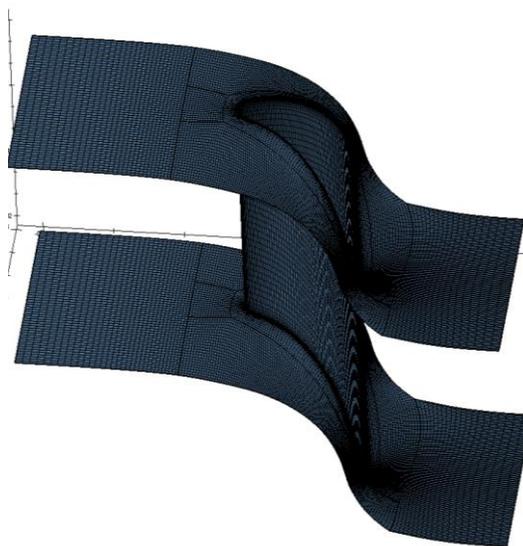


Рисунок 2 – Расчетная область с нанесенной сеткой конечных элементов

Расчетное исследование проводилось в программном комплексе NUMECA, предназначенном для моделирования рабочего процесса турбомашин [13]. В ходе

исследования были применены следующие граничные условия: на входе задавались полное давление, температура потока и его направление. На выходе - статическое давление, величина которого рассчитывалась по значению изоэнтропической приведенной скорости потока на выходе из решетки λ_{1s} .

В качестве рабочего тела использовался воздух, подчиняющийся закон идеального газа. При этом учитывалось, что его теплоемкость и вязкость изменяются в зависимости от температуры. В расчете была использована модель турбулентности Spalart-Allmaras.

В результате расчета для каждой рассматриваемой решетки были получены зависимости изменения приведенных коэффициента профильных потерь на среднем диаметре \bar{Y}_p , пропускной способности \bar{A} , и угла выхода потока из СА $\bar{\alpha}_1$ на среднем диаметре в зависимости от изоэнтропической приведенной скорости потока на выходе из решетки λ_{1s} .

Приведенная пропускная способность равна:

$$\bar{A}_i = \frac{A_i}{A_{кр_база}} \quad (1)$$

где,

A_i — пропускная способность в i -й расчетной точке;

$A_{кр_база}$ — пропускная способность базового варианта СА при $\lambda_{1s} = 1$.

Пропускная способность решетки вычислялась по следующей формуле:

$$A = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{t0}}}{\rho_{t0}} \quad (2)$$

где,

\dot{m} — массовый расход газа через исследуемый лопаточный венец, кг/с;

T_{t0} — полная температура газа на входе в исследуемый лопаточный венец, К;

p_{t0} — полное давление газа на входе в исследуемый лопаточный венец, Па.

Приведенный коэффициент профильных потерь равен:

$$\bar{Y}_p = \frac{Y_{pi}}{Y_{p \text{ кр_база}}} \quad (3)$$

где,

Y_{pi} — коэффициент потерь в i -й расчетной точке;

$Y_{p \text{ кр_база}}$ — коэффициент потерь базового варианта СА при $\lambda_{1s} = 1$.

Коэффициент профильных потерь на среднем диаметре ζ вычисляется следующим образом:

$$Y_p = 1 - \varphi^2 \quad (4)$$

где,

$\varphi = \frac{c_1}{c_{1s}}$ — коэффициент скорости;

c_1 — скорость потока на выходе из исследуемого лопаточного венца, м/с;

c_{1s} — изоэнтропическая скорость потока на выходе из исследуемого лопаточного венца:

$$c_{1s} = \sqrt{2c_p \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_{t0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (5)$$

Приведенный угол выхода потока равен:

$$\bar{\alpha}_i = \frac{\alpha_i}{\alpha_{\text{кр_база}}} \quad (6)$$

где,

α_i — угла выхода потока в i -й расчетной точке;

$\alpha_{\text{кр_база}}$ — угла выхода потока базового варианта СА при $\lambda_{1s} = 1$.

Угол выхода потока из решетки вычисляется по измеренным величинам осевой c_{1a} и тангенциальной проекций c_{1u} скорости потока на выходе из решетки:

$$\alpha_1 = \arctan \frac{c_{1a}}{c_{1u}} \quad (7)$$

Результаты, полученные для различных решеток, принципиально друг от друга не отличаются. По этой причине в дальнейшем в качестве иллюстрации приводятся результаты только для одной решетки, по мнению авторов наиболее характерной.

В результате расчетов была полученная полная информация обо всех параметрах потока во всех точках рассматриваемой расчетной области, а также интегральные значения интересующих физических параметров. В частности на рисунках 3-5 приводятся поля изменения статического давления, линий тока в среднем сечении межлопаточного канала исследуемого венца.

Приведенные поля полностью соответствуют существующим физическим представлениям и не содержат мест, которые не могли бы быть теоретически объяснены [14]. Данный факт косвенно свидетельствует об адекватности созданной расчетной модели.

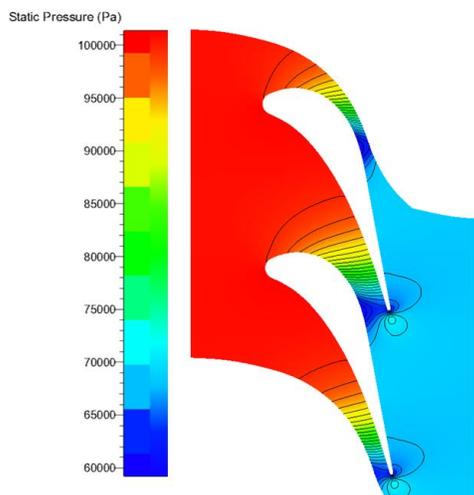


Рисунок 3 – Поле статического давления в среднем сечении решётки СА

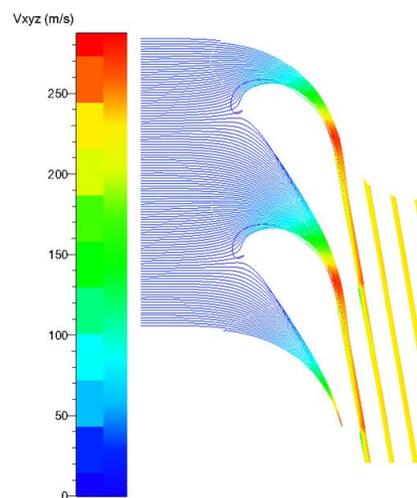


Рисунок 4 – Линии тока в среднем сечении решётки СА

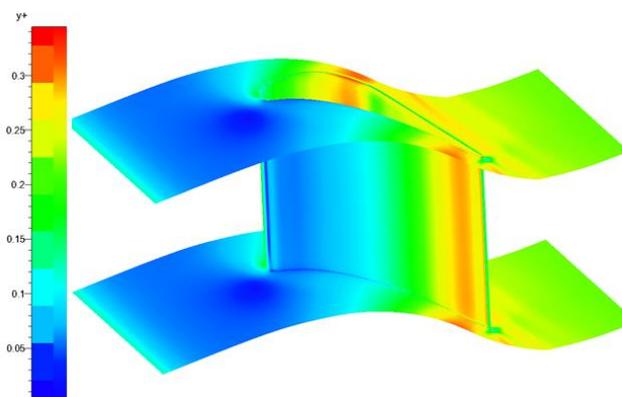


Рисунок 5 – Распределение параметра y^+ по лопатке (в)

Результаты сопоставления расчетной и экспериментальной зависимостей изменения приведенного коэффициента профильных потерь на среднем диаметре \bar{Y}_p от изоэнтропической приведенной скорости потока на выходе из решетки λ_{1s} приведены на рисунке 6. Как видно, экспериментальная аппроксимационная кривая [12] полностью повторяет протекание расчетной зависимости, что подтверждает адекватность созданных расчетных моделей. Здесь также следует обратить на имеющее место количественное расхождение расчета и эксперимента.

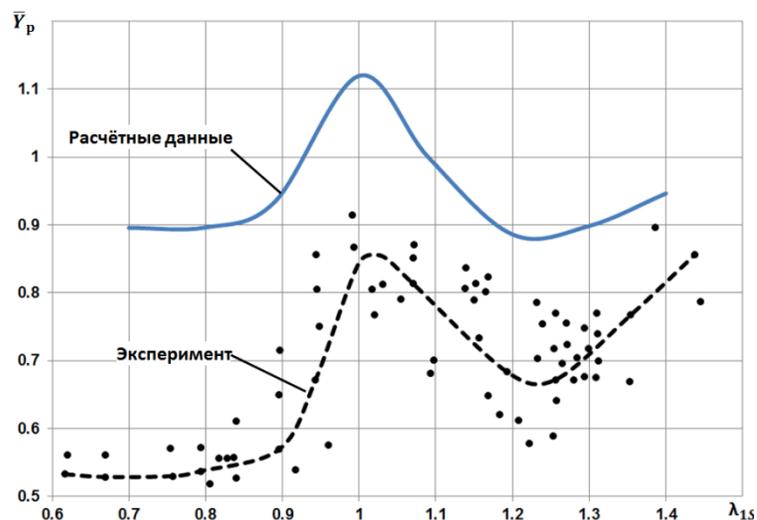


Рисунок 6 – Зависимость относительных профильных потерь от приведённой изоэнтропической скорости на выходе из решетки

Количественное отличие между экспериментальными и расчетными данными значительная и может достигать 20-50%. Однако, это не свидетельствует о плохом качестве расчетной модели. Такая большая разница может быть объяснена тем, что источник экспериментальных данных [11] дает неоднозначную трактовку получаемой информации. Геометрия испытательного стенда понимается неверно, в частности это касается высоты лопаток.

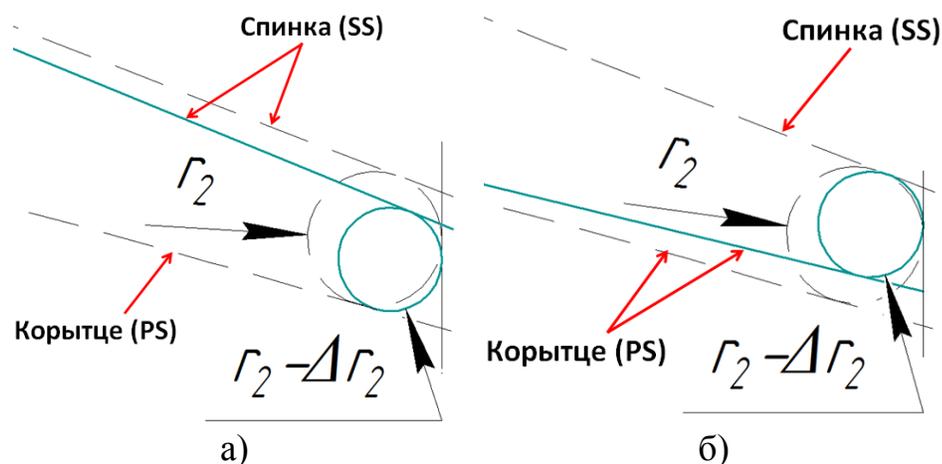
3. Исследование влияния отклонения геометрических размеров на газодинамические характеристики лопаточного венца

На следующем этапе было проведено исследование влияния отклонения основных геометрических размеров лопаточного венца (хорды, угла установки, радиуса выходной кромки и высоты лопатки) на расчетные газодинамические характеристики. Для этого была проведена оценка влияния на расчётные

характеристики исследуемого лопаточного венца каждого геометрического параметра в отдельности.

Стоит отметить, что изменение номинального размера хорды, угла установки и высоты лопаточного венца осуществлялось с учетом как верхнего, так и нижнего предельного отклонения (рисунок 1). Однако для радиуса выходной кромки обычно указывается только нижнее предельное отклонение, т.е. радиус выходной кромки может быть только меньше номинального значения. При этом уменьшение радиуса вызывает изменение конфигурации профиля лопатки у выходной кромки. Оно может осуществляться по-разному:

- изменяется контур спинки, а корытце сохраняет форму (рисунок 7а) На последующих таких рисунках эта модель обозначается (PS);
- меняется контур корытца, форма спинки сохраняется (рисунок 7б). На последующих таких рисунках эта модель обозначается (SS);
- спинка и корытце изменяются, но сохраняется форма средней линии профиля (рисунок 7в) На последующих таких рисунках эта модель обозначается (CL).



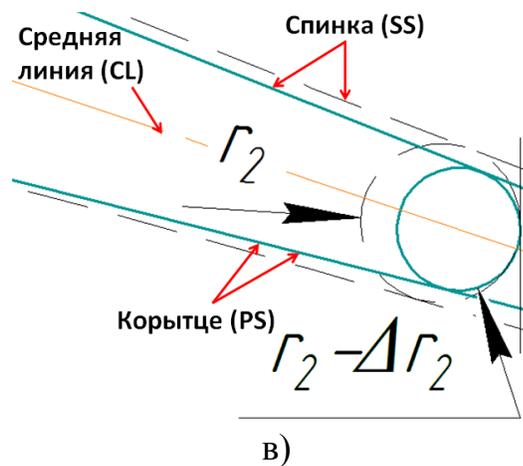


Рисунок 7 – Изменение положения выходной кромки с ориентацией по корытцу (а), по спинке (б) и по средней линии (в) исходного профиля на величину допуска

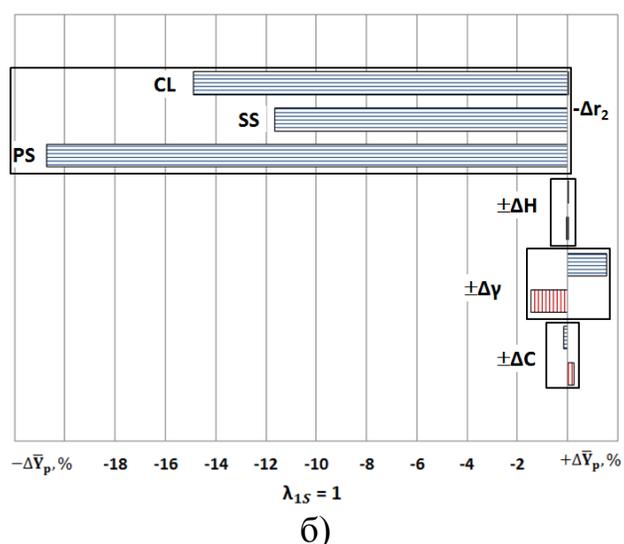
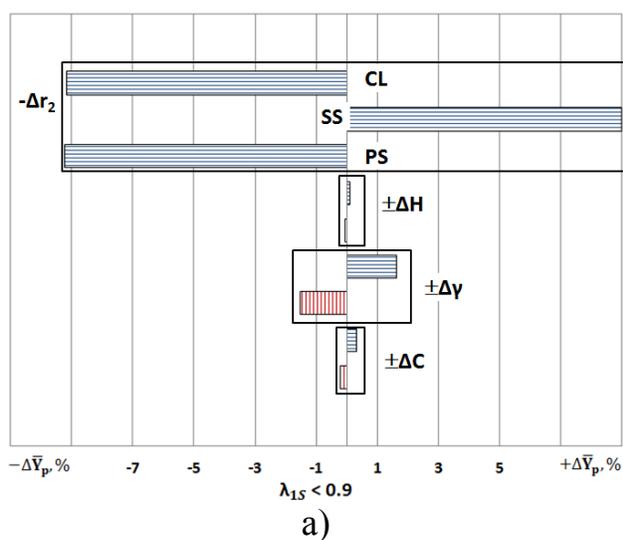
Примечание. На всех рисунках 7 пунктиром показана номинальная форма лопатки.

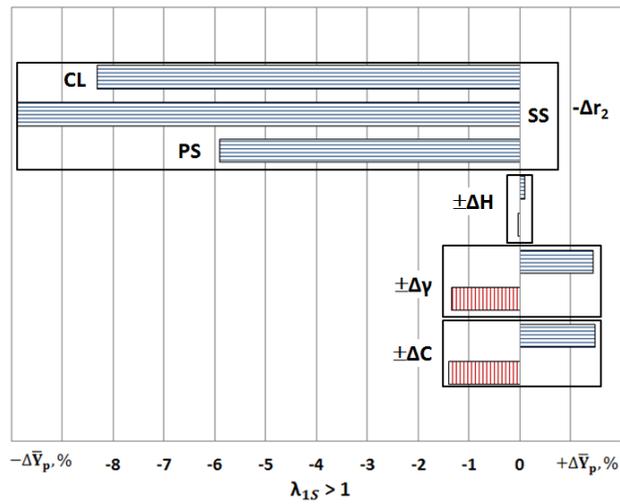
Таким образом, для изучения влияния величины радиуса выходной кромки на газодинамические характеристики венца для каждой рассматриваемой решетки были созданы по три расчетные модели.

В результате проведения серии расчетных исследований были получены диаграммы, наглядно демонстрирующие влияние изменения всех геометрических размеров в пределах их допусков на характеристики лопаточного венца. Указанные диаграммы были построены для приведенных коэффициента профильных потерь на среднем диаметре \bar{Y}_p , пропускной способности \bar{A} , и угла выхода потока из СА $\bar{\alpha}_1$ на среднем диаметре для трех режимов течения газа в решетке: дозвуковой скорости $\lambda_{1s} < 0,9$, звуковой скорости $\lambda_{1s} = 1$, сверхзвуковой скорости $\lambda_{1s} > 1$ (рисунки 8-10).

Как видно из представленных рисунков наибольшее влияние на интегральные характеристики лопаточного венца оказывает радиус выходной кромки и его

положение относительно средней линии, а также угол установки профиля γ . Изменение угла установки γ в пределах допуска может вызывать изменение, как пропускной способности, так и коэффициента потерь и угла выхода потока до 3%. Влияние радиуса выходной кромки на пропускную способность и угол выхода потока достигает примерно таких же значений. Наиболее сильно влияние радиуса выходной кромки в пределах допуска на величину профильных потерь. Данная величина может изменяться (снижаться) до 20%. Уменьшение потерь при снижении толщины выходной кромки объясняется уменьшением кромочных потерь, которые прямо пропорциональны ее радиусу.



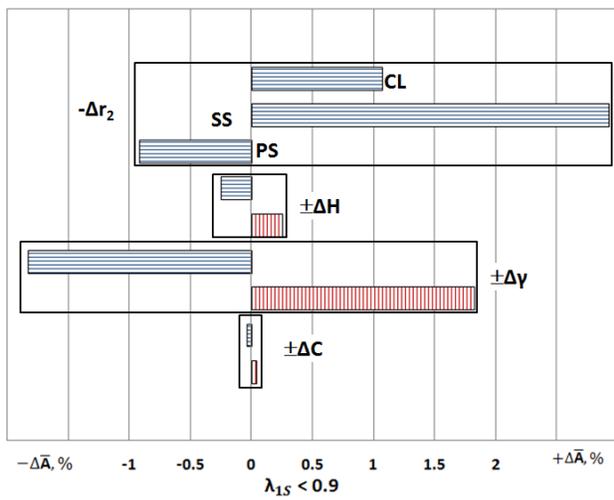


В)
 - увеличение допуска; - уменьшение допуска

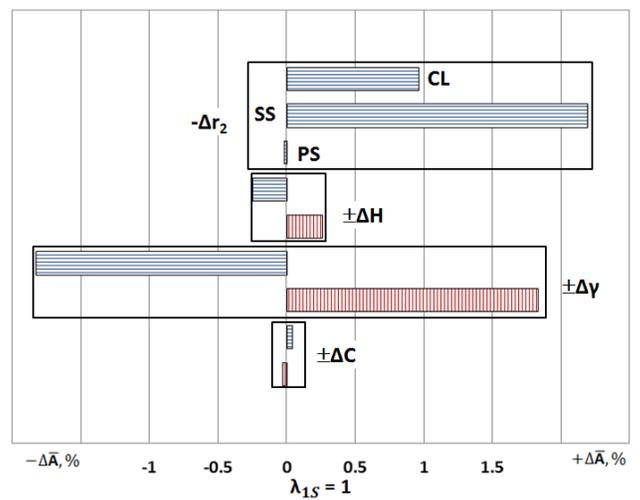
Рисунок 8 – Влияние изменения геометрических параметров лопаточного венца на приведенный коэффициент профильных потерь при $\lambda_{1s} < 0,9$ (а), $\lambda_{1s} = 1$ (б), $\lambda_{1s} > 1$ (в)

Что касается влияния хорды и высоты лопатки на рассматриваемые параметры, его можно объяснить тем, что допуски на эти параметры сравнительно мало по сравнению с величинами этих параметров. Таким образом, влияние изменения высоты лопатки на скорость и изменения хорды на радиус горла профиля оказываются существенно малыми.

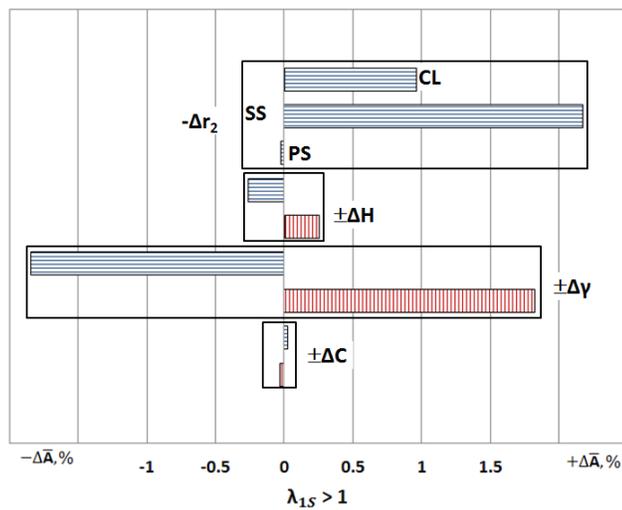
Изменение угла установки профиля приводит к изменению скорости потока, а также к изменению величины потерь на входе. Все это в свою очередь оказывает значительное влияние на исследуемые параметры.



а)



б)

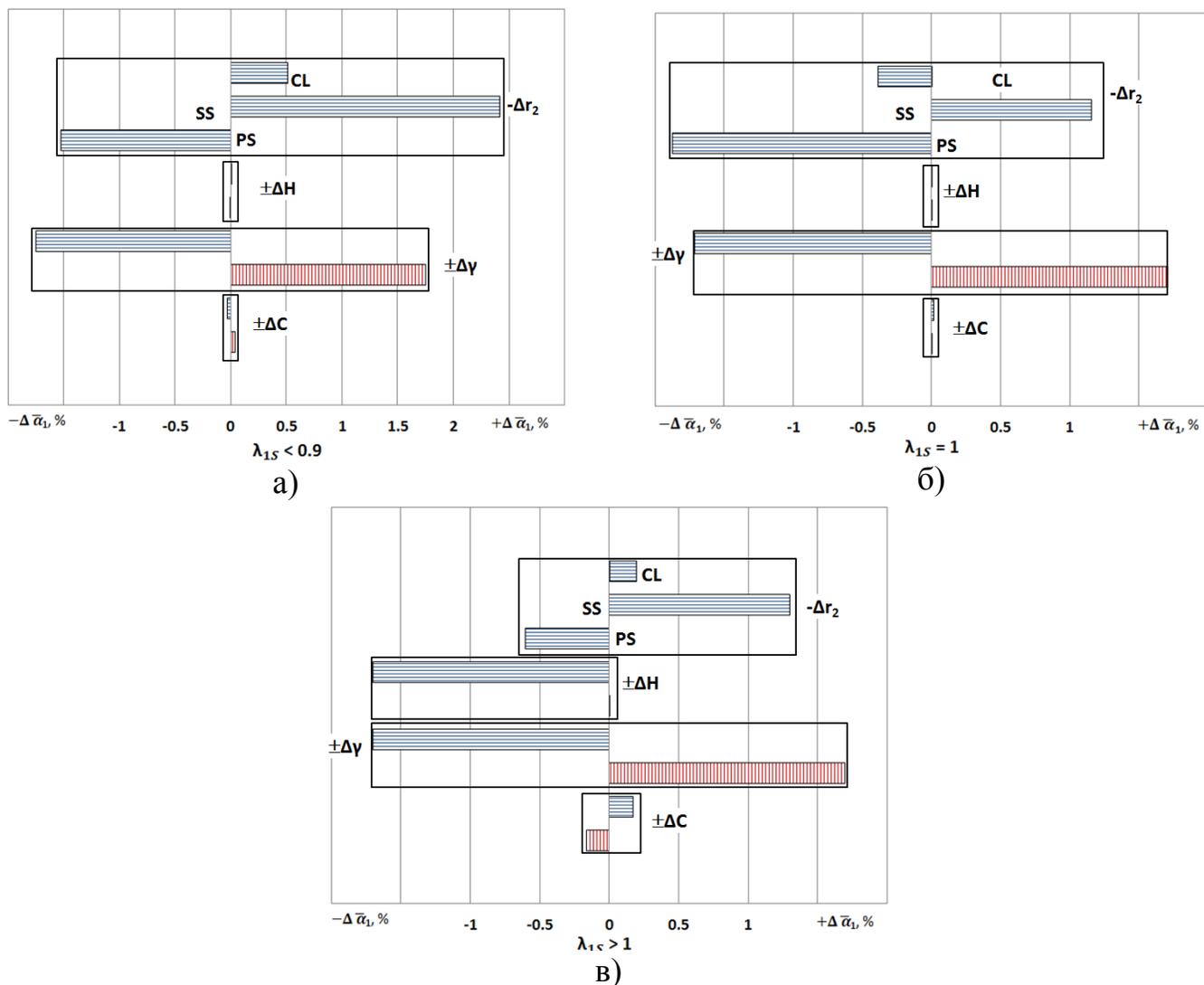


в)

||||| - увеличение допуска; ||||| - уменьшение допуска

Рисунок 9 – Влияние изменения геометрических параметров лопаточного венца на

приведенный параметр расхода при $\lambda_{1s} < 0,9$ (а), $\lambda_{1s} = 1$ (б), $\lambda_{1s} > 1$ (в)



||||| - увеличение допуска; ||||| - уменьшение допуска

Рисунок 10 – Влияние изменения геометрических параметров лопаточного венца на приведенный угол выхода потока из решетки при $\lambda_{1s} < 0,9$ (а), $\lambda_{1s} = 1$ (б), $\lambda_{1s} > 1$ (в)

Для оценки примерного суммарного влияния всех геометрических параметров были созданы расчетные модели на основе проведенного анализа диаграмм на рисунках 8-10. Всего было создано две модели. Геометрия "максимальной модели" была подобрана таким образом, чтобы все варьируемые параметры принимали такие значения, которые увеличивают пропускную способность и снижают коэффициент

потерь. Другая модель - "минимальная модель" - является ее противоположностью. В ней все варьируемые переменные выбраны так, чтобы они ухудшали характеристики венца: увеличивали коэффициент потерь и снижали пропускную способность. Результаты сопоставления расчетов по "максимальной" и "минимальной" моделям с результатами расчета модели, все размеры которой соответствуют чертежным, приведены на рисунке 11.

Из приведенных графических зависимостей видно, что при сочетании геометрических параметров соответствующих "максимальной" модели расчетная величина коэффициента потерь отличается от коэффициента потерь вычисленного для геометрии с номинальными размерами более чем на 10%. Угол выхода потока и пропускная способность - на 5%.

Также обращает на себя внимание тот факт, что суммарное изменение потерь не достигло величины 20%, которое было достигнуто при изменении только радиуса выходной кромки. Это говорит о том, что при совместном изменении размеров их влияние более сложно и не определяется простым суммированием. Более того, при определенных сочетаниях исходных данных одно и то же изменение может, как ухудшать характеристики венца, так и улучшать их.

Таким образом, созданные "максимальная" и "минимальные" модели не являются предельными случаями, и разница между отклонением от номинальных значений при учете изменения геометрии в пределах допуска может превышать отклонения на рисунке 11. Поиск предельных значений газодинамических характеристик лопаточного венца

планируется осуществить в дальнейшем с привлечением методов математической оптимизации.

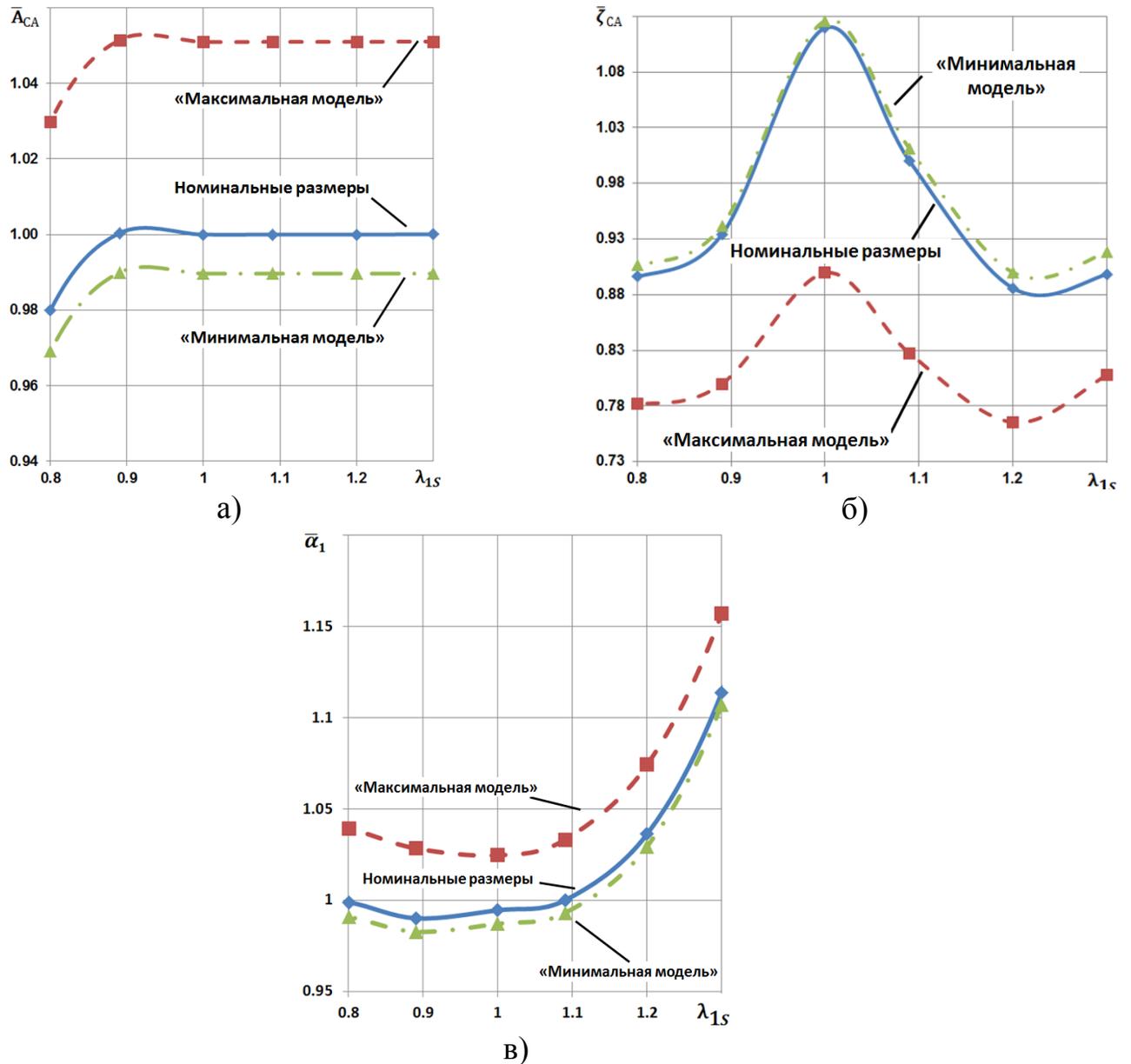
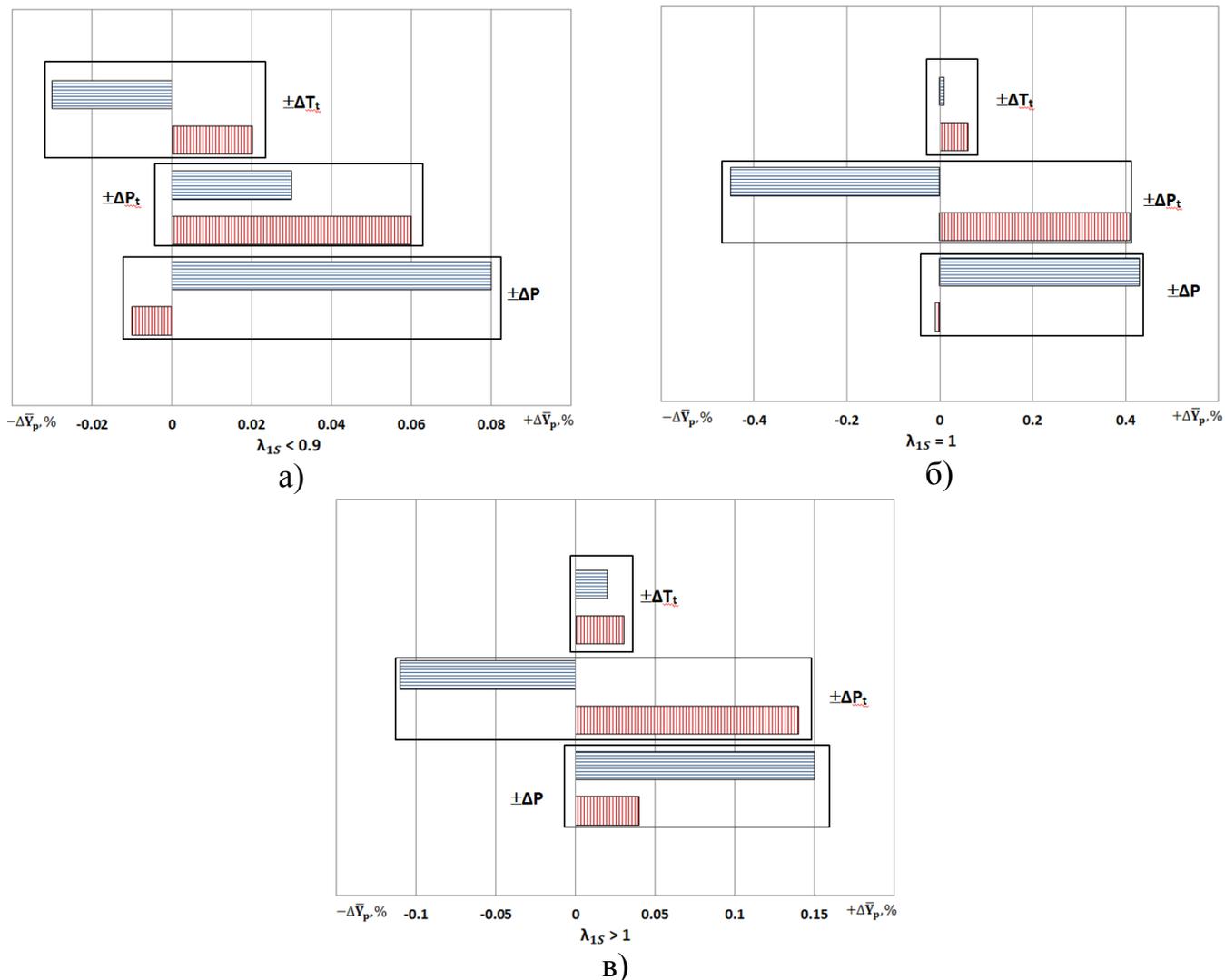


Рисунок 11 – Зависимость относительной пропускной способности (а), относительных профильных потерь (б) и относительного угла выхода потока (в) от приведённой изоэнтропической скорости на выходе из решетки для "максимальной", "минимальной" и "номинальной" модели

4. Исследование влияния отклонения параметров потока от номинального значения на газодинамические характеристики лопаточного венца

Исследование влияния отклонения величины параметров потока на границах в расчетные области (полное давление p^* и температура T^* на входе и статическое давление p на выходе) на расчетные газодинамические характеристики лопаточных венцов проводилось по технологии аналогичной исследованию влияния геометрии (рисунки 12-14).

Как видно из представленных результатов, изменение полной температуры на входе в лопаточный венец мало влияет на его работу. Изменение давлений на входе и выходе в решетку оказывает более существенное воздействие, однако и в этом случае изменение основных газодинамических характеристик не превышает 0,4%. На рисунках 12-14 приведены диаграммы влияния изменения физических параметров в пределах погрешности измерения на зависимость коэффициента профильных потерь на среднем диаметре \bar{Y}_p , пропускной способности \bar{A} , и угла выхода потока из СА $\bar{\alpha}_1$ на среднем диаметре от изоэнтропической приведенной скорости потока на выходе из решетки λ_{1s} .



▨ - увеличение допуска; ▨ - уменьшение допуска

Рисунок 12 – Влияние изменения физических параметров лопаточного венца на приведенный коэффициент профильных потерь при $\lambda_{1s} < 0,9$ (а), $\lambda_{1s} = 1$ (б), $\lambda_{1s} > 1$ (в)

5. Выводы

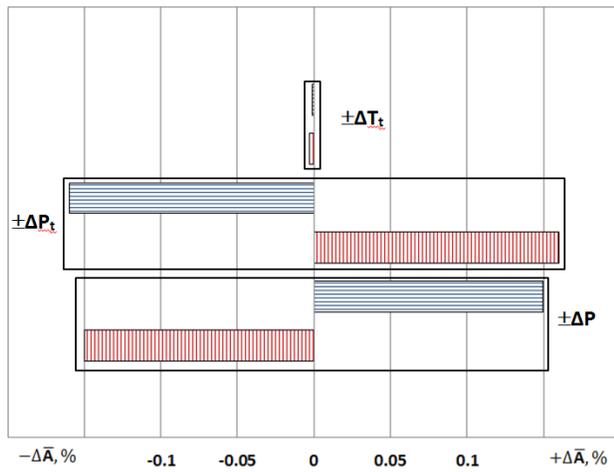
Анализируя полученные результаты проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

- изменение физических параметров потока, которые используются в расчётных исследованиях в качестве граничных условий (p_t , T_t , p), в пределах заданной

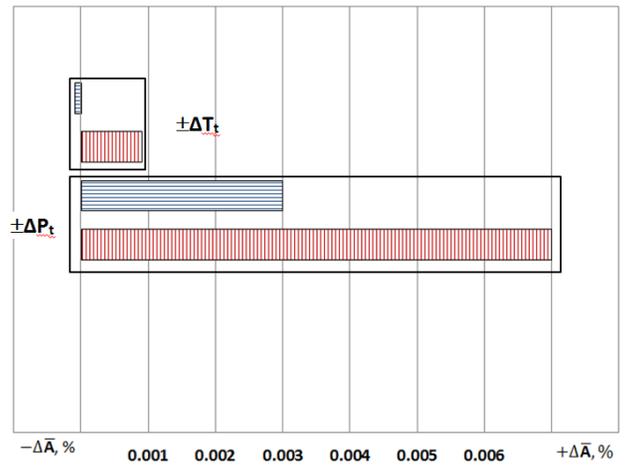
погрешности не оказывает существенного влияния на протекание характеристик исследуемого лопаточного венца, а вызывают лишь смещение точек на их характеристиках;

- изменение величины каждого геометрического параметра, рассмотренного в данной работе, в пределах допуска в разной степени влияет вычисленное значение газодинамических критерием эффективности исследуемых лопаточных венцов;
- наименьшее влияние (менее 0,5%) на изменение комплексных газодинамических параметров лопаточных венцов оказывает неточность задания хорды профиля b ;
- наибольшее влияние на величины комплексных газодинамических параметров лопаточных венцов вносят неточность задания угла установки профиля γ_{CA} (до 4%) изменение положения выходной кромки за счет уменьшения радиуса (до 20%);
- суммарное влияние изменения всех исследуемых геометрических параметров на расчётные характеристики в целом согласуется с характером и величиной влияния каждого параметра в отдельности и может достигать 5%.

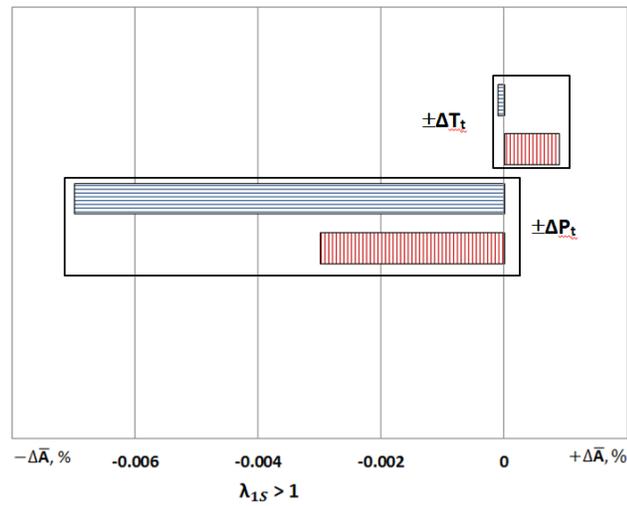
Полученные данные показали, что неопределённость граничных условий в CFD расчете оказывает заметное влияние на количественные оценки, получаемых с их помощью. Разница может превышать 10%.



$\lambda_{1s} < 0.9$
а)



$\lambda_{1s} = 1$
б)



$\lambda_{1s} > 1$

в)

||||| - увеличение допуска; ||||| - уменьшение допуска

Рисунок 13 – Влияние изменения физических параметров лопаточного венца на

приведенный параметр расхода при $\lambda_{1s} < 0,9$ (а), $\lambda_{1s} = 1$ (б), $\lambda_{1s} > 1$ (в)

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777).

Библиографический список

1. Lee H. B., Bauer R. C. Predictive Computational Fluid Dynamics Development and its Verification and Validation: An Overview, *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Conference*, 2009, Vol. 1, Issue PART C, pp. 2001-2010.
2. Albert S., Epple P., Delgado A. Analysis of Propeller Design Methods and Validation With the CFD Computation of a Propeller-Pump, *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, 2012, Vol. 7, Issue PARTS A, B, C, D, pp. 275-282.
3. Ayoubi C., Hassan O., Ghaly W. and Hassan I. Aero-thermal optimization and experimental verification for the discrete film cooling of a turbine airfoil, *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2013, Vol. 3, 2013 ASME Paper No. GT2013-95325.
4. Barth T. A Brief Overview of Uncertainty Quantification and Error Estimation in Numerical Simulation, NASA Ames Research Center, *NASA Report*, 2011.

5. Никущенко Д.В. Исследование течений вязкой несжимаемой жидкости на основе расчетного комплекса FLUENT, - Санкт-Петербург, Изд-во СПбГМТУ, 2004. - 94 с.
6. Roache P.J. Quantification of uncertainty in computational fluid dynamics, *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1997, vol. 29, pp. 123-160.
7. Dinescu C., Smirnov S., Hirsch C., Lacor C. Assessment of intrusive and non-intrusive non-deterministic CFD methodologies based on polynomial chaos expansions, *Int. J. of Engineering Systems Modelling and Simulation*, 2010, Vol. 2(1/2), pp. 87-98.
8. Montomoli F., Massini M., Salvadori S. Geometrical uncertainty in turbomachinery: Tip gap and fillet radius, *Computers and Fluids*, 2011, Vol. 46(1), pp. 362-368.
9. Wang X. *CFD Simulation of Complex Flows in Turbomachinery and Robust Optimization of Blade Design*, Ph.D. thesis, available at: <http://www.dissertationtopic.net/doc/1507017>, 2010.
10. Лопатки компрессоров и турбин. Предельные отклонения размеров, формы и расположения пера. ОСТ 1 02571-86. - М.: Издательство стандартов, 1987. - 36 с.
11. Батулин О.В. Совершенствование проточной части осевых авиационных турбин при их газодинамической доводке с помощью численных методов

газовой динамики: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Самара: 2005.

12.Венедиктов В.Д. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. – М.: ЦИАМ, 1990. – 393 с.

13.NUMECA, *User Manual AutoGrid5 Release 8.4*, NUMECA.inc., Belgium, January 2008.

14.Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Теория и расчет авиационных лопаточных машин – Самара, Самарский государственный аэрокосмический университет, 2003. - 344 с.