Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

На правах рукописи

Коленько Григорий Сергеевич

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА УРОВЕНЬ НЕСТАЦИОНАРНЫХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И СТРУКТУРУ ПОТОКА В ОСЕВОЙ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ (ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ПАКЕТ ANSYS CFX)

Специальность:
05.04.12 – «Турбомашины и комбинированные турбоустановки»

НАУЧНЫЙ ДОКЛАД

(представленный на результаты работы над диссертацией
на соискание ученой степени кандидата технических наук)

Научный руководитель:
к.т.н., доцент **Забелин Николай Алексеевич**

Санкт-Петербург – 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ……..……..4
Актуальность работы……..……...4
Цель и задачи работы ……..……..6
Предмет исследования…….……7
Научная новизна……8
Практическая значимость работы……..……8
Метод исследования……..9
Положения, выносимые на защиту…….……9
Объем и структура работы……..……10
Публикации и апробация работы…….……11
1. Физическая картина нестационарных взаимодействий лопаточных венцов в турбомашине…….……..…13
2. Тестирование применения пакета ANSYS CFX для численного моделирования течения в модельной турбинной ступени ЛПИ……..……....17
2.1. Описание модели турбинной ступени……..……..17
2.2. Проведение тестовых расчетов стационарного и нестационарного течения…….……19
2.3. ПАС РЛ ступени ЛПИ……..19
3. Влияние закрученности лопаток и их относительной высоты на структуру потока, размахи и фазы ПАС РЛ в ступени V84.3……..……....…25
3.1. Описание модельной и натурной турбинной ступени V84.3…….……26
3.2. Проведение численного моделирования стационарного (Steady State) и нестационарного (Transient Blade Row) течения в модельной и натурной ступени V84.3…….…….28
3.3. Структура потока и переменные аэродинамические силы, действующие на РЛ в модельной ступени V84.3…….……..29
3.4. Структура потока и переменные аэродинамические силы, действующие на РЛ в натурной ступени V84.3…….….35

4. Влияние отношения шагов рабочих / направляющих лопаток t_2/t_1 на уровень ПАС РЛ и энергетические характеристики ступени ЛПИ……..…..38

4.1. Редактирование геометрической модели и построение серии расчетных сеток с разным отношением t_2/t_1.....39

4.2. Влияние отношения шагов рабочих и направляющих лопаток t_2/t_1 на уровень ПАС РЛ…….40

4.3. Влияние отношения шагов рабочих и направляющих лопаток t_2/t_1 на потери кинетической энергии и КПД ……..……42

5. Влияние окружного сдвига несмежных статорных лопаточных венцов с одинаковым числом лопаток на уровень ПАС РЛ (clocking effect)…….……43

5.1. Описание полуторной модельной ступени ЛПИ……....44

5.2. Влияние сдвига НЛ-2 на уровень ПАС РЛ……..44

5.3. Влияние сдвига НЛ-2 на потери кинетической энергии и КПД …..…45

ЗАКЛЮЧЕНИЕ……47

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ……....49

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ……..……50

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Повсеместное и широчайшее применение турбин, турбоустановок в качестве приводов электрогенераторов на тепловых и атомных электростанциях, в составе газоперекачивающих агрегатов, а также в авиационных и судовых двигателях обусловлено их высокой удельной мощностью, низкой по сравнению с другими типами тепловых двигателей металлоемкостью и высоким КПД. Главным элементом турбины, определяющим ее надежность и эффективность, является проточная часть, состоящая из последовательно расположенных турбинных ступеней – неподвижный венец направляющих лопаток (НЛ) + вращающийся венец рабочих лопаток (РЛ). При обтекании лопаточных венцов (лопа-

точных решеток) рабочим телом (газ, пар), ввиду наличия у лопаток толщины и протяженности, в потоке возникают неравномерности физических параметров – скорости, давления, углов потока и т.д.

Возмущения, создаваемые лопаточной решеткой, распространяются как вверх, так и вниз по потоку, поэтому при обтекании лопаточного венца неравномерность параметров потока всегда присутствует – как перед, так и за ним.

При относительном движении смежных решеток (направляющей и рабочей) происходит периодическая суперпозиция неравномерных полей, создаваемых в потоке данными решетками, и в каждой точке межлопаточных каналов и межвенцового зазора периодически изменяются давления и скорости, в том числе меняется распределение давлений на выпуклой и вогнутой стороне лопаток, что вызывает переменность аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки.

Таким образом, существование нестационарности потока в турбинной ступени обуславливает необходимость учета переменных нагрузок, возбуждающих колебания лопаток, а также дополнительных потерь кинетической энергии. Две сложные инженерные задачи, связанные с наличием нестационарности, и которые приходится решать на этапе проектирования и доводки турбинных ступеней, можно сформулировать следующим образом:

1) обеспечение вибрационной надежности рабочих лопаток, колебания которых под действием переменных аэродинамических сил (ПАС) могут сопровождаться усталостными поломками;

2) обеспечение высокого КПД турбин и турбинных ступеней в условиях нестационарности потока и генерации дополнительных потерь кинетической энергии (КЭ).

Указанные проблемы сформировались уже в прошлом столетии и многократно привлекали внимание проектировщиков турбин и ученых. Это объясняется тем, что несмотря на трудности анализа повреждений лопаток турбины из-за множества влияющих факторов, наиболее часто поломки РЛ оценивают как вибрационные.

Наблюдаемые на практике расхождения между значениями КПД турбоустановок, полученными при использовании турбостроительными предприятиями расчетных методик, и КПД при тепловых испытаниях обычно относят к влиянию нестационарности и уже длительный период это расхождение оценивается величиной порядка 2-3 процентов КПД.

Несмотря на значительное количество научных исследований, посвященных изучению нестационарных процессов в турбинах, из-за сложности теоретического и экспериментального изучения многие возникающие при проектировании турбин вопросы и задачи остаются без ответа. Это, во-первых, сведения об уровне действующих на лопатки переменных аэродинамических нагрузок (особенно РЛ) и влияние определяющих их факторов. Во-вторых, оценка уровней дополнительных потерь кинетической энергии и снижения КПД турбинной ступени.

В настоящее время многие исследования проводятся не только и экспериментальными методами, но и методами численного моделирования. Это объясняется бурным развитием и распространением как программных средств, реализующих методы вычислительной гидрогазодинамики (CFD), так и широким распространением и доступностью высокопроизводительных компьютерных систем (HPC). Моделирование трехмерных нестационарных течений с помощью современных программных пакетов вместе с необходимым тестированием с помощью физических экспериментов является современным направлением исследования нестационарных процессов в турбомашинах.

Решению указанных задач и посвящена представленная диссертация, что определяет ее актуальность.

Цель и задачи исследования

Цель настоящей работы – на основе численного исследования аэродинамических характеристик турбинной ступени определить возможные направления снижения возбуждающих вибрации лопаток нестационарных нагрузок, что при прочих равных условиях равноценно повышению надежности, и основные

пути минимизации потерь кинетической энергии, что эквивалентно повышению уровня внутреннего КПД турбины.

Для достижения указанной цели поставлены следующие **задачи:**

- обзор работ, посвященных исследованию структуры нестационарного потока в проточных частях турбин, влияний геометрических факторов и режимных параметров на уровень ПАС РЛ и потери кинетической энергии;
- выбор опций метода численного моделирования лопаточного аппарата;
- проведение численного исследования влияния режимов работы ступени на уровень переменных аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки (ПАС РЛ) и на энергетические характеристики ступени (для двух ступеней разного типа – с цилиндрическими и с закрученными по высоте лопатками);
- проведение численного исследования влияния закрученности, относительной высоты лопаток и масштабного фактора ступени на уровень и расфазировку ПАС РЛ;
- проведение численного исследования влияния отношения шагов РЛ/НЛ t_2 / t_1 на уровень ПАС РЛ и на энергетические характеристики ступени;
- проведение численного исследования влияния окружного сдвига **НЛ-2** относительно **НЛ-1** $\Delta t / t_1$ на уровень ПАС РЛ и энергетические характеристики 1.5-ступени;
- сравнение полученных результатов с опубликованными ранее экспериментальными и расчетными данными.

Предмет исследования

Предметом исследования являются аэродинамические характеристики (в стационарном и нестационарном потоке) следующих модельных дозвуковых турбинных лопаточных ступеней и их вариаций.

Базовые ступени:

1) Ступень ЛПИ [2], геометрия которой построена на основе экспериментальной обращенной радиальной турбины [1];

2) Ступень V84.3A [3] – модель последней ступени турбины энергетической ГТУ, являющаяся частью экспериментального стенда для газодинамических исследований выходных устройств [4].

Вариации базовых ступеней:

1) Варианты ступени ЛПИ с разным отношением шага РЛ к шагу НЛ – $t_2 / t_1 = 0,25...1,25$, которое достигалось путем изменения шага НЛ t_1 (и хорды НЛ b_1);

2) Полуторная ступень ЛПИ (НА1 – РК – НА2) с разным окружным сдвигом НЛ2 относительно НЛ1 $\Delta t / t_1 = 0...0,75$;

3) Натурная ступень V84.3A – получена масштабированием (увеличением) геометрической модели ступени V84.3A в 6,38 раз [5].

Научная новизна

Научная новизна работы состоит в том, что на основе численного моделирования стационарного и нестационарного течений получены следующие новые результаты:

- зависимости переменных аэродинамических нагрузок, действующих на РЛ, от отношения u/C_0 для двух вариантов ступени V84.3;
- распределение размахов и фаз ПАС по длине РЛ для ступени ЛПИ и двух вариантов ступени V84.3;
- зависимости ПАС РЛ, потерь КЭ и КПД от отношения шагов t_2 / t_1 для ступени ЛПИ;
- зависимости ПАС РЛ, потерь КЭ и КПД от окружного сдвига НЛ2 $\Delta t / t_1$ для 1.5-ступени ЛПИ.

Практическая значимость работы

Полученные в работе результаты имеют важное практическое значение. Результаты и методы исследования могут быть использованы при оценке влияния нестационарности течений на аэродинамические, силовые и энергетические характеристики ступеней турбин на этапе их проектирования с использованием численных методов.

Метод исследования

Численное моделирование стационарных и нестационарных течений в исследуемых турбинных ступенях и обработка результатов расчета выполнены с использованием коммерческого пакета для решения гидрогазодинамических задач ANSYS CFX. Непосредственно расчет производился с использованием вычислительных ресурсов Суперкомпьютерного центра СПбПУ (задействовалось от 4 до 6 узлов кластера «Торнадо»).

Личный вклад автора

Участие автора выразилось в:

- выполнении обзора литературы и анализе литературных источников;
- проведении численного исследования влияния отношений t_2 / t_1, $\Delta t / t_1$ на уровень переменных аэродинамических нагрузок РЛ и энергетические характеристики ступени ЛПИ;
- проведении численного исследования влияния закрученности лопаток, масштабного фактора и отношения u/C_0 на ПАС РЛ и энергетические характеристики ступени V84.3A;
- анализе и сравнении полученных численных результатов с опубликованными ранее экспериментальными и расчетными данными.

На защиту выносятся:

- результаты исследования влияния относительной высоты и геометрического масштаба ступени на распределение размахов и фаз ПАС по длине РЛ для ступени ЛПИ и двух вариантов ступени V84.3;
- результаты исследования влияния отношения шагов t_2 / t_1 на уровень ПАС РЛ, потери КЭ и КПД для ступени ЛПИ;
- результаты исследования влияния окружного сдвига $НЛ_2$ $\Delta t / t_1$ на уровень ПАС РЛ, потери КЭ и КПД для 1.5-ступени ЛПИ;
- результаты исследования влияния режимного параметра u/C_0 на уровень переменных аэродинамических нагрузок, действующих на РЛ, для двух вариантов ступени V84.3.

Объем и структура работы

Диссертация состоит из введения, списка обозначений, 6 глав, заключения и списка литературы. Текст изложен на 133 страницах, диссертация содержит 94 рисунка, 5 таблиц, список использованных литературных источников, включающий 70 наименований.

Во **введении** обоснована актуальность и сформулирована цель исследования; изложены задачи исследования; показано, в чем состоит научная новизна, практическая значимость, личный вклад автора; обозначены методы исследования; перечислены положения, выносимые на защиту; представлен список публикаций и апробаций результатов работы; присутствует раздел Объем и структура работы.

В **первой главе** обоснована необходимость исследования нестационарных процессов в турбомашинах. Представлена физическая картина нестационарных аэродинамических взаимодействий лопаточных венцов в турбинной ступени: взаимодействие с вязкими вихревыми следами, потенциальное взаимодействие, картина течения в межвенцовом зазоре и межлопаточных каналах. Приводится краткий обзор исследований, посвященных влиянию межвенцового зазора, отношения шагов РЛ/НЛ, взаимного окружного сдвига направляющих аппаратов в полуторной ступени на структуру потока и на переменные аэродинамические нагрузки, действующие на РЛ.

Во **второй главе** кратко изложен метод численного моделирования для исследования нестационарных процессов в турбинной ступени. Обоснован выбор опций решателя и модели турбулентности. Представлены результаты тестового численного расчета стационарного и нестационарного течения в ступени ЛПИ (энергетические характеристики и уровень ПАС РЛ в зависимости от u/C_0), выполнено сравнение полученных результатов с ранее опубликованными.

В **третьей главе** представлены результаты численного расчета стационарного и нестационарного течения в модельной и натурной ступени V84.3 с

относительно длинными и закрученными лопатками – распределение погонной переменной аэродинамической нагрузки и ее фаз по высоте РЛ, изменение ПАС РЛ (P_u и P_z) во времени, поля энтропии. Выполнено сопоставление полученных результатов для ступени V84.3 со ступенью ЛПИ (с результатами из второй главы).

В **четвертой главе** приведены результаты численного исследования влияния отношения шагов рабочих / направляющих лопаток t_2 / t_1 на уровень ПАС РЛ и энергетические характеристики ступени ЛПИ (коэффициенты потерь кинетической энергии и КПД ступени). Выполнен анализ и сопоставление с ранее опубликованными результатами других авторов.

В **пятой главе** представлены результаты численного исследования окружного сдвига второго направляющего аппарата (НЛ-2) относительно первого направляющего аппарата (НЛ-1) $\Delta t / t_1$ на уровень ПАС РЛ и энергетические характеристики 1.5-ступени ЛПИ. В зарубежных и отечественных публикациях такое влияние несмежных лопаточных венцов с кратным числом лопаток именуется clocking-эффектом. Выполнен анализ и сопоставление результатов для полуторной ступени ЛПИ (НА-1 + РК + НА-2) с ранее опубликованными результатами других авторов.

В **шестой главе** приведены результаты численного исследования влияния режима работы (u/C_0) модельной и натурной ступени V84.3 на структуру потока, энергетические характеристики (коэффициенты потерь КЭ и КПД), и на уровень переменных аэродинамических нагрузок, действующих на рабочие лопатки (ПАС РЛ). Выполнен анализ и сравнение с имеющимися в открытых источниках экспериментальными данными для модельной ступени V84.3.

В заключении изложены основные выводы и результаты диссертационной работы.

<u>Публикации и апробация работы</u>

1) *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Исследование неравномерности потока за решеткой турбинных профилей методом численного моделирования // Неделя

науки СПбПУ. Материалы научного форума с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем.–2015. –С.57–60.

2) *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Неравномерность параметров потока за решеткой направляющих лопаток при M_{C1} = 0,39-0,68 и осредненные аэродинамические характеристики // Неделя науки СПбПУ. Материалы научной конференции с международным участием. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.–2017.–С. 160–163.
3) *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Структура потока и аэродинамические характеристики плоской турбинной направляющей решетки // Естественные и технические науки.–2018. – №4(118). –С.164-176. (**Перечень ВАК**)
4) *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Газодинамика струек тока в турбинной решетке // Неделя науки СПбПУ. Материалы научной конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. – 2018.– С. 123-125.
5) *Коленько Г.С.* Численный расчет течения в осевой турбинной ступени с отношением *d/l=13* // Неделя науки СПбПУ. Материалы научной конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем.– 2018.– С. 114-117.
6) *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Способы осреднения параметров неравномерного потока в проточных частях осевых турбин на примере плоской решетки профилей С-9022А // Неделя науки СПбПУ Материалы научной конференции с международным участием. Лучшие доклады.– 2018.– С. 21-24.
7) *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Получение интегральных аэродинамических характеристик турбинных решеток с учетом локальных особенностей течения в струйках тока // Наука и технологии. Том 1. Материалы XXXIX Всероссийской конференции. – М.: РАН,2019. – С. 70–81.
8) *Нгуен Нгок Т., Капралов В.М., Коленько Г.С.* Влияние частот нагружения на сопротивление усталости материалов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2019. № 2 (25). – С. 68-77. (**Перечень ВАК**)

9) *Ласкин А.С., Коленько Г.С.* Нестационарные процессы в турбомашинах: актуальные задачи и направления исследования // Итоги науки. – М.: РАН,2019. –С.

10) *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Влияние основных геометрических соотношений осевой турбинной ступени на амплитуды и фазы переменных аэродинамических нагрузок на рабочие лопатки // Неделя науки СПбПУ. Материалы научной конференции с международным участием. Институт энергетики.– 2019.– С.

11) *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Нестационарные и осредненные аэродинамические нагрузки, действующие на рабочие лопатки разной геометрии // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки.– 2020.– № 1 (26). – С. 15-28. (**Перечень ВАК**)

1. Физическая картина нестационарных взаимодействий лопаточных венцов в ступени турбомашины

Решетка телесных профилей, внесенная в поток идеальной жидкости, вызывает отклонение потока и деформацию линий тока, особенно заметную вблизи решетки. В общем случае такую произвольную решетку можно рассматривать как систему вихрей, источников и стоков, поля от которых отклоняют и деформируют основное течение. При обтекании реальной жидкостью на профилях возникают пограничные слои, и за выходными кромками профилей – система вихревых следов. Такая картина течения наглядно иллюстрируется интерферограммой обтекания решетки турбинных лопаток (рисунок 1.1).

Рис. 1.1 Интерферограмма обтекания решетки рабочих лопаток [ЦКТИ]

Линии интерферограммы являются линиями равной плотности и позволяют четко различать зоны возмущенного потока, наблюдать пограничный слой и аэродинамический след за выходной кромкой лопатки. По интерферограмме можно судить о направлении распространения областей возмущения и взаимном наложении потенциальной и вязкой неравномерности. Исследования неравномерности показали, что потенциальные и вязкие возмущения потока можно рассматривать и характеризовать раздельно, т.к. в первом приближении с достаточной для практики точностью оказывается справедливым принцип наложения. В качестве примера, демонстрирующего незначительность искажений потенциального поля наличием вязких вихревых следов, на рисунке 1.2 представлено поле статических давлений, а на рисунке 1.3 – поле скоростей при обтекании потоком решетки профилей С9022А (результаты численного расчета) [25].

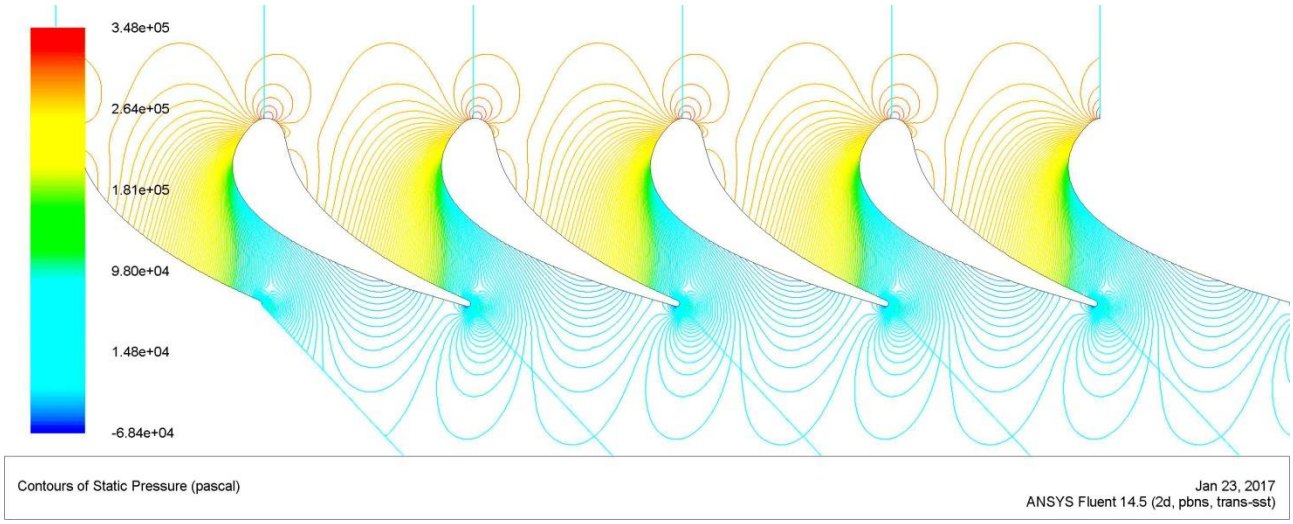


Рис. 1.2 Поле статических давлений при обтекании решетки турбинных профилей С9022А (результаты CFD-расчета) [25]

Обращает на себя внимание тот факт, что точка, от которой распространяются потенциальные возмущения вниз по потоку за решеткой, отстоит от выходной кромки профиля на некоторую небольшую величину, примерно равную двум толщинам выходной кромки $2\delta_{кр}$ – так проявляется наличие вязкого следа, который словно наращивает выходную кромку за счет небольшой зоны заторможенного потока (где происходит генерация турбулентности). Такой эффект сдвига потенциальных возмущений вдоль шага решетки был обнаружен и подтвержден экспериментально [1, рис. VII.9].

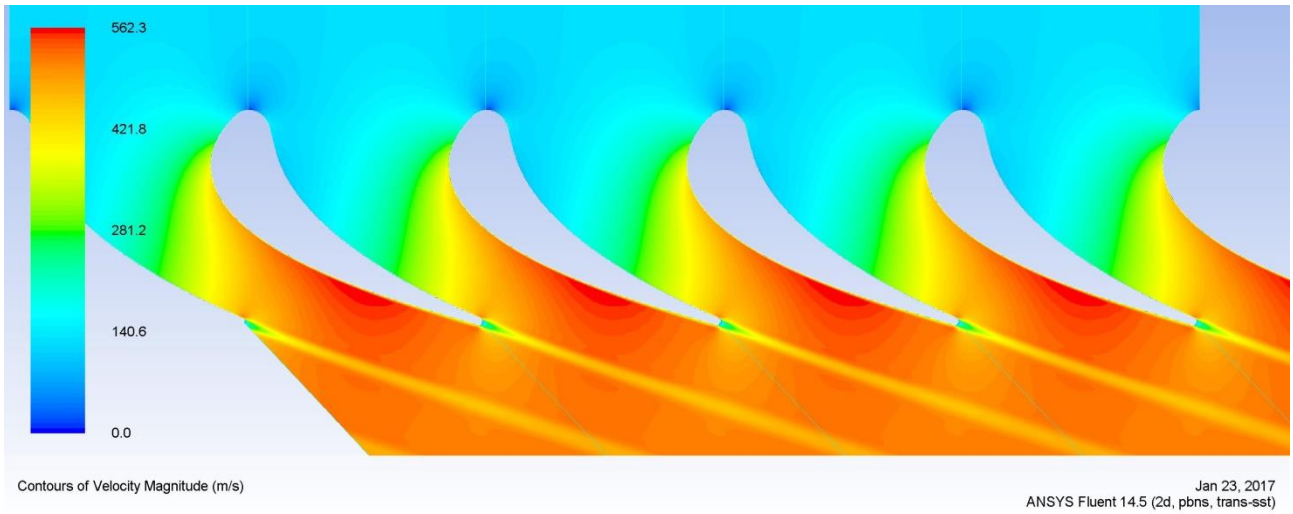


Рис. 1.3 Поле скоростей при обтекании решетки турбинных профилей С9022А (результаты CFD-расчета) [25]

Течение в проточной части одиночной турбинной ступени целесообразно разделить на характерные области: входная область (зазор между ступенями),

канал НЛ, осевой зазор, канал РЛ, область выхода (в общем случае зазор между ступенями). Основные особенности течений в межвенцовом пространстве между неподвижным и вращающимся лопаточным аппаратом определяются "наложением'' их полей. Поток за неподвижным изолированным НА можно представить в виде суперпозиции потенциального поля давлений и поля скоростей (кромочных следов). Турбулентность в следах в этом случае связана с уровнем вязкой неравномерности, а турбулентность в потенциальной части поля определяется турбулентностью потока на входе, а также генерацией турбулентности в межлопаточном канале. Результаты измерения переменной во времени скорости показали, что нестационарные периодические пульсации в ядре потока за НЛ создаются, в основном, движущейся решеткой РЛ. Обратное влияние РЛ проявляется не только в периодическом изменении скорости потока в области зазора, но и в периодической генерации турбулентности. С уменьшением осевого зазора эти эффекты усиливаются.

Иллюстрацией потока за НЛ при слабом обратном влиянии РЛ могут служить осциллограммы, полученные с помощью термоанемометра [24]. Измерения потока за НЛ проведены в обращённой турбинной ступени (рисунок 1.4) в точках а, б, в, где влияние неравномерного поля перед РЛ минимально. Неравномерность потока перед рабочими лопатками формировалась, главным образом, за счет НЛ. На рисунке 1.5 представлены типичные осциллограммы пульсаций скорости, полученные при измерениях в среднем сечении по высоте проточной части на расстоянии 5, 10 и 15 мм от плоскости выходных кромок НЛ.

Выявление периодической составляющей осуществляется по осциллограмме многократным наложением отдельных осциллограмм, соответствующих одному периоду. Анализ изменения регулярной по времени составляющей скорости приводит к выводу об аналогии с распределением средней скорости потока за неподвижной решеткой (рисунок 1.5).

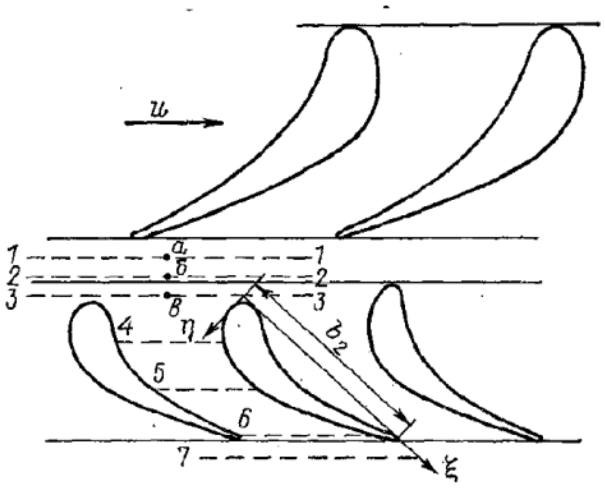


Рис. 1.4 Сечение лопаточного аппарата экспериментальной обращенной ступени в среднем сечении. Цифрами обозначены номера измерительных точек [1]

Более плавное изменение скорости соответствует фиксации потенциальной неравномерности потока, а резкие провалы – изменению скорости в вязких следах за кромками. Обнаруженное качественное совпадение особенно четко иллюстрируется фактом уменьшения потенциальной неравномерности скорости при удалении от лопатки и анализом фазовых сдвигов между изменениями скоростей, вызванными потенциальным полем и вязким следом, при измерениях в осевом зазоре между НЛ и РЛ. Таким образом, можно сделать вывод о качественном совпадении структур потока за неподвижной решеткой НЛ [25, рис. 4] и потока за движущимся НА с равномерным потоком перед ним.

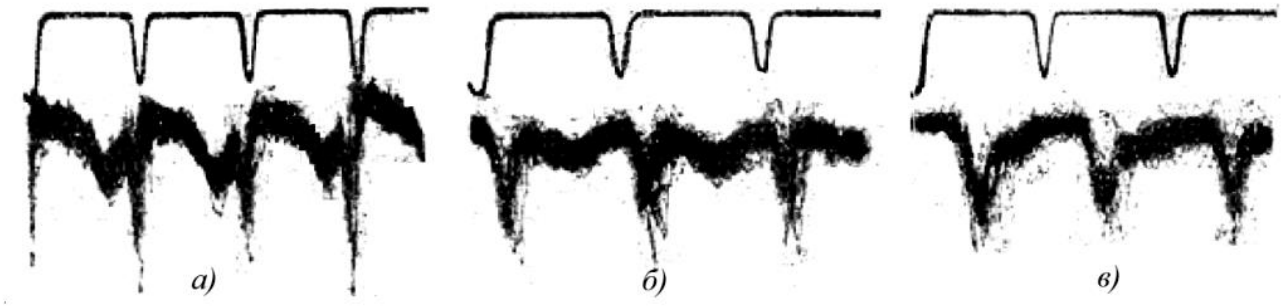


Рис. 1.5 Осциллограмма пульсаций скорости в точках а, б, в измерительных сечений 1-1, 2-2, 3-3 [1]

2. Тестирование применения пакета ANSYS CFX для численного моделирования течения в модельной турбинной ступени ЛПИ

Для проверки физичности результатов численного моделирования, получаемых с помощью пакета Ansys CFX, был выполнен расчет течения в модельной ступени ЛПИ [1], и качественное и количественное сопоставление результатов данного расчета с ранее сделанный расчетом Нгуена К.К. [2] для той же самой ступени. Достоверность последнего подтверждена экспериментальными данными и аналогичными расчетами других авторов [65, 66].

2.1. Описание модели турбинной ступени

Прототипом осевой турбинной ступени ЛПИ [2] послужила экспериментальная радиальная обращенная турбина ЭТН-1 лаборатории турбиностроения ЛПИ (1960-е) [1] (рисунок 2.1), на которой были выполнены измерения различных стационарных и нестационарных величин. Профили цилиндрических лопаток НЛ и РЛ осевой ступени ЛПИ с отношением d/l = 13 по форме и размерам соответствуют НЛ РЛ радиальной обращенной турбины ЭТН-1. Малые относительные высоты лопаток в осевой ступени были приняты для более корректного сравнения принятой осевой модели (рисунок 2.2) с ранее исследованной радиальной обращенной ступенью, для которой были получены кривые пульсаций давления в точках на профиле РЛ.

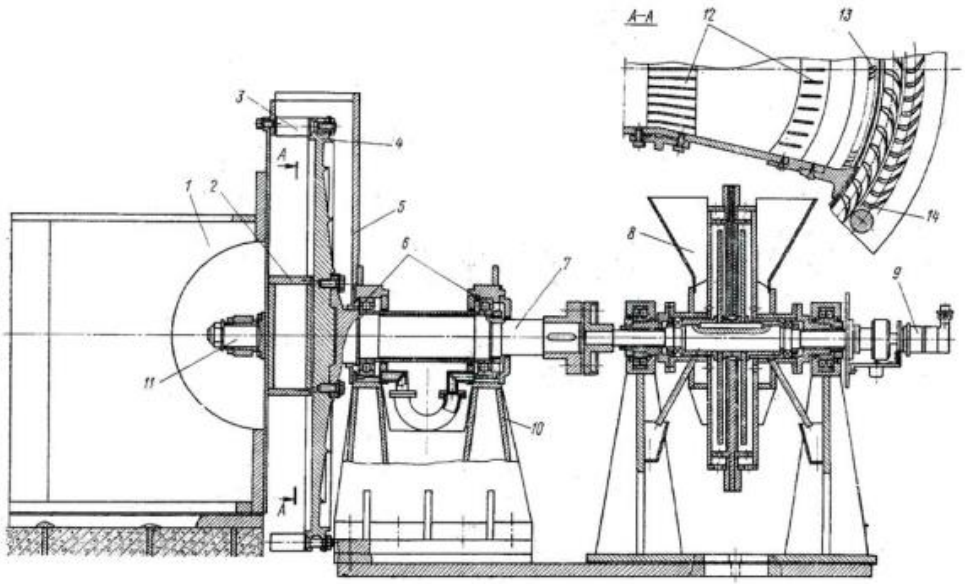


Рис. 2.1 Модель радиальной обращенной турбины ЛПИ [1]:

1– опора подводящего воздухопровода и координатных устройств; 2 – воздухоподводящий патрубок; 3 – вращающаяся решетка направляющих лопаток; 4 – диск ротора; 5 – верхний кожух статора; 6 – подшипник ротора турбины; 7 – вал турбины; 8 – гидравлический тормоз; 9 – датчик измерения числа оборотов; 10 – статор турбины; 11 – ступица коромысла координатного устройства; 12 – спрямляющие решетки; 13 – ПНА; 14 – рабочая решетка

Таблица 2.1 Геометрические параметры ступени ЛПИ

Отношение D/l	13	Шаг РЛ t_2, мм	25,4
Радиус среднего сечения $R_{1ср}$, мм	390	Относительный шаг РЛ $\bar{t}_2$	0,618
Длина НЛ l_1, мм	60	Число РЛ m_2	**96**
Хорда профиля НЛ b_1, мм	59	Осевой зазор ступени Δz_1, мм	**4**
Шаг НЛ t_1, мм	47,9	Радиальный зазор РЛ, Δr_n, мм	1
Относительный шаг НЛ $\bar{t}_1$	0,8	Расстояние от входной границы до НЛ Δz_0, мм	67,5
Число НЛ m_1	**51**	Расстояние от РЛ до выходной границы Δz_2,	48
Хорда профиля РЛ b_2, мм	41		

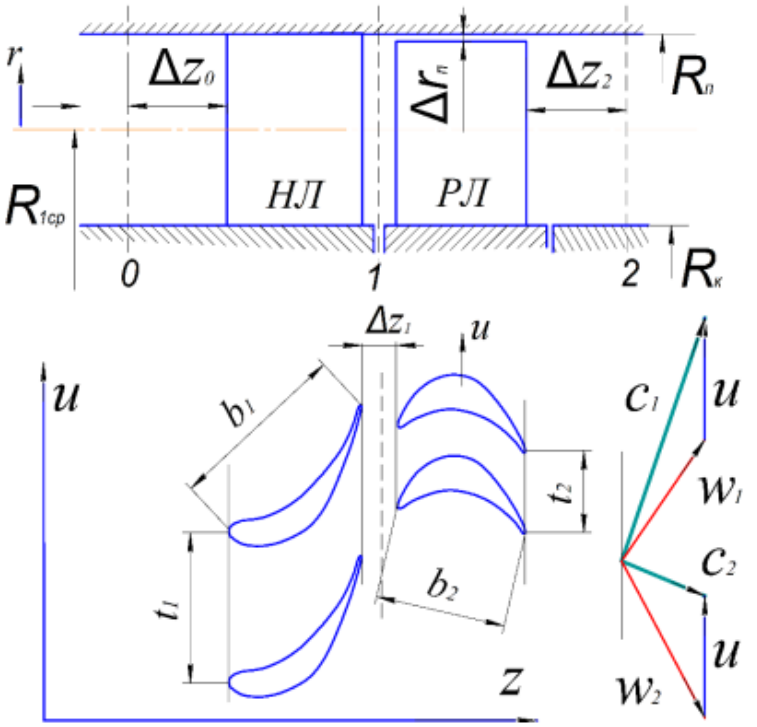


Рис. 2.2 Модель осевой турбинной ступени ЛПИ: 0,1,2 – контрольные сечения [2]

2.2. Проведение тестовых расчетов стационарного и нестационарного течения

В качестве рабочего тела был задан воздух (Air Ideal Gas). Степень турбулентности на входе 5%. Следующие граничные условия были заданы: полная температура на входе $T_0^* = 315 К$, полное давление на входе $p_0^* = 107178 Па$, статическое давление на выходе $p_2 = 101325 Па$. Частота вращения ротора задавалась в диапазоне $1000 \div 1800$ *об / мин*. На рисунке 2.3 представлена расчетная модель осевой ступени ЛПИ.

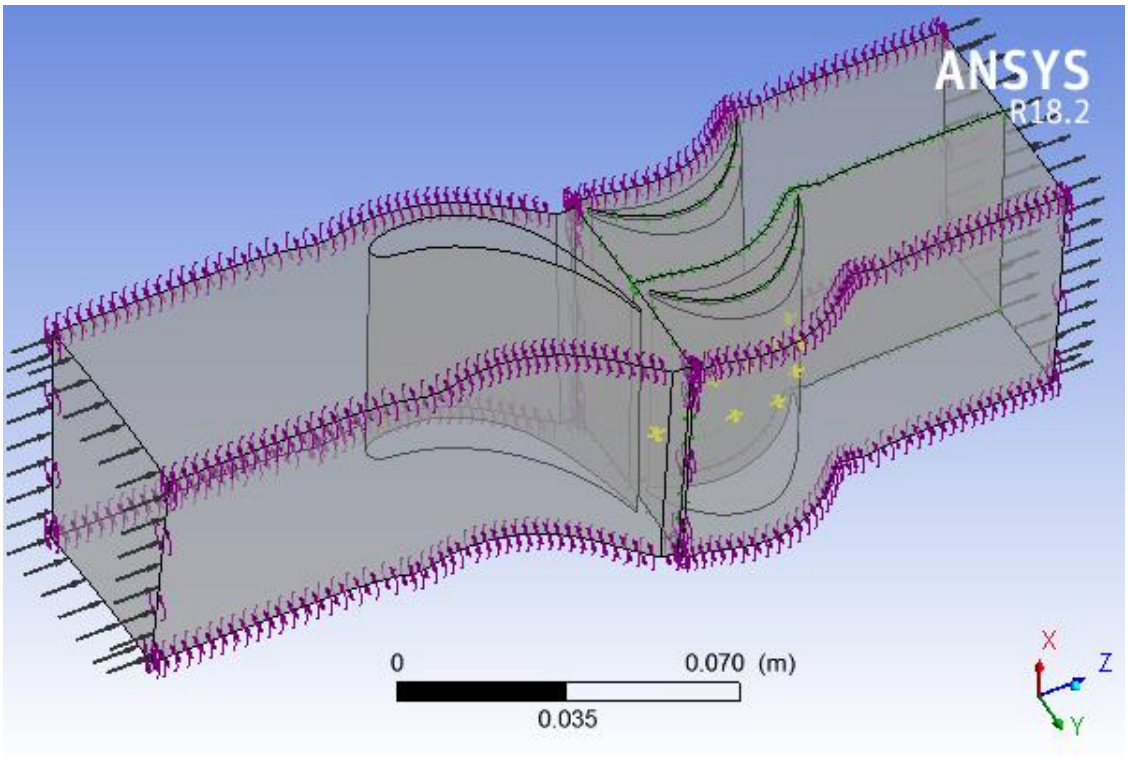
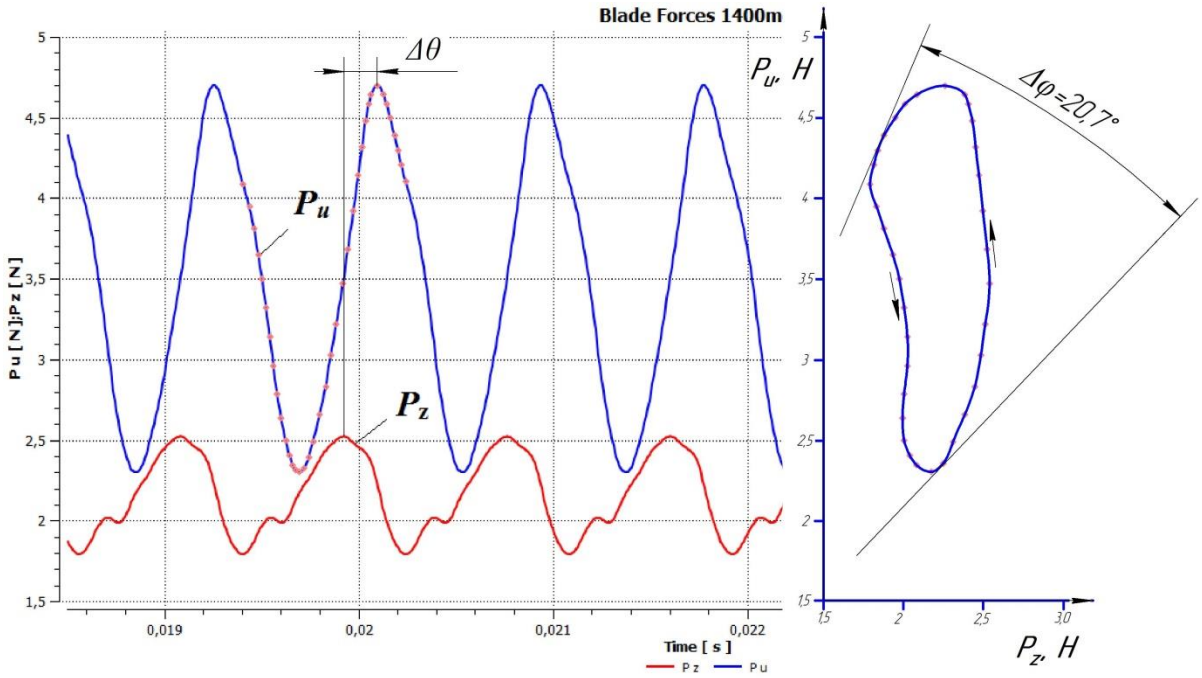


Рис. 2.3 Расчетная модель ступени ЛПИ. ($t_2 / t_1 = 0,53$). В средней части РЛ показаны точки измерения (мониторинга) пульсаций давления.

2.3. Переменные аэродинамические силы в ступени ЛПИ

Из рисунка 2.4 можно видеть, что переменные аэродинамические нагрузки, действующие на РЛ, изменяются периодически во времени. Период изменения сил соответствует шагу НЛ и скорости вращения: $T_1 = t_1 / u = \frac{1}{nZ_{НЛ}}$. Относительный размах тангенциальной силы $\Delta P_u / \overline{P}_u$ для данного режима составляет 0,689, а угловой размах вектора силы $\Delta\varphi = 20,7°$.



а) б)

Рис 2.4 Периодическое изменение во времени осевой (P_z) и окружной (P_u) составляющей ПАС РЛ (а), а также годограф вектора ПАС РЛ (б): u/C_0=0,57

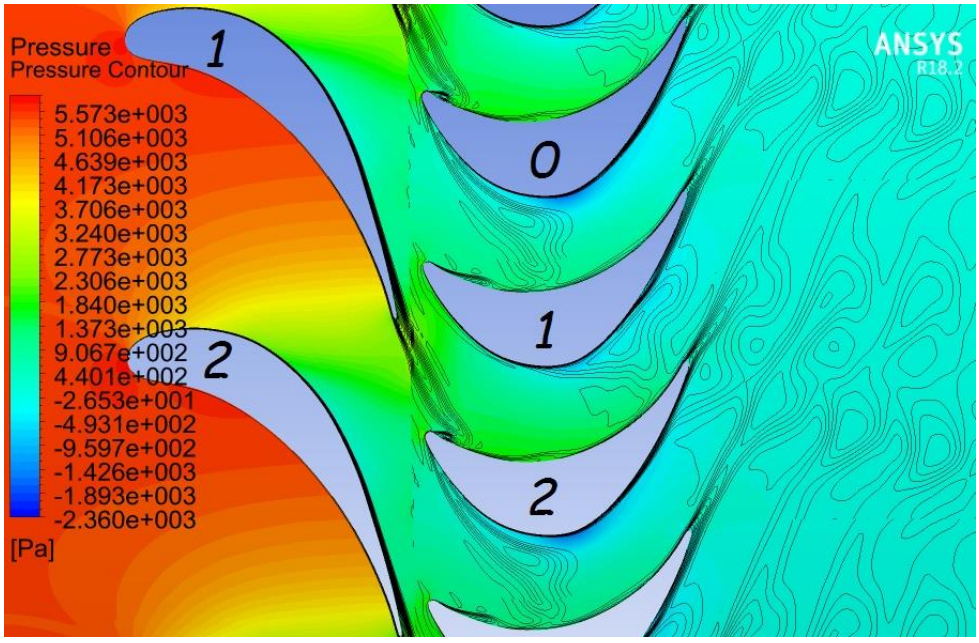


Рис. 2.5 Комбинированное поле статического давления и энтропии, построенное для изоповерхности x/l=0,5; u/C_0=0,57

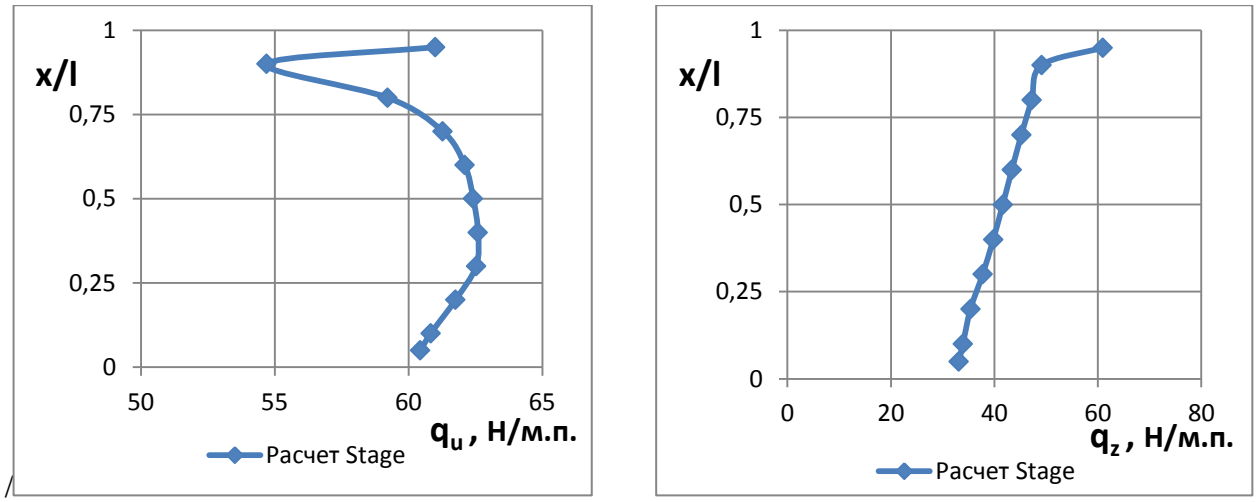
Следует отметить сдвиг фаз между тангенциальной и осевой аэродинамической силой $\Delta\theta = \Delta\tau / T_1 = 0,2$. Минимумам и максимумам кривой $P_u(\tau)$ на рис. 2.4 можно сопоставить положения рабочей лопатки относительно направляющей лопатки и отметить особенности структуры потока (рисунок 2.5).

Минимальная за период тангенциальная ПАС, действующая на РЛ, будет наблюдаться при таком положении РЛ №1 относительно НЛ №1, как показано на рис. 2.5. В этот момент входная кромка РЛ обтекается основным потоком, приходящим из направляющего межлопаточного канала, градиент статического давления между вогнутой и выпуклой стороной РЛ №1 минимален, а порция вихревого следа, отсеченная входной кромкой РЛ №0, прижимается в большей степени к выпуклой стороне РЛ №0.

Спустя время, примерно равное $T_1/2$, рабочая лопатка окажется в положении РЛ №2, в этот момент величина ПАС РЛ будет максимальна. Вихревой след от НЛ №1 натекает на начальный участок вогнутой стороны РЛ №2, а процессы преобразования кинетической энергии турбулентности в следе проявляются интегрально в виде повышения статического давления вблизи вогнутой стороны РЛ №2. Градиент давлений между вогнутой и выпуклой сторонами РЛ №2 в этот момент максимален (как видно из рис. 2.5), и соответствующая ПАС РЛ также принимает максимальное значение.

Осевая нагрузка на РЛ в большей степени определяется потенциальными возмущениями давления от направляющего аппарата. Рабочая лопатка испытывает максимальную осевую нагрузку незадолго до того как ее входная кромка пересечет след. Сдвиг фаз между силами P_u и P_z определяется сдвигом фаз между вязкой и потенциальной неравномерностью в плоскости входных кромок РЛ.

На рис. 2.7 приведены распределения погонной осредненной во времени ПАС по высоте рабочей лопатки ступени ЛПИ.



а) б)

Рис. 2.7 Распределение погонной аэродинамической нагрузки по длине РЛ (осредненной по времени): (а) – окружная составляющая q_u; (б) – осевая составляющая q_z

Погонная аэродинамическая нагрузка определялась как отношение элементарной силы P_{ui}, действующей на участок лопатки высотой Δl_i, к высоте этого участка $q_u = P_{ui} / \Delta l_i$. Из рисунка 2.7б видим, что размах осредненной погонной ПАС по высоте РЛ составляет $\Delta\bar{q}_u = 0{,}125$. Провал кривой $q_u(x/l)$ в периферийной части лопатки объясняется уменьшением градиента давлений из-за концевого вихря, вызванного протечкой рабочего тела через радиальный зазор с вогнутой стороны на выпуклую. В целом, рабочую лопатку данной ступени можно считать достаточно равномерно нагруженной газовыми силами.

Это подтверждается и рисунком 2.8, где представлено изменение во времени погонной переменной тангенциальной ПАС РЛ для прикорневого, среднего и периферийного участка. Помимо того, что осредненная величина q_u примерно постоянна по высоте РЛ, она еще и синфазна, как и ожидалось для ступени с малой относительной высотой проточной части (d/l = 13) и цилиндрическими лопатками.

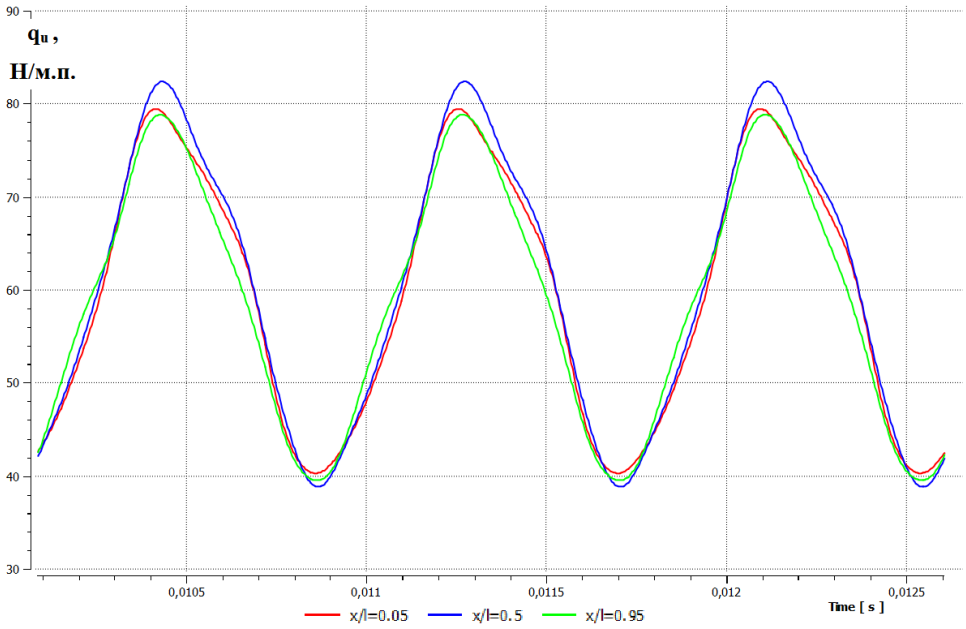


Рис. 2.8 Изменение во времени погонной ПАС q_u, действующей на РЛ.

Три участка лопатки: *x/l* = 0,05; 0,5 и 0,95

На рисунках 2.9 и 2.10а, 2.10б представлены размахи и осредненные величины тангенциальной и осевой ПАС РЛ, полученные по результатам расчета стационарного (Stage, Steady State) и нестационарного (Transient) течения, в зависимости от режимного числа u/C_0.

Число u/C_0 варьировалось за счет изменения частоты вращения рабочего колеса при неизменном располагаемом перепаде энтальпий для ступени. Относительный размах тангенциальной силы $\Delta\bar{P}_u$ монотонно возрастает с увеличением числа u/C_0. Такое увеличение $\Delta\bar{P}_u$ в первую очередь обусловлено уменьшением осредненной силы $\bar{P}_u$ (рис. 2.10), а также предположительно связано с ростом окружной неравномерности угла потока на входе в рабочее колесо β_1 в относительном движении, обусловленной увеличением разности углов потока в следе за НЛ и в основном потоке за НЛ также в относительном движении $\Delta\beta_1 = \beta_1 - \beta_{1след}$. Размах осевой силы $\Delta\bar{P}_z$ убывает по параболическому закону с минимумом при $u / C_0 = 0,64$ (рис. 2.9).

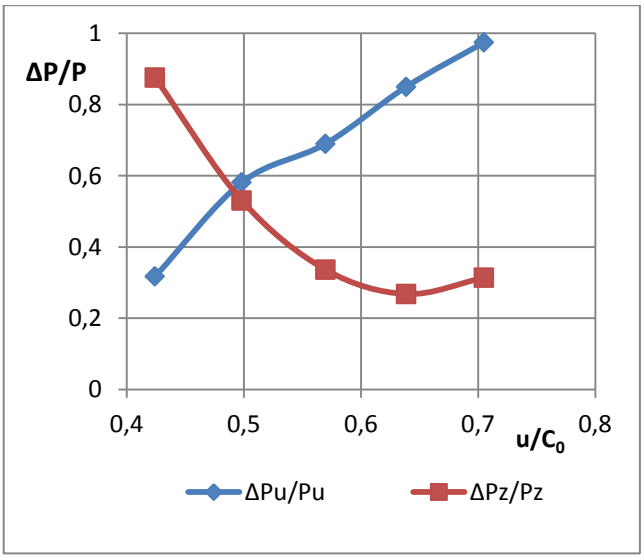
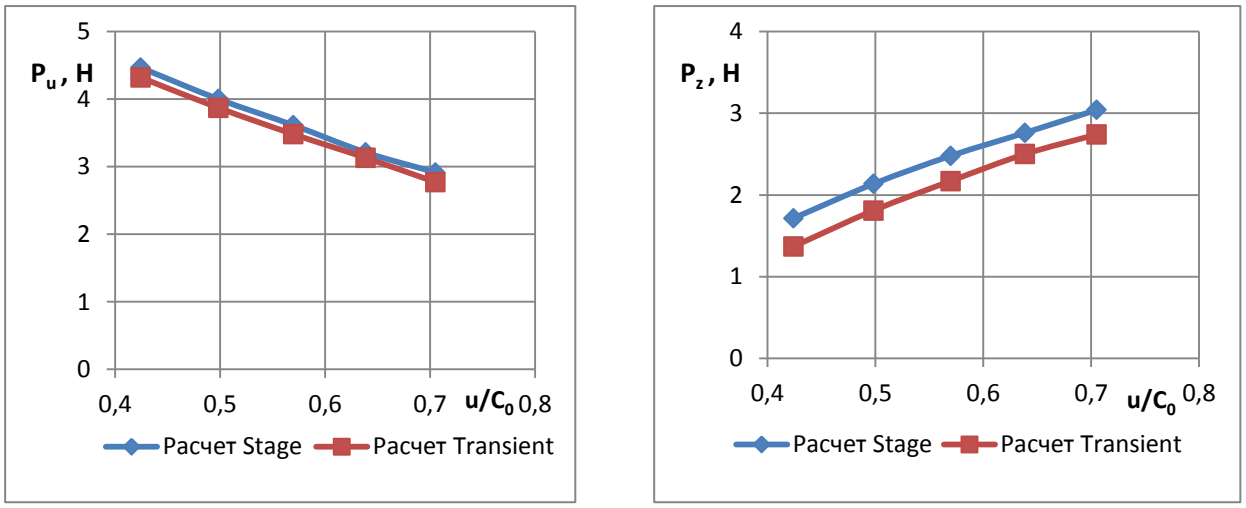


Рис. 2.9 Зависимость ПАС РЛ от числа u/C_0



а) б)

Рис. 2.10 Зависимость осредненной аэродинамической силы, действующей на РЛ, от числа u/C_0 : (а) окружная составляющая ; (б) осевая составляющая

Осредненная тангенциальная ПАС РЛ линейно убывает с ростом числа u/C_0, а осевая ПАС РЛ линейно возрастает при увеличении числа u/C_0. (рис. 2.10). Т. е. можно говорить о том, что с увеличением окружной скорости вектор суммарной аэродинамической силы, действующей на РЛ, поворачивает на некоторый угол (ближе к осевому направлению, рис. 2.11).

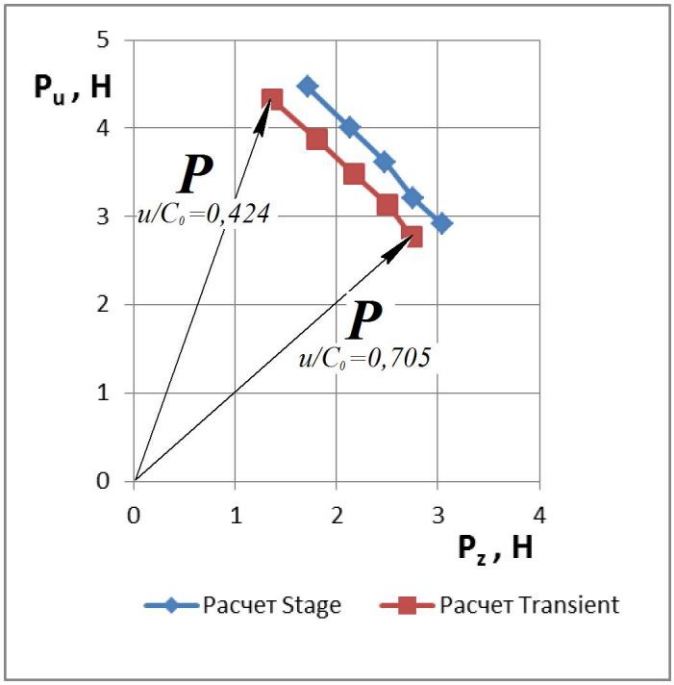


Рис. 2.11 Годограф вектора переменной аэродинамической силы, действующей на РЛ при изменении режимного числа u/C_0

Из рисунка 2.11 можно видеть, что модуль осредненного вектора переменной аэродинамической силы, рассчитанный по результатам нестационарного расчета, на всех режимах меньше на 6% от той же силы, полученной из результатов стационарного расчета. Это уменьшение, наряду с аналогичным уменьшением лопаточного КПД и внутренней мощности обусловлено дополнительными потерями кинетической энергии потока из-за нестационарности (интегральный эффект).

3. Влияние закрученности лопаток и их относительной высоты на структуру потока, размахи и фазы ПАС РЛ в ступени V84.3

Исследование влияния относительной длины рабочих лопаток и их закрутки на расфазировку переменных аэродинамических сил по высоте проточной части является актуальной, но малоисследованной проблемой. Цель данной главы заключается в том, чтобы получить распределение переменных сил по длине РЛ, и данные о структуре нестационарного потока для турбинной ступени с малым отношением d/l_2 и, соответственно, большой относительной длиной рабочих лопаток, а затем сравнить эти результаты со ступенью ЛПИ, исследованной в предыдущей главе.

3.1. Описание модельной и натурной турбинной ступени V84.3

В качестве объекта исследования была выбрана последняя (четвертая) ступень стационарной ГТУ V84.3 мощностью 182 МВт с начальной температурой газов 1500 °С. Выбор данной ступени обусловлен подходящим отношением $d / l_2 = 3{,}74$, а также наличием в открытых источниках [3, 4, 5] экспериментальных данных и геометрических характеристик. Модель данной ступени в масштабе 1:6,38 была испытана в составе блока «ступень-выходной диффузор» на эсперимента льном стенде ЭТ-4 лаборатории турбиностроения кафедры ТГиАД СПбПУ. Подробное описание конструкции стенда ЭТ-4 и его информационно-измерительной системы приведено в [68, 69].

Известны следующие данные об особенностях профилирования лопаточных аппаратов в данной ступени:

1) Профилирование направляющего аппарата выполнено по закону обратной закрутки потока ($c_{1u} r_1^n = \text{const}$, где $n = 0{,}608$), и угол $\alpha_{1эф}$ уменьшается с увеличением радиуса. На номинальном режиме угол выхода потока из НА $\alpha_{1ср} \simeq 26°$ на среднем радиусе, а угол выхода потока из РК составляет $\alpha_{2ср} \simeq 65°$, также на среднем радиусе. Такой тип закрутки последней ступени принят как типовой для всей серии ГТУ V84.3.

2) Для имитации неосевого потока от предыдущей (третьей) ступени применен входной направляющий аппарат с таким же распределением угла потока α_0 по высоте ПЧ, как на выходе из натурной третьей ступени.

В данной работе моделировалось два варианта ступени V84.3: модельная ступень (масштаб: 1:6,38, рабочее тело: воздух) и натурная ступень (масштаб: 1:1, рабочее тело: газовоздушная смесь). Меридиональный разрез и развертка ступени на среднем радиусе представлены на рисунке 3.0. А основные геометрические характеристики модельной и натурной ступени сведены в таблицу 3.1.

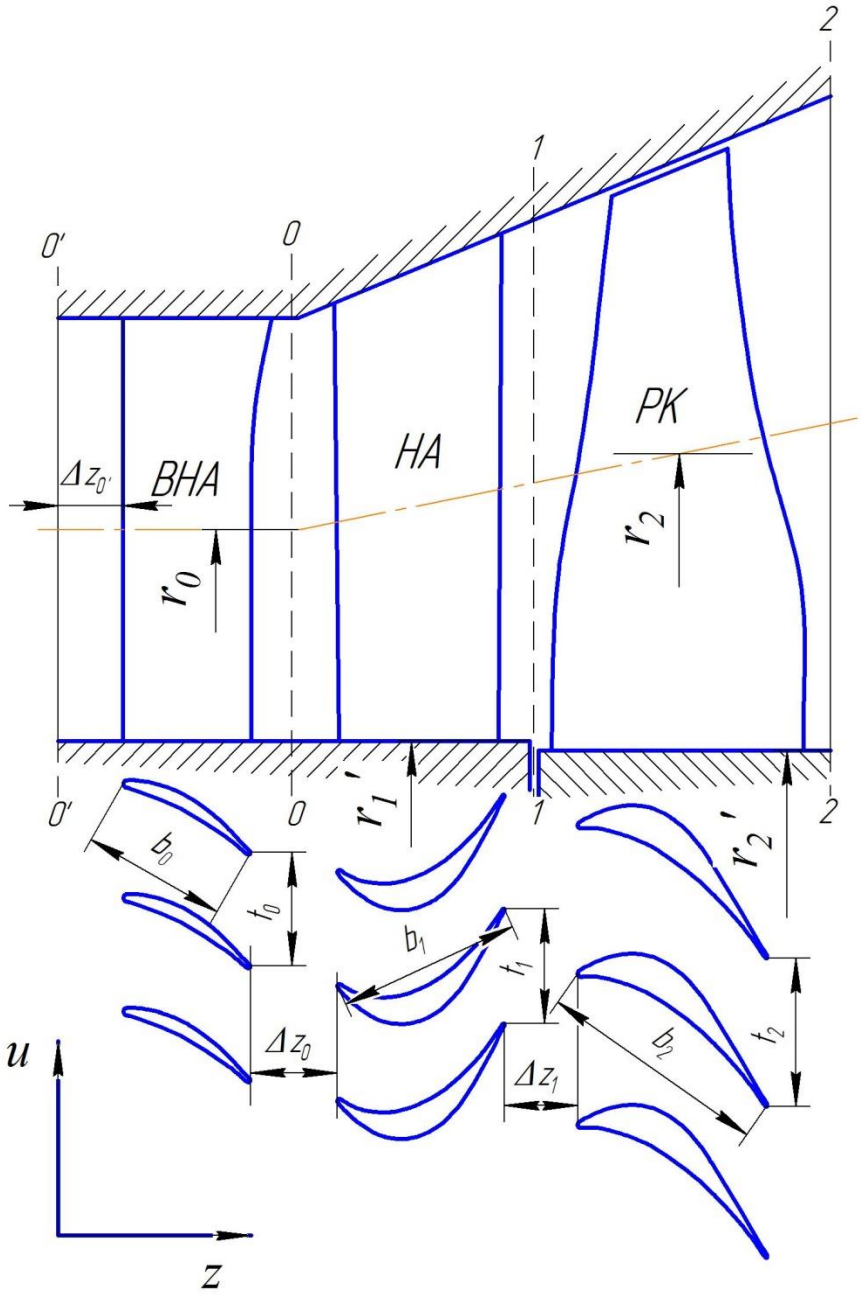


Рис. 3.0 Меридиональный разрез и развертка *x/l=0,5* модельной ступени V84.3

Таблица 3.1 Геометрические характеристики ступени V84.3: модельной и натурной

Параметр	**ВНА**	**НА**	**РЛ**
Число лопаток Z	59	59	47
$l / b_{ср}$	3,11	2,79	2,62
$d_{ср} / l_{ср}$	4,95	4,30	3,74
$(t / b)_{ср}$	0,82	0,639	0,653
-	**Модельная ступень**		**Натурная ступень**
Масштаб	1:6,38		1:1
Корневой радиус r', м	0,121		0,772
Средний радиус РК r, м	0,166		1,059
Длина НЛ l_1, м	0,071		0,453

Длина РЛ l_2, м	0,090	0,574
Хорда НЛ $b_{1ср}$, м	0,030	0,191
Хорда РЛ $b_{2ср}$, м	0,0344	0,219
Межвенцовый зазор Δz_1, мм	11,6	74

Таблица 3.2 Режимные параметры и свойства рабочего тела для ступени V84.3

Параметр	**Модельная ступень**	**Натурная ступень**
Рабочее тело	Воздух	Газовоздушная смесь (воздух + продукты сгорания природного газа)
Коэффициент избытка воздуха α	-	2,5
Показатель изоэнтропы ***k***	1,397	1,322÷1,352
Газовая постоянная R, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$	287	286,37÷286,90
Удельная изобарная теплоемкость c_p, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$	1009	1100÷1176
Число M_{c1}	0,5	0,7
Число Re_{b1}	$0,64 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$
Число u/C_0	0,435÷0,744	0,435÷0,752
Число оборотов n, *об / мин*	7200÷12300	3000
T_0^*, K	351	640÷970
p_0^*, *Па*	154750	180000÷340000
p_2, *Па*	100000	101325

При моделировании течения в натурной ступени V84.3 учитывалась зависимость удельной теплоемкости и показателя изоэнтропы от температуры газовоздушной смеси на входе в ступень и коэффициента избытка воздуха. Использовались аппроксимационные зависимости $k = f(T_3, \alpha)$ и $c_p = f(T_3, \alpha)$ для смеси воздуха и продуктов сгорания стандартного природного газа [70].

3.2. Проведение численного моделирования стационарного (Steady State) и нестационарного (Transient Blade Row) течения в модельной и натурной ступени V84.3

Расчетная сетка для лопаточных секторов входного направляющего аппарата, направляющего аппарата и рабочего колеса была построена в сеточном генераторе Ansys TurboGrid. Число элементов сетки одного лопаточного канала ВНА – $762{,}6 \cdot 10^3$, НА – $780{,}6 \cdot 10^3$, РК – $965{,}6 \cdot 10^3$.

Отношение шагов РЛ/НЛ для данной ступени составляет $t_2 / t_1 = 1{,}25$, а отношение шагов НЛ/ВНЛ $t_1 / t_0 = 1$. По требованиям метода скользящих сеток *Time Transformation* отношение угловых секторов статорной и роторной сеток должно быть близким к единице, поэтому расчетная модель ступени V84.3 состоит из 5 лопаток ВНА, 5 лопаток НА и 4 рабочих лопаток (рисунок 3.1): $\theta_2 / \theta_1 = 30{,}6° / 30{,}5° \approx 1$. Суммарное число элементов расчетной сетки ступени V84.3 составляет 11,6 млн.

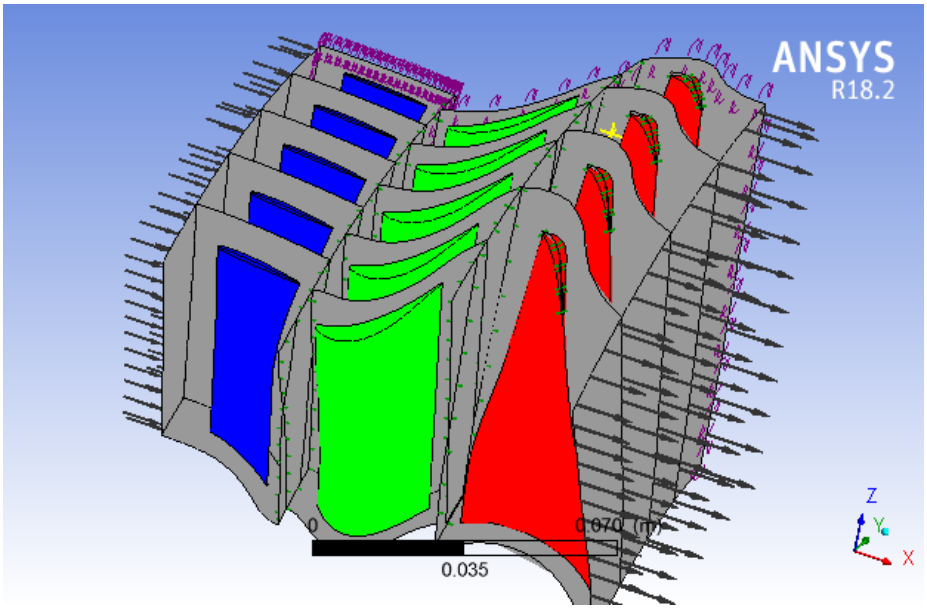


Рис. 3.1 Расчетная модель ступени V84.3

3.3. Структура потока и переменные аэродинамические силы, действующие на РЛ в модельной ступени V84.3

Поток за направляющим аппаратом ступени V84.3 имеет окружную неравномерность – на рисунке 3.8 представлено комбинированное поле энтропии и статического давления, построенное по поверхности *x/l* =0,05 (прикорневое

сечение). Из данного рисунка четко видны аэродинамические следы за НЛ и изобары, расходящиеся вниз по течению от выходной кромки НЛ и вверх по течению от входной кромки РЛ. Периодическая вязкая и потенциальная неравномерность поля потока вызывает периодическое изменение переменной аэродинамической силы, действующей на РЛ, как можно наблюдать из рисунков 3.2 – 3.3. Представленные на этих рисунках кривые получены для рабочей лопатки, обозначенной как РЛ №2 (рис. 3.8). Период изменения как окружной, так и осевой составляющей ПАС РЛ соответствует шагу НЛ:

$$T_1 = \frac{60}{n \cdot Z_1};\ T_1 = \frac{60}{10123 \cdot 59} \approx 0,0001005c.$$

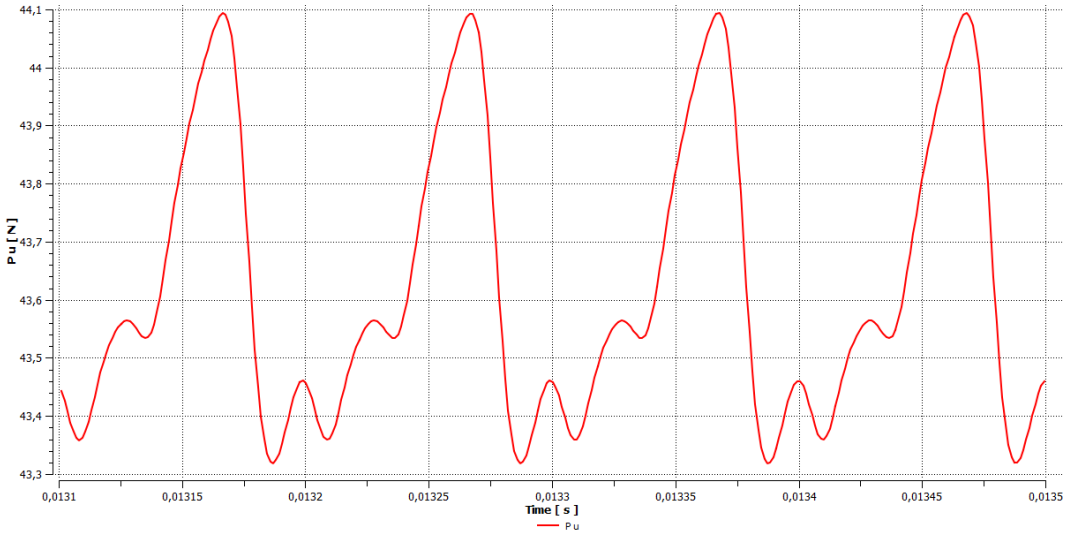


Рис. 3.2 Изменение во времени окружной составляющей ПАС РЛ модельной ступени V84.3

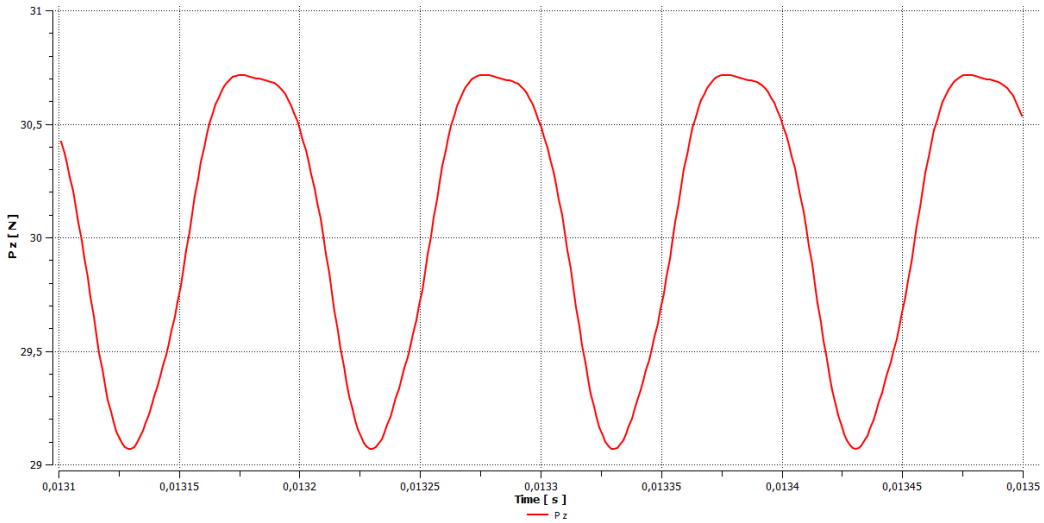


Рис. 3.3 Изменение во времени осевой составляющей ПАС РЛ модельной ступени V84.3

Относительный размах тангенциальной ПАС $\Delta P_u / \overline{P}_u$ на номинальном режиме составил 2%, осевой ПАС – 6%, а сдвиг фаз между этими составляющими силы – $\Delta\theta = 153°$.

Построив кривые изменения погонной переменной аэродинамической нагрузки $q_u\left[H / \text{м.п.}\right]$, определяемой как отношение ПАС, действующей на элементарную ступень высотой Δl к ее высоте Δl, можем видеть, что величина аэродинамической силы изменяется вдоль рабочей лопатки и, кроме того, имеется сдвиг фаз между силами, действующими у корня и на периферии РЛ (рисунок 3.4 и 3.5). Данный сдвиг фаз обусловлен:

1) радиальной неравномерностью потенциальных возмущений и вихревой пелены;

2) изменением величины межвенцового зазора по высоте проточной части вследствие изменения хорды и ширины лопаточного венца;

3) нерадиальным расположением входной кромки РЛ – в отличие от выходной кромки НЛ, которая в данной ступени расположена по радиусу.

На рис. 3.5 показано изменение фазы погонной тангенциальной ПАС по длине рабочей лопатки. За нулевую фазу принято такое положение РЛ, при котором наблюдается минимум силы в ее периферийной части – кривая *x/l = 0,9*, момент *τ=0,01343 с* на рисунке 3.4.

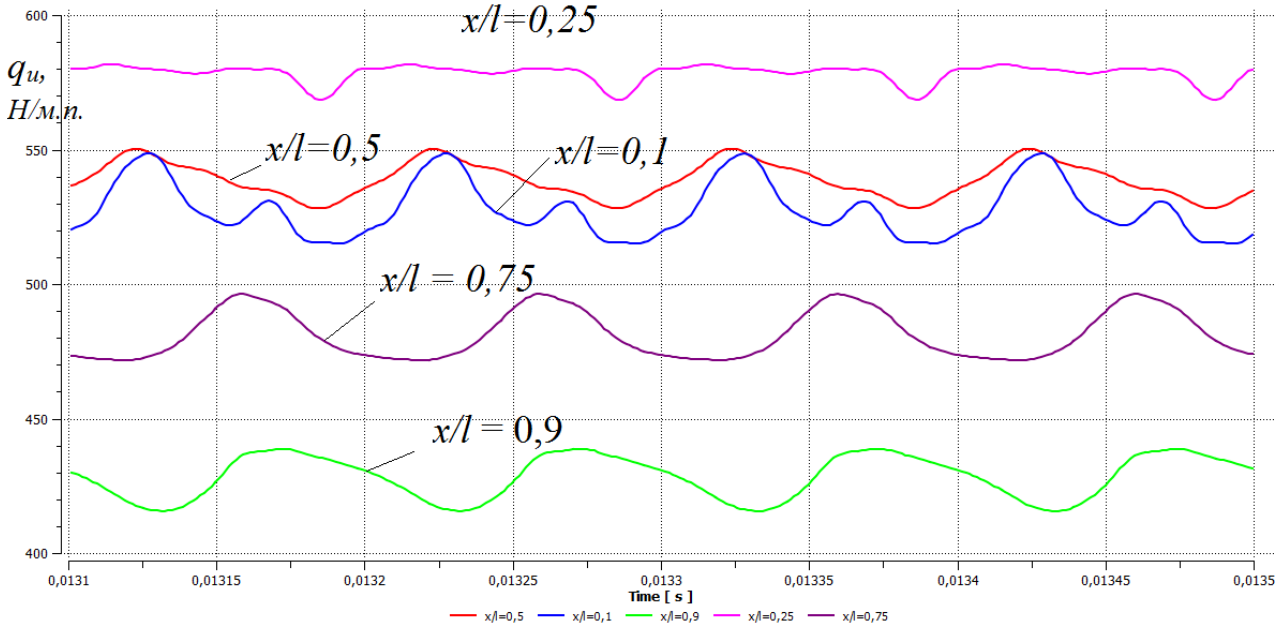


Рис. 3.4 Изменение во времени погонной окружной ПАС, действующей на РЛ модельной ступени V84.3. Пять участков по длине лопатки: *x/l* = 0,05; 0,25; 0,5; 0,75 и 0,95

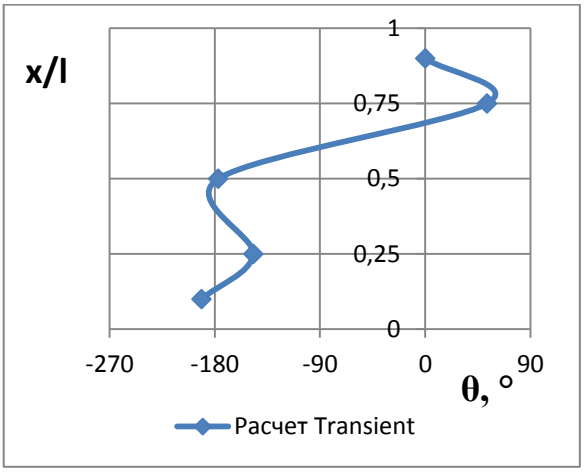


Рис. 3.5 Фазы погонной окружной ПАС, действующей на РЛ модельной ступени V84.3

Мгновенные поля энтропии и статического давления в характерные моменты времени, соответствующие минимумам или максимумам кривых на рис. 3.4, и построенные для пяти поверхностей $x/l = 0{,}1;\ 0{,}25;\ 0{,}5;\ 0{,}75\ и\ 0{,}9$, сведены в таблицу 3.3. (Приложение 1). Опираясь на данную таблицу, рассмотрим более подробно мгновенную структуру потока в указанных сечениях по высоте проточной части и свяжем положения рабочей лопатки (РЛ №2) с экстремумами кривых на рисунке 3.4.

1) τ=0,013357 с, τ/T=0,217: В прикорневом сечении *x/l*=0,1 аэродинамический след высокой интенсивности натекает на первую треть вогнутой стороны профиля, приводя к торможению потока на вогнутой стороне. Но к выпуклой стороне профиля РЛ в этот же момент прижимается правая ножка подковообразного вихря, что снижает осредненную аэродинамическую силу, действующую на выпуклую сторону, и на рис. 3.4 это отражается в виде первого минимума кривой *x/l=0,1*. В этот же момент в сечении *x/l=0,75* наблюдается максимум ПАС РЛ, поскольку потенциальное возмущение от НЛ проникает в рабочий межлопаточный канал и воздействует на большую часть вогнутой стороны профиля из-за меньшего угла установки по сравнению с корневым сечением, и увеличенного отношения t_2/b_2.

2) τ=0,013367 с, τ/T=0,349: Аэродинамический след распространяется вблизи выпуклой стороны РЛ и, слегка искривляясь, натекает на вогнутую

сторону смежной лопатки, а на вогнутую сторону в сечении *x/l=0,1* в этот момент воздействует потенциальное возмущение от НЛ. На кривой *x/l=0,1* наблюдается локальный максимум ПАС РЛ. В этот же момент в сечении *x/l=0,9* наблюдается максимум ПАС РЛ, поскольку потенциальное возмущение от НЛ проникает в рабочий межлопаточный канал и воздействует на большую часть вогнутой стороны профиля из-за меньшего угла установки по сравнению с корневым сечением, и увеличенного отношения t_2/b_2.

3) τ=0,013384 с, τ/T=0,506: В сечениях *x/l=0,1* , *x/l=0,25* и *x/l=0,5* потенциальное возмущение от НЛ воздействует на выпуклую сторону рабочей лопатки и увеличивает осредненную силу, действующую на выпуклую сторону лопатки, что отражается в виде минимумов кривых *x/l=0,1*, *x/l=0,25* и *x/l=0,5* на рис. 3.4.

4) τ=0,013415 с, τ/T=0,819: В сечении *x/l=0,75* потенциальное возмущение от НЛ по-прежнему воздействует на вогнутую сторону профиля РЛ. Однако при таком положении РЛ относительно НЛ интенсивность воздействия этого возмущения меньше, чем для фазы τ/T=0,349, поскольку осевое расстояние между выходной кромкой НЛ и серединой вогнутой стороны РЛ в данной фазе больше, чем при τ/T=0,349.

5) τ=0,013428 с, τ/T=0,952: В сечениях x/l=0,1, x/l=0,25 и x/l=0,5 в этот момент наблюдается максимум ПАС РЛ. Потенциальное возмущение потока от направляющей лопатки воздействует на вогнутую сторону профиля РЛ.

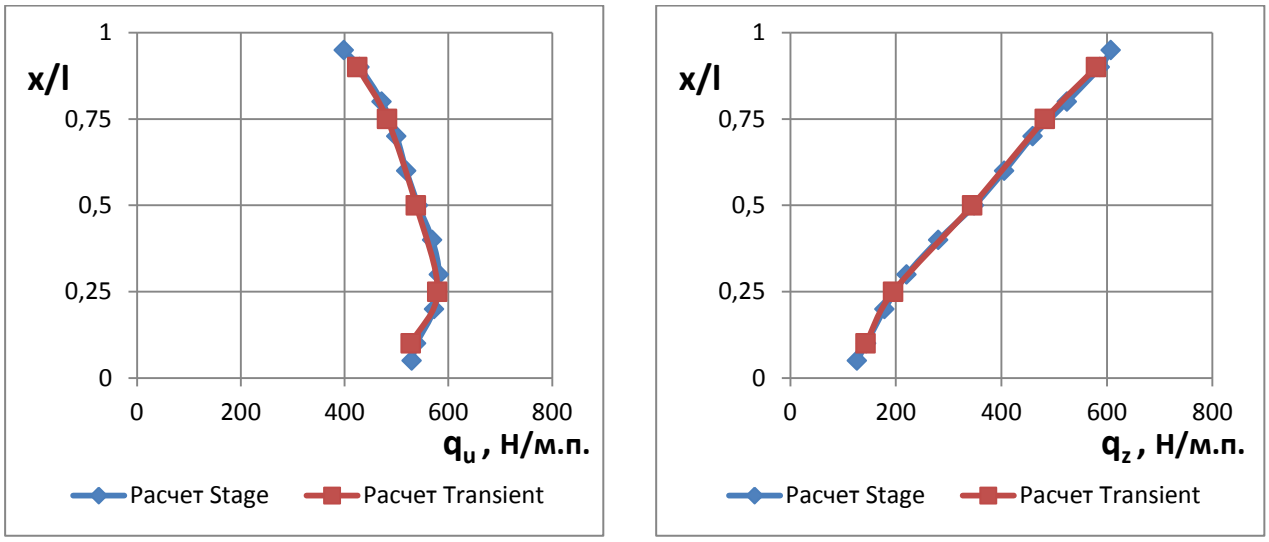
Анализ мгновенных полей параметров потока в разных сечениях по высоте проточной части данной ступени показывает, что расфазировка переменных аэродинамических сил по высоте рабочей лопатки в большей степени определяется потенциальным взаимодействием лопаточных венцов. Фаза, с которой потенциальное возмущение воздействует на вогнутую сторону профиля РЛ, зависит от закона закрутки пера рабочей лопатки – изменения по высоте угла установки профиля.

Особенностью данной ступени V84.3 является синфазность набегания вихревого следа от НЛ на входную кромку РЛ, как видно из таблицы 3.3 П1,

фаза τ/T=0,506. При натекании следа на входную кромку РЛ, переменная аэродинамическая сила, действующая на лопатку, уменьшается, поскольку участок заторможенного течения перемещается вдоль выпуклой стороны профиля.

В общем случае, расфазировка ПАС по высоте РЛ определяется и вихревым, и потенциальным взаимодействием с потоком, выходящим из направляющего аппарата.

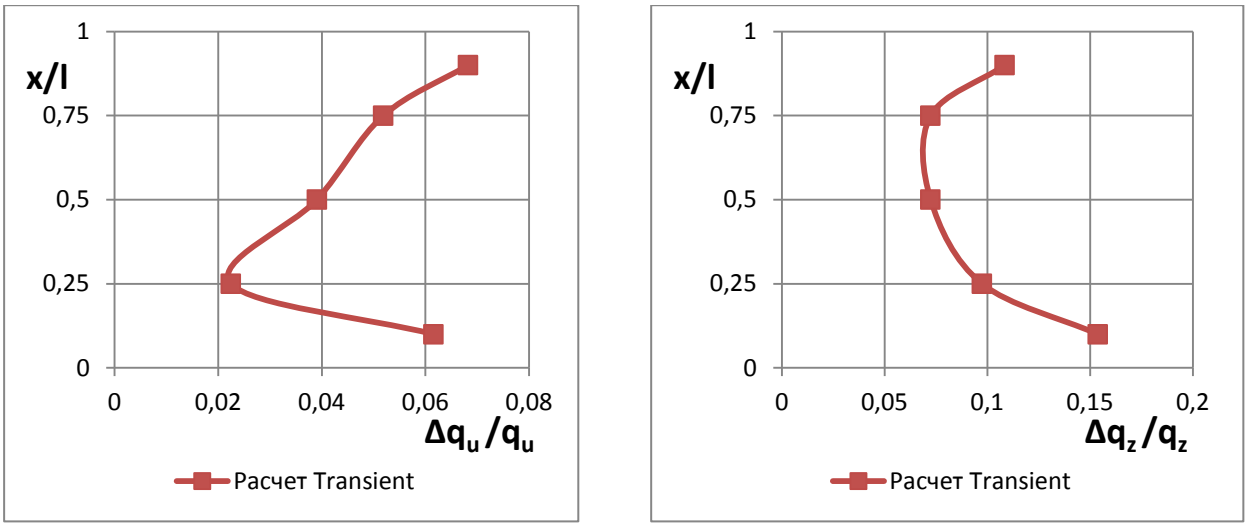
На рисунке 3.6а представлено распределение осредненной погонной тангенциальной аэродинамической нагрузки по высоте РЛ.



а) б)

Рис. 3.6 Распределение погонной аэродинамической нагрузки по длине РЛ модельной ступени V84.3: (а) – окружная; (б) – осевая составляющая

Из рис. 3.6а можно видеть, что погонная тангенциальная нагрузка уменьшается от корня к периферии примерно на 33%. Такое распределение нагрузки не является выгодным с энергетической точки зрения, так как наибольший вклад в полезный вращающий момент на валу создает именно периферийная часть рабочей лопатки. Скорее всего, вариант ступени V84.3 с недогруженной периферийной частью лопатки продиктован соображениями вибрационной надежностью. Такой вывод подтверждается рисунком 3.7а, из которого видно, что относительный размах тангенциальной ПАС РЛ на периферии примерно в 3 раза больше, чем в прикорневом сечении.



а) б)

Рис. 3.7 Распределение размахов погонной ПАС по длине РЛ модельной ступени V84.3: (а) – окружная; (б) – осевая составляющая

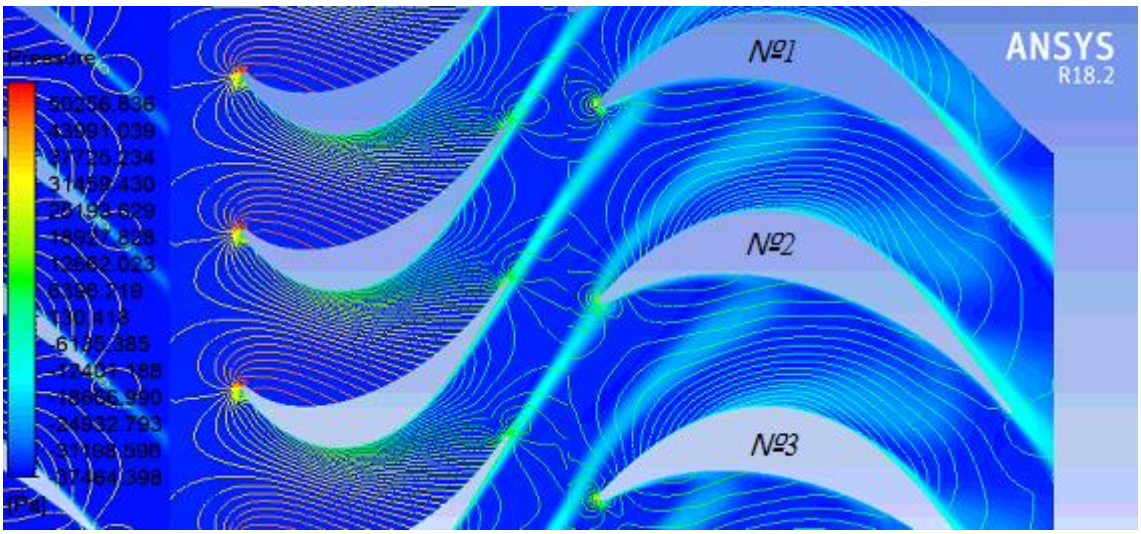


Рис. 3.8 Мгновенные поля статического давления и энтропии, построенные для поверхности *x/l = 0,05* модельной ступени V84.3

3.4. Структура потока и переменные аэродинамические силы, действующие на РЛ в натурной ступени V84.3

Для натурной ступени V84.3 также было выполнено численное моделирование нестационарного течения Transient. Основное отличие натурной ступени от модельной – это увеличенная в 6,38 раз геометрическая модель и рабочее тело (смесь воздуха и продуктов сгорания природного газа).

На рисунке 3.9 представлены кривые изменения окружной погонной нагрузки в пяти сечениях по высоте лопатки. Период основной гармоники, как и ожидалось, соответствует шагу направляющего аппарата и частоте вращения:

$$T_1 = \frac{60}{n \cdot Z_1};\ T_1 = \frac{60}{3000 \cdot 59} \approx 0{,}000339c.$$

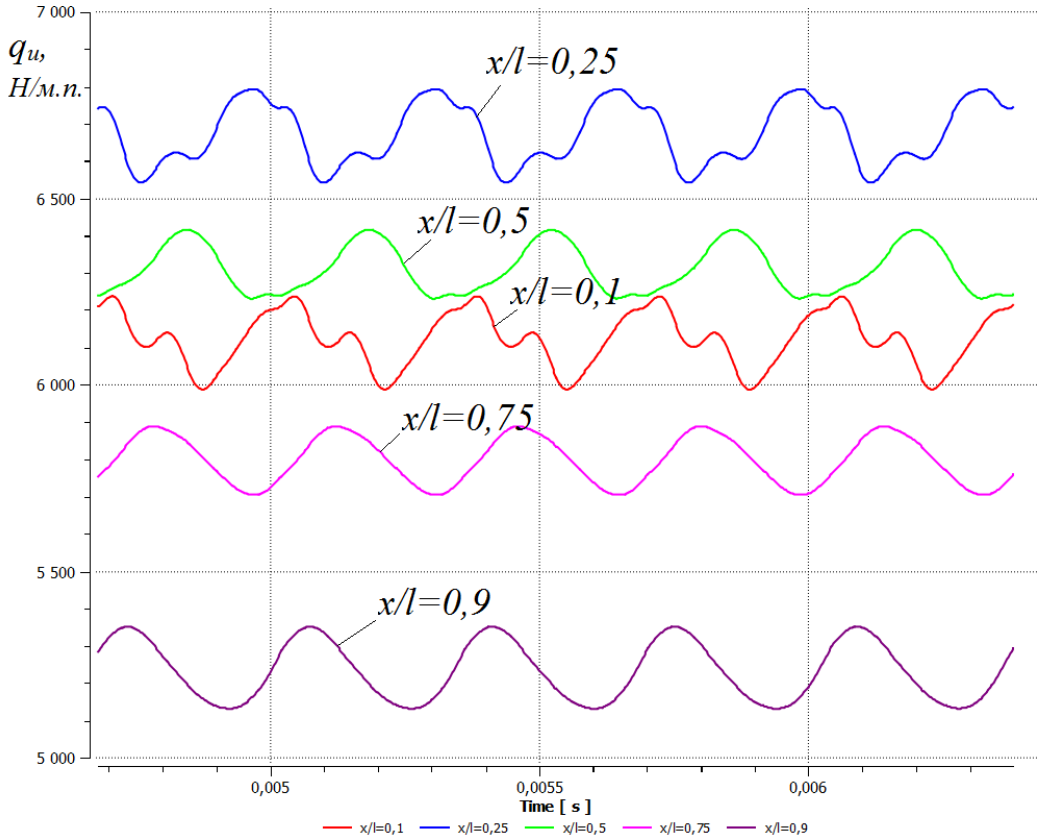


Рис. 3.9 Изменение во времени погонной окружной ПАС, действующей на РЛ натурной ступени V84.3. Пять участков по длине лопатки: *x/l* = 0,05; 0,25; 0,5; 0,75 и 0,95

Сравнивая кривые изменения фазы аэродинамических сил по высоте РЛ – рисунки 3.4 и 3.9, можно видеть, что в натурной ступени V84.3 фаза ПАС меняется по высоте рабочей лопатки более плавно, монотонно – в отличие от модельной ступени V84.3. При этом радиальный градиент фазы ПАС $\Delta\theta$ для модельной ступени составляет 244°, а для натурной 331°. Такое различие обусловлено тем, что в модельной ступени абсолютная длина рабочей лопатки невелика (90 мм), и потенциальные возмущения от НЛ частично успевают распространиться в межвенцовом зазоре в радиальном направлении и уменьшить градиент фазы ПАС РЛ.

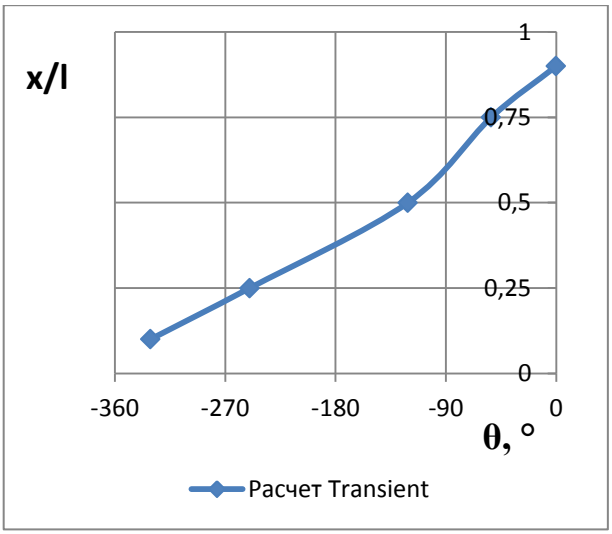
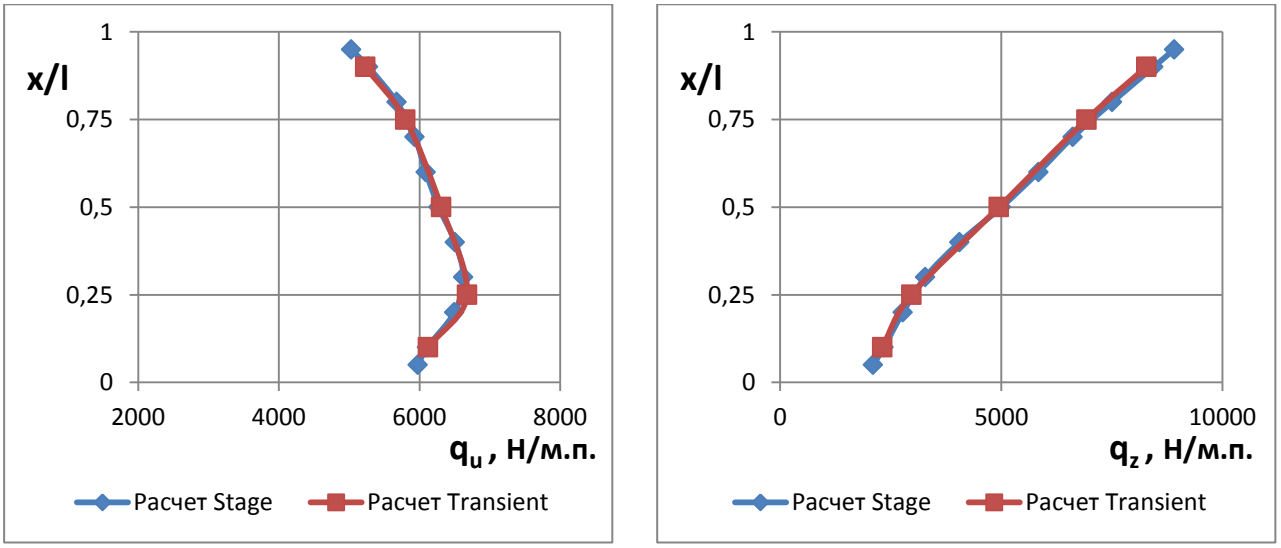


Рис. 3.10 Фазы погонной окружной ПАС, действующей на РЛ натурной ступени V84.3

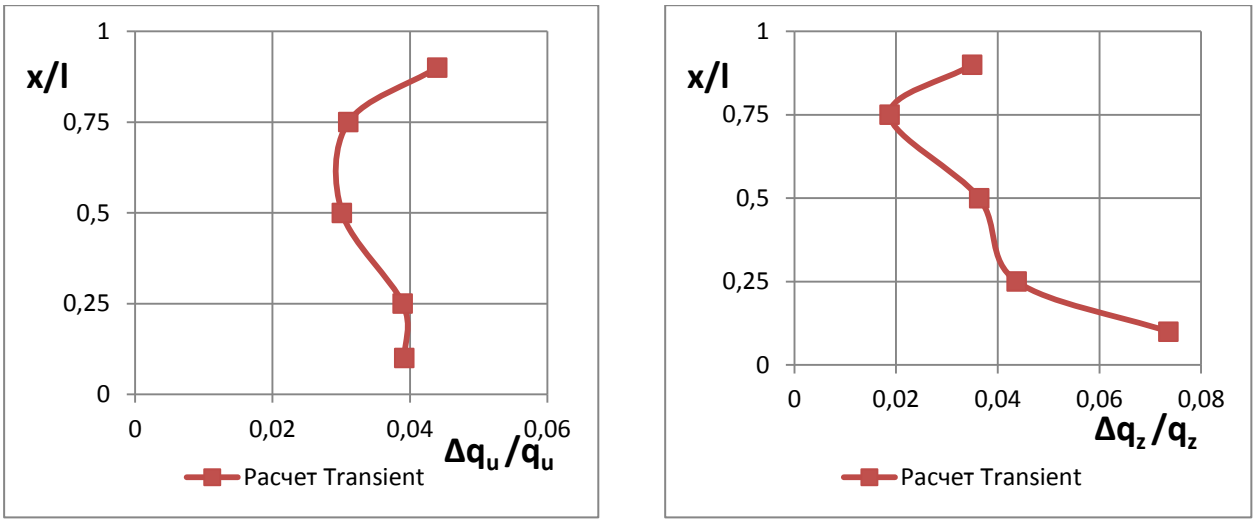
Кривые на рисунках 3.11а и 3.11б аналогичны кривым на рис. 3.6а и 3.6б. Также как и для модельной ступени, видим уменьшение погонной тангенциальной нагрузки от корня к периферии рабочей лопатки.



а) б)

Рис. 3.11 Распределение погонной аэродинамической нагрузки по длине РЛ натурной ступени V84.3: (а) – окружная; (б) – осевая составляющая

Относительные размахи окружной и осевой погонных нагрузок в натурной ступени V84.3 (рис. 3.12а и 3.12б) сопоставимы и близки по величине с аналогичными размахами для модельной ступени: около 4% окружная составляющая и от 4 до 7% осевая составляющая.



а) б)

Рис. 3.12 Распределение размахов погонной ПАС по длине РЛ модельной ступени V84.3: (а) – окружная; (б) – осевая составляющая

Следует отметить, что размах осевого усилия на рабочую лопатку возрастает в корневом сечении по сравнению со средним сечением, что, скорее всего, связано с меньшим межвенцовым зазором, и большей интенсивностью потенциальных и вязких возмущений потока.

4. Влияние отношения шагов рабочих / направляющих лопаток t_2 / t_1 на уровень ПАС РЛ и энергетические характеристики ступени ЛПИ

Амплитуда (или размах) переменных аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки, нелинейным образом зависит от отношения шагов рабочих и направляющих лопаток t_2 / t_1, как видно из работ [40], [41]. Цель настоящей главы – исследование влияния отношения шагов рабочих / направляющих лопаток на уровень ПАС и энергетические характеристики ступени ЛПИ.

4.1. Редактирование геометрической модели и построение серии расчетных сеток с разным отношением t_2 / t_1

Геометрическая модель направляющего аппарата ступени ЛПИ, уже ранее исследованная в главе 2, была соответствующим образом отредактирована с целью получить ряд отношений шагов в диапазоне $0,25 \le t_2 / t_1 \le 1,25$. Поскольку относительный шаг направляющего аппарата t_1 / b_1 должен находиться в области оптимальных величин, хорда профиля пропорционально уменьшалась или

увеличивалась, и относительный шаг t_1 / b_1 сохранялся постоянным и равным 0,8. В качестве примера на рисунке 4.1 приведена расчетная модель ступени ЛПИ с отношением t_2/t_1 = 0,25.

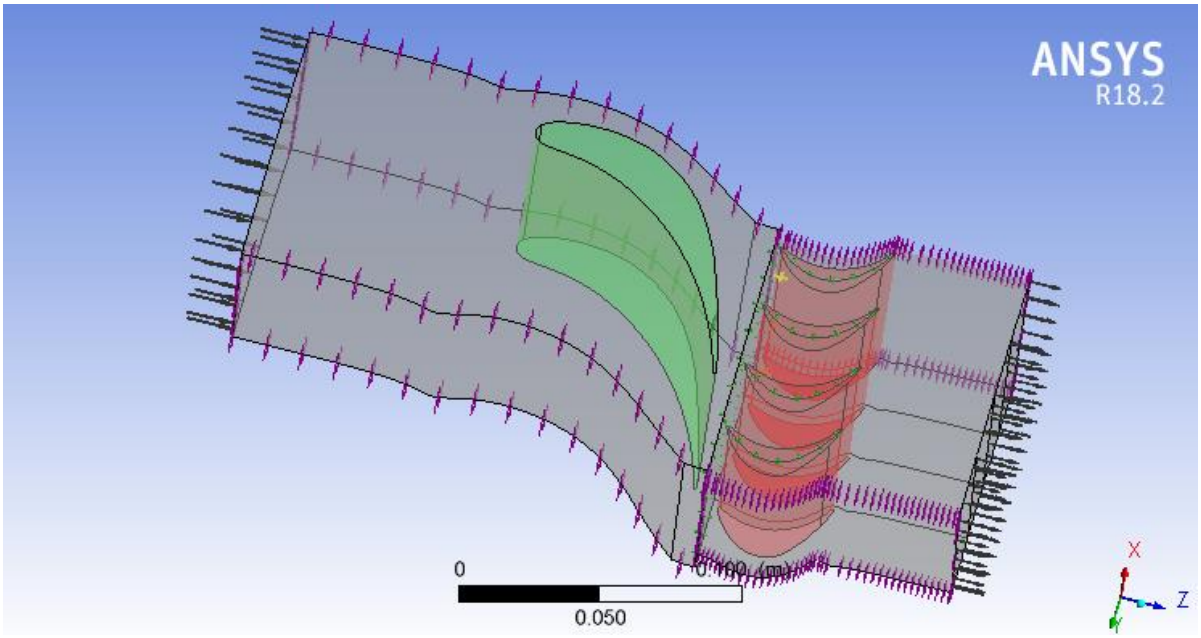


Рис. 4.1 Расчетная модель ступени ЛПИ с отношением t_2/t_1 = 0,25

Анализируя структуру потока в ступени ЛПИ с уменьшенным отношением t_2/t_1 = 0,25, в частности, поле энтропии в среднем сечении (рис. 4.2), можно видеть, что порции вихревого следа высокой интенсивности перемещаются в рабочих межлопаточных каналах, а затем смешиваются с вихревыми следами от рабочих лопаток. Далее объединенные вихревые структуры перемещаются в осевом направлении, но остаются в неизменном положении в окружном направлении.

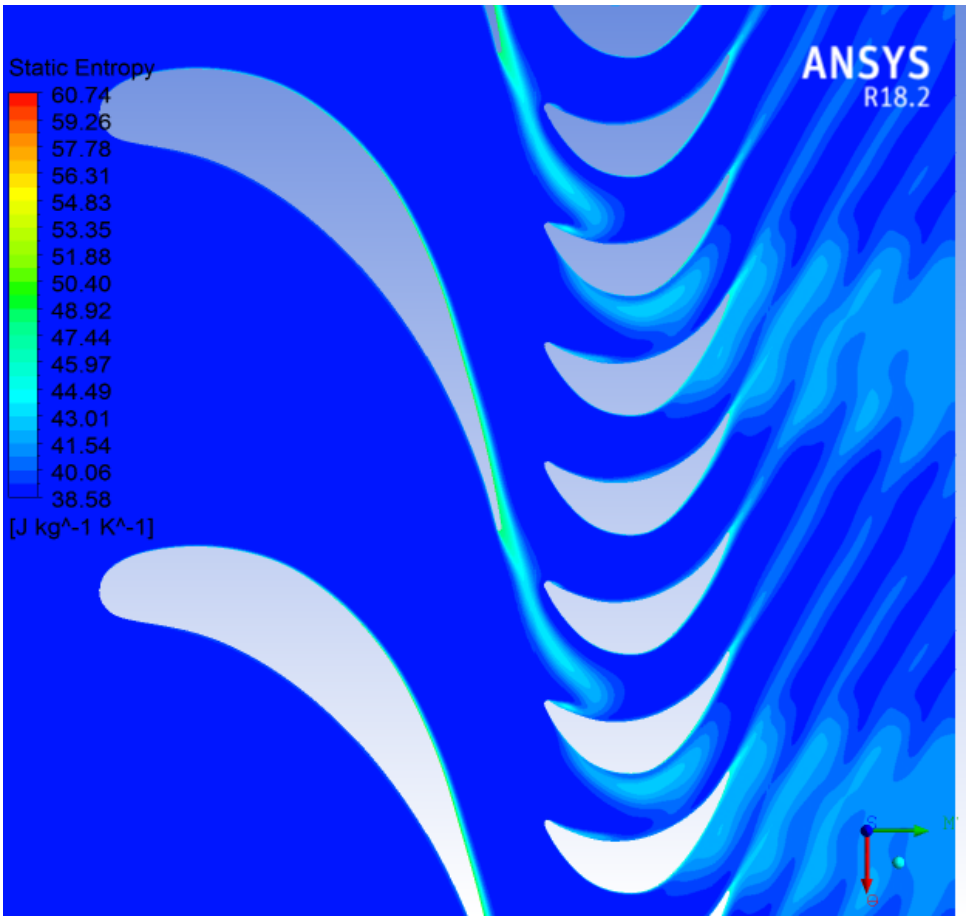


Рис. 4.2 Мгновенное поле энтропии, построенное для поверхности *x/l = 0,5* для ступени ЛПИ с отношением t_2/t_1 = 0,25

Окружная координата этих объединенных вихревых структур привязана выходным кромкам направляющих лопаток, являющихся своего рода источниками этих возмущений. При этом объединенные вихревые следы сдвинуты относительно выходных кромок НЛ на величину $\Delta t \approx \frac{\delta z_1}{tg\alpha_1} + \frac{u}{\bar{w}} B_2$.

4.2. Влияние отношения шагов рабочих и направляющих лопаток t_2 / t_1 на уровень ПАС РЛ

На рисунке 4.3 представлена зависимость размахов переменных аэродинамических сил, действующих на рабочую лопатку, от отношения шагов рабочих и направляющих лопаток, полученная по результатам серии расчетов нестационарного потока в модификациях ступени ЛПИ с различным отношением t_2 / t_1. В целом, с увеличением размеров хорды НЛ b_1 при b_2=const размахи

аэродинамических сил возрастают, поскольку увеличивается интенсивность вихревых следов и потенциальных возмущений от НЛ.

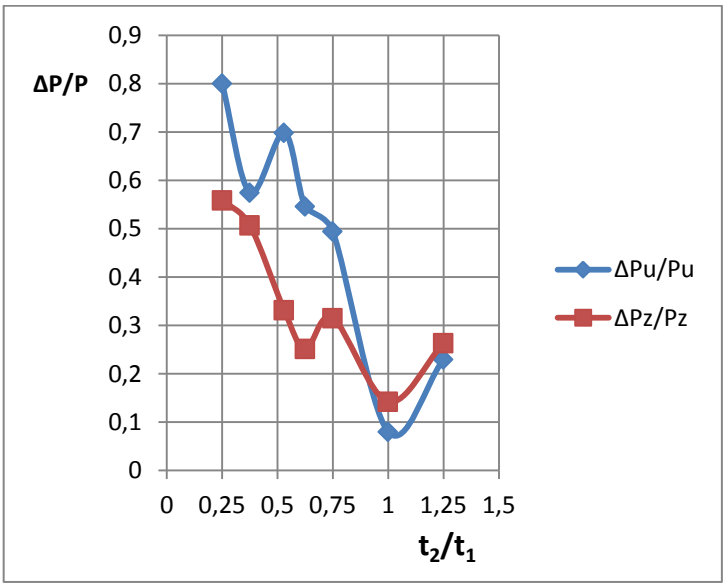


Рис. 4.3 Зависимость размахов ПАС РЛ ступени ЛПИ от отношения шагов РЛ/НЛ t_2 / t_1

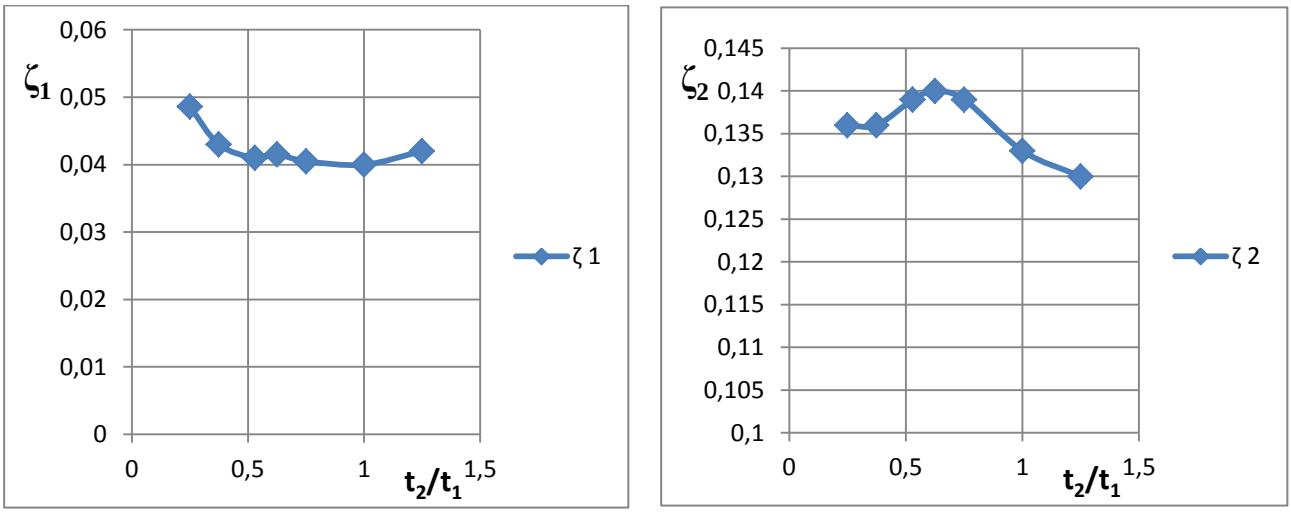
При отношении шагов $t_2 / t_1 = 1$ ожидаемо наблюдается минимум ПАС РЛ, поскольку потенциальные и вязкие возмущения, распространяются в смежных рабочих каналах в одной фазе, и пульсации давления на вогнутой и выпуклой поверхностях профиля также будут происходить со схожими амплитудами и фазами.

Напротив, при $t_2 / t_1 = 0{,}5$ наблюдается пик окружной составляющей размаха ПАС РЛ, поскольку пульсации давления в смежных рабочих направляющих каналах происходят в противофазе, переменная составляющая аэродинамической силы в этом случае максимальна.

В общем случае, при варьировании отношения t_2 / t_1, уровни переменных аэродинамических сил на рабочей лопатке определяются двумя факторами: 1) отношением b_1 / b_2 – чем больше это отношение, тем больше интенсивность потенциальных и вихревых возмущений от НЛ и уровень ПАС РЛ; 2)сдвигом фаз между nz_1-пульсациями давления в смежных рабочих каналах – при $t_2 / t_1 = 1{,}0$ сдвиг фаз равен нулю, наблюдается минимум ПАС РЛ, при $t_2 / t_1 = 0{,}5$ сдвиг фаз равен 180°, наблюдается максимум ПАС РЛ.

4.3. Влияние отношения шагов рабочих и направляющих лопаток на потери кинетической энергии и КПД

В диапазоне отношений шагов $0,25 \le t_2 / t_1 \le 1,25$ (при $t_2 = const$) по результатам моделирования нестационарного потока в модификациях ступени ЛПИ были рассчитаны коэффициенты потерь кинетической энергии в направляющем аппарате и рабочем колесе, а также лопаточный КПД ступени. На рисунках 4.4а, 4.4б и 4.5 приведены соответствующие зависимости коэффициентов ζ_1, ζ_2 и $\eta_{лоп}$ от отношения шагов t_2 / t_1. Из рис. 4.4а можно видеть, что в наиболее используемом диапазоне отношений шагов $0,5 \le t_2 / t_1 \le 1,25$ потери кинетической энергии в направляющем аппарате практически сохраняются постоянными. Увеличение ζ_1 при $t_2 / t_1 = 0,25$ можно объяснить увеличением кромочных потерь из-за значительно более толстой выходной кромки профиля НЛ по сравнению с базовым вариантом ступени ЛПИ ($t_2 / t_1 = 0,53$).



а) б)

Рис. 4.4 Коэффициент потерь кинетической энергии в направляющей решетке (а) и в рабочей решетке (б) в зависимости от отношения шагов РЛ/НЛ t_2 / t_1

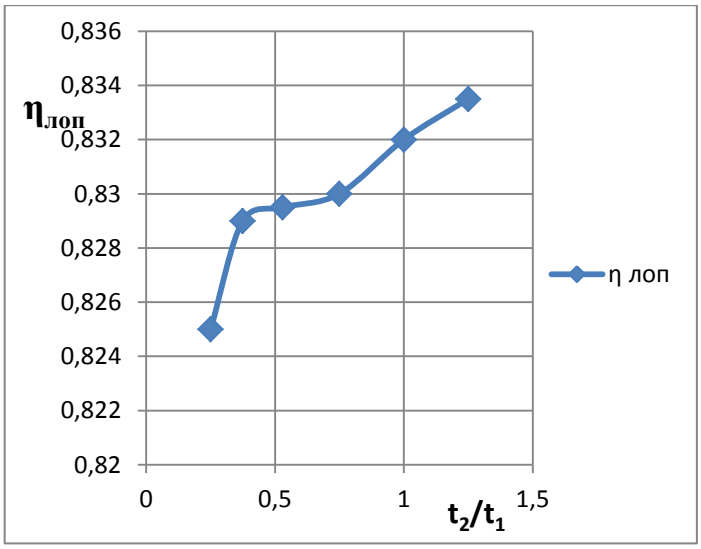


Рис. 4.5 Лопаточный КПД ступени ЛПИ в зависимости от отношения шагов РЛ/НЛ t_2 / t_1

Коэффициент потерь кинетической энергии в рабочем колесе при изменении отношения шагов в диапазоне $0,25 \le t_2 / t_1 \le 1,25$ изменяется в пределах 0,13÷0,14. Кривая на рисунке 4.4б имеет пологий максимум при $t_2 / t_1 = 0,5 \div 0,75$.

Представленная на рисунке 4.5 кривая $\eta_{лоп}(t_2 / t_1)$ имеет возрастающий, монотонный характер в исследованном диапазоне отношений шагов. Такое поведение кривой $\eta_{лоп}(t_2 / t_1)$ объясняется тем, что интенсивность вихревых следов от НЛ, вносящих весомый вклад в потери КЭ в рабочем колесе, пропорциональна хордам направляющих профилей, которые менялись в данной геометрической модели с удовлетворением условия $t_1 / b_1 = const$.

5. Влияние окружного сдвига несмежных статорных лопаточных венцов с одинаковым числом лопаток на уровень ПАС РЛ И КПД 1.5-ступени ЛПИ (clocking effect)

При наличии двух неподвижных несмежных направляющих аппаратов и вращающегося рабочего колеса между ними (полуторная турбинная ступень), аэродинамические и энергетические характеристики такой ступени будут зависеть от взаиморасположения в окружном направлении направляющих аппаратов, что в англоязычной литературе именуется как clocking effect. Цель настоящей главы – исследовать влияние окружного сдвига несмежных статорных лопаточных венцов с одинаковым числом лопаток на КПД и на уровень переменных аэродинамических сил, действующих на РЛ и полуторной ступени ЛПИ.

5.1. Описание полуторной модельной ступени ЛПИ

Для исследования clocking эффекта базовая модельная ступень ЛПИ из второй главы была соответствующим образом доработана – добавлен еще один направляющий аппарат, имеющий точно такую же геометрию как существующий НА, те же профили, тот же угол их установки и число лопаток (Z_1=51). На рисунке 5.1 показана расчетная модель ступени ЛПИ для исследования clocking эффекта.

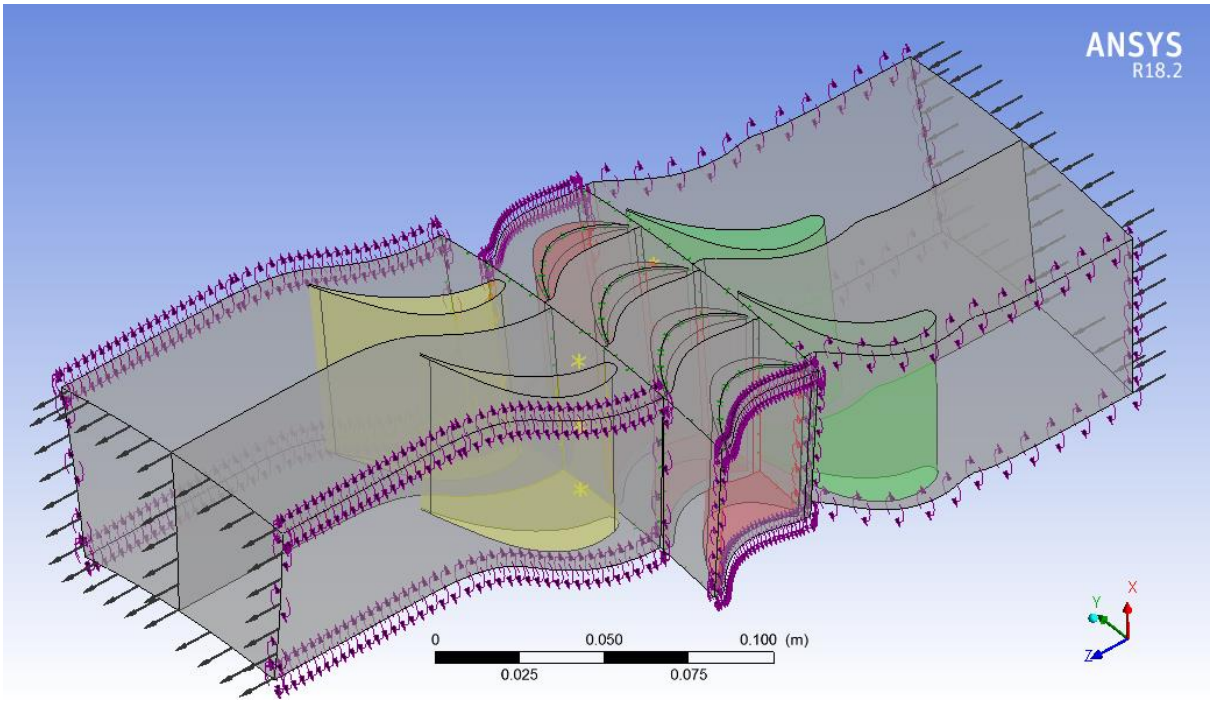


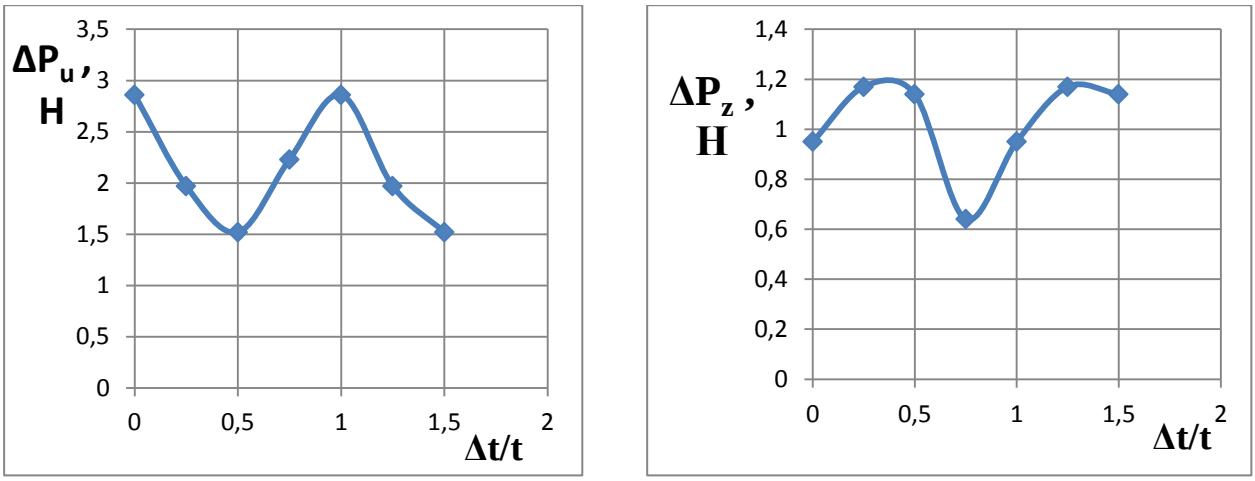
Рис. 5.1 Расчетная модель полуторной ступени ЛПИ: вариант $\Delta t / t = 0$

Была проведена серия расчетов нестационарного течения в 1,5-ступени ЛПИ с различным окружным взаиморасположением направляющих аппаратов $\Delta t / t_1$. Величина $\Delta t / t_1$ представляет собой окружной сдвиг второго направляющего аппарата относительно первого НА. Исходное нулевое положение показано на рисунке 5.1 – входные кромки $НЛ_2$ расположены на одной оси с выходными кромками $НЛ_1$.

5.2. Влияние сдвига НЛ-2 на уровень ПАС РЛ

На рисунках 5.2а и 5.2б представлены кривые изменения размахов окружной составляющей и осевой составляющей ПАС РЛ от относительного взаимного положения направляющих решеток $\Delta t / t_1$.

Сопоставляя рисунок 5.2а и рисунок 5.5 (поле энтропии), можно видеть, что окружные размахи ПАС РЛ максимальны при окружном сдвиге НЛ $\Delta t / t_1 =$ 0, когда объединенные вихревые структуры перемещаются вблизи вогнутой стороны второго направляющего аппарата.



а) б)

Рис. 5.2 Зависимость размахов окружной составляющей (а) и осевой составляющей (б) ПАС РЛ полуторной ступени ЛПИ от относительного взаимного положения направляющих решеток $\Delta t / t_1$

Минимум размахов окружных ПАС РЛ наблюдается при окружном сдвиге $\Delta t / t_1 = 0{,}5$, когда объединенные вихревые структуры дрейфуют примерно посередине межлопаточного канала $НЛ_2$.

5.3. Влияние сдвига НЛ-2 на потери кинетической энергии и КПД

В подтверждение результатов других авторов [47, 48, 50] получены качественно и количественно схожие зависимости коэффициента потерь кинетической энергии второго направляющего аппарата и окружного КПД полуторной ступени ЛПИ: рисунок 5.3 и рисунок 5.4.

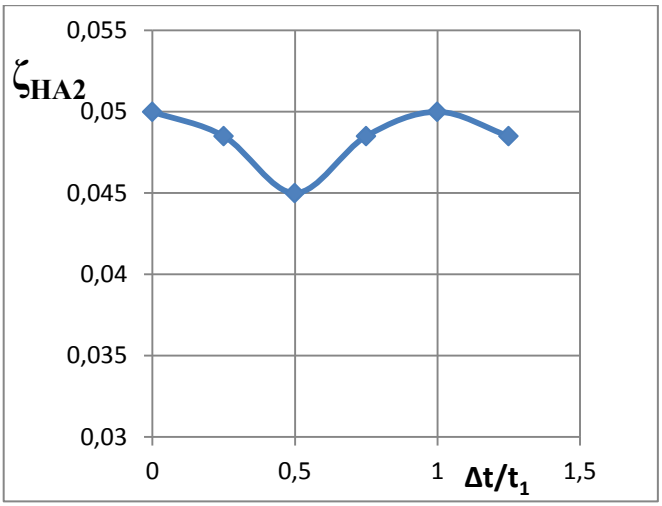


Рис. 5.3 Коэффициент потерь КЭ второго направляющего аппарата полуторной ступени ЛПИ в зависимости от относительного взаимного положения направляющих решеток $\Delta t / t_1$

Сопоставляя рисунок 5.3 с рисунком 5.2а, можно заметить корреляцию между уровнем потерь в направляющем аппарате и уровнем окружных переменных сил, действующих на рабочую лопатку. При окружном сдвиге $\Delta t / t_1 = 0$ наблюдается максимум окружной ПАС РЛ и максимум кривой $\zeta_{НА2}(\Delta t / t_2)$.

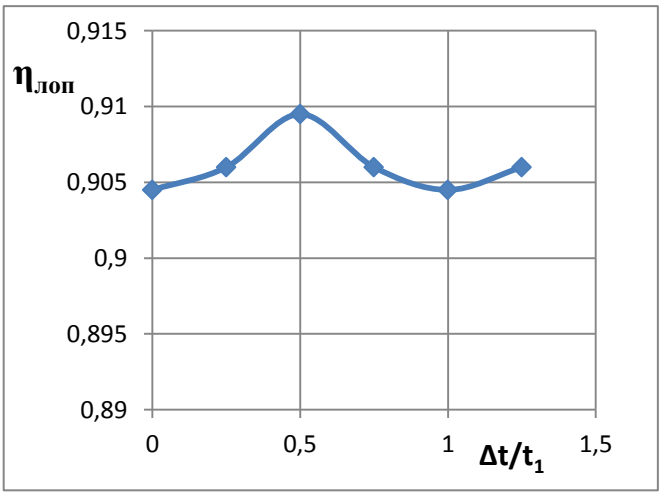


Рис. 5.4 Лопаточный КПД полуторной ступени ЛПИ (без учета потерь с выходной скоростью) в зависимости от относительного взаимного положения направляющих решеток $\Delta t / t_1$

Анализ потерь кинетической энергии в полуторной ступени ЛПИ при варьировании окружного сдвига НЛ2 показал, что изменение лопаточного КПД в данном случае происходит только из-за составляющей $\zeta_{НА2}$: рисунок 5.4 и 5.3.

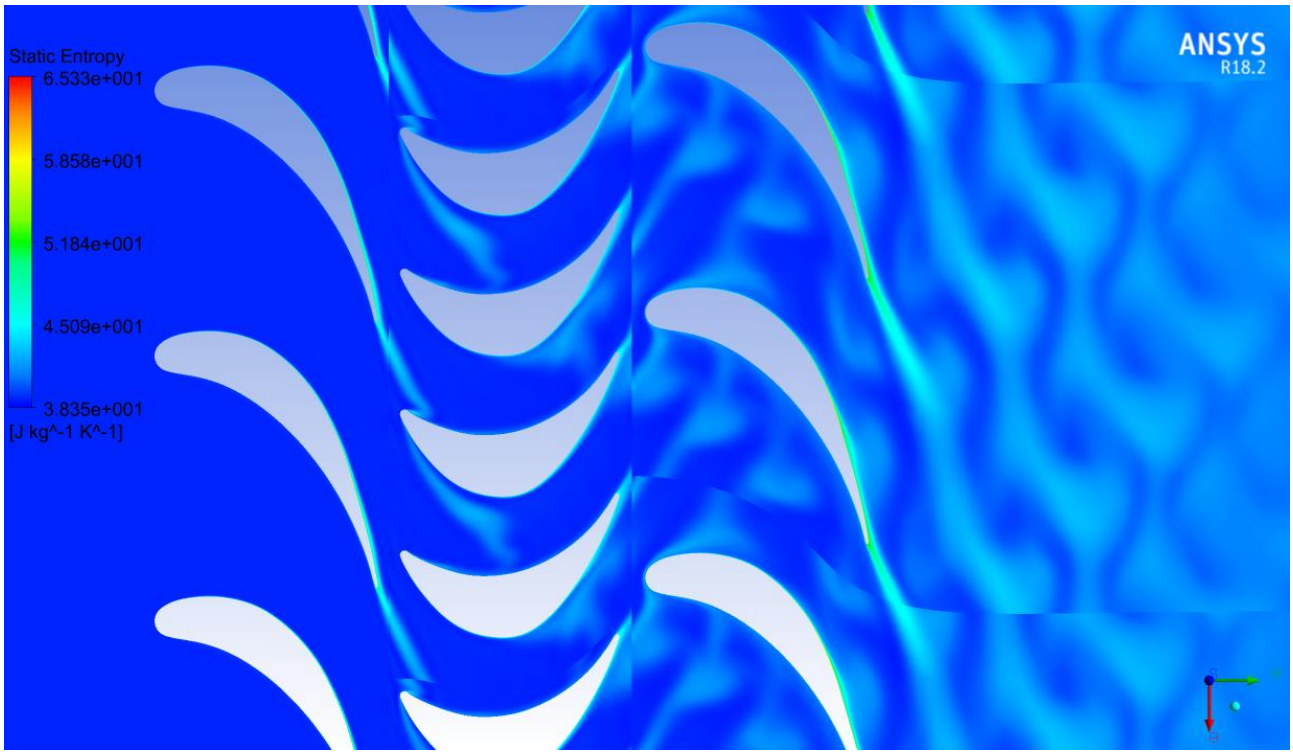


Рис. 5.5 Мгновенное поле энтропии, построенное для поверхности *x/l=0,5* полуторной ступени ЛПИ: $\Delta t / t_1 = 0$

С точки зрения аэродинамической эффективности полуторной ступени, входные кромки второго направляющего аппарата следует располагать так, чтобы объединенные вихревые структуры, выходящие из рабочего колеса (рис. 5.5), дрейфовали примерно посередине ширины межлопаточного канала второго НА. Для данной ступени это положение $\Delta t / t_1 = 0,5$.

Коридор изменения КПД, обусловленный окружным сдвигом $НЛ_2$, для данной ступени составил $\Delta\eta = 0,5\%$, что количественно подтверждает результаты, опубликованные другими авторами ($\Delta\eta = 0,2 \div 1\%$)[47, 48, 50].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Выполнен обзор работ, посвященных исследованию структуры нестационарного потока в проточных частях турбин, влияний геометрических факторов и режимных параметров на уровень ПАС РЛ и потери кинетической энергии.

2) Выполнен тестовый расчет стационарного и нестационарного течения в базовой ступени ЛПИ, и была доказана повторяемость и достоверность ранее

опубликованных численно-расчетных результатов других авторов для данной ступени.

3) Уменьшение лопаточного КПД, обусловленное дополнительными потерями кинетической энергии на нестационарность для ступени ЛПИ составляет от 1 до 2 % в зависимости от режима u/C_0 (рис. 2.14).

4) Относительный размах окружной составляющей ПАС РЛ для ступени ЛПИ составляет от 30 до 100% от осредненной величины в зависимости от режима u/C_0 (рис. 2.19).

5) Переменные аэродинамические силы, действующие на различные участки рабочей лопатки ступени ЛПИ, синфазны по высоте РЛ.

6) Выполнено исследование структуры нестационарного потока в модельной и натурной ступени V84.3. Получены по результатам численного расчета уровни, размахи и фазы переменных аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки ступени V84.3.

7) Для модельной ступени относительный размах тангенциальной ПАС на номинальном режиме составил 2%, осевой ПАС – 6%, а сдвиг фаз между этими составляющими силы – $\Delta\theta = 153°$.

8) Для натурной ступени относительный размах тангенциальной ПАС на номинальном режиме составил 1%, осевой ПАС – также 1%, а сдвиг фаз между этими составляющими силы – $\Delta\theta = 28°$.

9) На величину сдвига фаз ПАС РЛ на наличие этого сдвига влияет отношение среднего диаметра к высоте РЛ d/l_2. Так, для ступени ЛПИ, исследованной во второй главе, с отношением $d/l_2=13$, расфазировка сил по высоте рабочей лопатки практически не наблюдается (рис. 2.18), в отличие от ступени V84.3 с отношением $d/l_2=3,74$ (рис. 3.9).

10) Выполнена серия расчетов нестационарного течения в осевой турбинной ступени ЛПИ и ее модификациях в диапазоне отношений шагов РЛ/НЛ $t_2 / t_1 = 0,25 \div 1,25$.

11) Минимум ПАС РЛ наблюдается при отношении шагов $t_2 / t_1 = 1$, поскольку nz_1-пульсации давления в смежных рабочих каналах происходят в одной фазе.

12) Максимум ПАС РЛ наблюдается при отношении шагов $t_2 / t_1 = 0{,}5$, поскольку nz_1-пульсации давления в смежных рабочих каналах происходят в противофазе.

13) Выполнена серия расчетов нестационарного потока в полуторной ступени ЛПИ с варьированием окружного сдвига несмежных направляющих аппаратов с одинаковым числом лопаток.

14) Коридор изменения КПД, обусловленный окружным сдвигом $НЛ_2$, для полуторной ступени ЛПИ составил $\Delta\eta = 0{,}5\%$, что укладывается в диапазон размахов КПД, полученных другими исследователями для турбинных ступеней с близким отношением d/l_2 ($\Delta\eta = 0{,}2 \div 1\%$).

15) Проведена серия расчетов стационарного и нестационарного течения в модельной и натурной ступени V84.3 с варьированием режимного параметра u/C_0.

16) Для модельной ступени V84.3 влияние нестационарности отразилось в виде снижения лопаточного КПД на 0,4–0,5% в диапазоне чисел u/C_0 = 0,48÷0,744. Для натурной ступени существенного снижения КПД от нестационарности обнаружено не было.

17) В диапазоне чисел $u / C_0 = 0{,}52 \div 0{,}75$ относительный размах окружной ПАС РЛ монотонно возрастает: для модельной ступени V84.3 – с 0,016 до 0,048; для натурной ступени V84.3 – с 0,008 до 0,026.

Список сокращений

ПАС РЛ	– переменные аэродинамические силы, действующие на рабочие лопатки
СПбПУ	– Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
ЛПИ	– Ленинградский политехнический институт;

ЛКИ	– Ленинградский кораблестроительный институт;
МАИ	– Московский авиационный институт;
ЦКТИ	– Центральный котлотурбинный институт;
ЦИАМ	– Центральный институт авиационного моторостроения;
КПД	– коэффициент полезного действия;
МКО	– метод конечных объемов;
РК	– рабочее колесо;
НА	– направляющий аппарат;
РЛ	– рабочая лопатка;
НЛ	– направляющая лопатка;
CFD	– computational fluid dynamics – вычислительная гидрогазодина мика;
DES	– Detached Eddy Simulation;
DNS	– Direct Numerical Simulation;
LES	– Large Eddy Simulation;
SST	– Shear Stress Transport;
RANS	– Reynolds Averaged Navier-Stocks – уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу;
URANS	– Unsteady RANS – нестационарные уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу;
Low-Re	– низкорейнольдсовая модель турбулентности;
High-Re	– высокорейнольдсовая модель турбулентности.

Примечание. Остальные обозначения вводятся и поясняются в тексте диссертации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Афанасьева Н.Н., Ласкин А.С., Лапшин К.Л., Черников В.А.* и др. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 263 с.
2. *Нгуен Куок Куан* Нестационарные нагрузки и КПД дозвуковой осевой турбинной ступени (численное моделирование, пакет Ansys CFX): дис. … канд. техн. наук. –СПб., 2015. – 122 с.

3. *Зандер М.С., Черников В.А.* Аэродинамические характеристики блока «ступень-выходной диффузор» стационарной газовой турбины при различных режимах работы // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. – 2011. – №2. – С. 61–68.
4. *Зандер М.С., Семакина Е.Ю., Черников В.А.* Экспериментальные и численные исследования структуры 3D-потока в отсеке «турбинная ступень–осевой диффузор» // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2013.– №1.
5. *Зандер М.С.* Совершенствование аэродинамики системы «последняя ступень – выходной диффузор» газовых турбин большой мощности для комбинированных газопаровых установок: дис. … канд. тех. наук: 05.04.12 / М.С. Зандер. – СПбГПУ, 2012. – 17 с.
6. *Кромов А.Г.* Влияние периодической нестационарности в турбинной ступени на потери активных лопаток // Известия ВТИ, Т. 1, 1950. С. 1-8.
7. *Kemp N.H., Sears W.R.* The unsteady force due to viscous wakes in turbomachines // Journal of aeronautical sciences, Vol. 22, 1955. P. 478-483.
8. *Mayer R.* The effect of wake on the transient pressure and velocity distributions in turbomachines // Trans. ASME, Vol. 80, 1958. P. 18-21.
9. *Whitehead M.A., Mech A.M., A.F.R. Ae. S.* Force and moment coefficients for vibrating aerofoils in cascade, University of Cambrige, London, Reports and Memoranda N3254, 1962.
10. *Самойлович Г.С.* Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин. М.: Главная редакция физико-математической литературы издательства "Наука", 1969. 444 с.
11. *Самойлович Г.С.* Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.
12. *Горелов Д.Н., Курзин В.Б., Сарен В.Э.* Аэродинамика решеток в нестационарном потоке. Новосибирск: Изд-во "Наука", 1971. 283 с.
13. *Ершов С.В., Саки Р.* К расчету потерь в проточных частях турбомашин // Вестник НТУ «ХПИ». 2013. Т. 14. № 988. С. 1-18.

14. *Гнесин В.И., Колодяжная Л.В., Огурцов К.В.* Анализ аэроупругого поведения лопаточного венца в полуторной ступени осевого компрессора // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – №8(51). – С.64–68.
15. *Августинович В.Г.* Осреднение нестационарных неоднородных потоков в турбомашинах для оценки их КПД // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2017. – №49.–С. 63–70.
16. *Августинович В.Г., Шмотин Ю.Н.* Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях. М.: Машиностроение, 2005. 536 с.
17. *Dring R.P., Joslyn H.O., Hardin L.W., and Wagner J.H.* Turbine rotor-stator interaction // ASME Journal of Power Engineering for Power, Vol. 104, 1982. P. 729-742.
18. *Denos R., Arts T., Michelassi V., Martelli F.* Investigation of the Unsteady Rotor Aerodynamics in a Transonic Turbine Stage // Journal of Turbomachinery, Vol.123, No. 1, Feb 2001. P. 82-89.
19. *Gaetani P., Persico G., Dossena V., Osnaghi C.* Investigation of the Flow Field in a HP Turbine Stage for Two Stator-Rotor Axial Gaps: Part I - 3D Time-averaged Flow Field // Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, GT2006-90553. Barcelona, Spain. 2006.
20. *Yamada K., Funazaki K., Kikuchi M., Sato H.* Influences of Axial Gap Between Blade Rows on Secondary Flows and Aerodynamic Performance in a Turbine Stage // Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, GT2009-59855. Orlando, FL, USA. 2009.
21. *Shuichi Ozaki, Yutaka Yamashita, Kiyoshi Segawa* Experimental and numerical investigations of the influences of axial gap between blade rows on pressure fluctuation // ISUAAAT 13 - S9-4. Tokyo. 2013.
22. *Rzadkowski R, V. Gnesin L. Kolodyazhnaya* Aeroelasticity Analysis of Unsteady Rotor Blade Forces and Displacements in LP Last Stage Steam Turbine with Various Pressure Distributions the Stage Exit // Journal of Vibration Engineering & Technologies. –№6.–2018.– P. 333-337.

23. *Ласкин А.С., Кириллов И.И.* Исследование переменных аэродинамических сил в турбинной решетке, обтекаемой нестационарным потоком // Энергомашиностроение. 1966. Т. 12.

24. *Ласкин А.С.* Исследование аэродинамического возбуждения колебаний лопаточного аппарата и потерь энергии при нестационарных процессах в турбинах, ЛПИ, Л., Автореф. дисс. на соиск. уч. ст. д.т.н. 1980.

25. *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Структура потока и аэродинамические характеристики плоской турбинной направляющей решетки // Естественные и технические науки.–2018. – №4(118). –С.164-176.

26. *Коленько Г.С., Ласкин А.С.* Исследование неравномерности потока за решеткой турбинных профилей методом численного моделирования // Неделя науки СПбПУ. Материалы научного форума с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем.–2015. –С.57–60.

27. *Chaluvadi V. S. P., Kalfas A. I., Banieghbal M. R., Hodson H. P., Denton J.* D. Blade-Row Interaction in a High-Pressure Turbine // AIAA Jnl. of propulsion and power, Vol. 17, No. 4, Aug 2001. P. 892-901.

28. *Denton J. D.* Axial turbine aerodynamic design, University of Cambridge, Lecture note for an advanced, 1994.

29. *Langston L.S.* Crossflows in a Turbine Cascade Passage // ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 102, 1980. P. 866-874.

30. *Абрамович Г.Н.* Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 1: Учеб. руководство: Для втузов.–5-е изд., перераб. и доп.–М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991.–600 с.

31. *Седов Л.И., Черный Г.Г.* Об осреднении неравномерных потоков газа в каналах // Теоретическая гидромеханика (Сб. статей), №12, вып. 4. – М.: Оборонгиз, 1954.

32. *Кофман В.М.* Определение коэффициента полезного действия турбины ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков // Вестник УГАТУ. 2012. №5. Т.16.–С.28-40

33. *Ершов С.В., Резник С.Б., Хомылев С.А.* К оценке КПД проточных частей турбин // Вестник двигателестроения. 2013, №1. С. 23-28.
34. *Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я.* Атлас профилей решеток осевых турбин. 1965. М.: Машиностроение. 95 с.
35. *Тонунов А.М., Шекун Т.Д.* Измерение динамических напряжений в рабочих лопаток турбины путем воздействия на вторичные течения при различных осевых зазорах // Теплоэнергетика, Т. 5, 1978. С. 13-16.
36. *Хейман Ф. Дж.* Вибрации турбинных лопаток, возникающие под влиянием закромочных следов лопаток соплового аппарата // Энергетические машины и установки, Т. 4, 1969. С. 1-20.
37. *Самойлович Г.С.* Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.
38. *Ласкин А.С.* Выбор оптимального осевого зазора, обеспечивающего минимум аэродинамического возбуждения колебаний рабочих лопаток газовой турбины // Энергомашиностроение. 1987. Т. 2. С. 18-21.
39. *Рассохин В.А., Хоменко Л.А., Михайлов В.Б и др.* Машиностроение. Энциклопедия в 40 томах. Раздел 4. Расчет и конструирование машин. Том 4-19. Турбинные установки. М.: Машиностроение, 2015. 1030 с.
40. *Nakajima, Tomomi; Shikano, Yoshio; Yamashita, Yutaka* Prediction of Unsteady Force for Axial Turbine Buckets (Effects of Nozzle-Bucket Axial Gap Length and Blade Count Ratio) // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, June 3-7, 2013, San Antonio, Texas, USA.
41. *Korakianitis T.* On the prediction of unsteady forces on gas turbine blades: Part 1 -Description of the approach // Transaction of the ASME, Vol. 114, 1992. P. 123-131.
42. *Нгуен К.К., Ласкин А.С.* Влияние осевого зазора между венцами на переменные аэродинамические силы в турбинной ступени // Неделя науки СПбПУ: материалы научно–практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбПУ. Ч. 2. – СПб.: Изд–во Политехн. ун–та, 2015. – стр. 80–82.

43. *Нгуен К.К., Ласкин А.С.* Численное исследование влияния межвенцового зазора на переменные силы в осевой ступени турбины [Текст] // Молодой ученый. – 2015. – №10. – стр. 270–274.

44. *Fruth, Florian; Vogt, Damian M.* Influence of the Blade Count Ratio on Aerodynamic Forcing: Part I—Highly Loaded Transonic Compressor // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.

45. *Li, Jing; Kielb, Robert E.* Effects of Blade Count Ratio on Aerodynamic Forcing and Mode Excitability // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada.

46. *Denos R., Arts T., Michelassi V., Martelli F.* Investigation of the Unsteady Rotor Aerodynamics in a Transonic Turbine Stage // Journal of Turbomachinery, Vol. 123, No. 1, Feb 2001. P. 82-89.

47. *Лапотко В.М., Кухтин Ю.П., Лапотко А.В.* Полный анализ clocking-эффектов в 1.5 ступени газовой турбины с использованием метода отслеживания струй течений газа // Вестник двигателестроения. – 2011.–№2.–С.14–19.

48. *Blaszczak, Jaroslaw R.* Efficiency Improvement and Noise Reduction Through Stator-Stator Clocking Effect of a Two-Stage Turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, June 6-9, 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA.

49. *Li, Wei; Ouyang, Hua; Du, Zhao-hui* Numerical Simulation of Clocking Effect on Wake Transportation and Interaction in a 1.5-Stage Axial Turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.

50. *Minsuk Choi, Jong II Park, Hee Taeg Chung and Je Hyun Back* Relation of Clocking Effect and Secondary Flow in a 1.5 Stage Axial Turbine // International Journal of Turbo and Jet Engines. –2009.–№26.–P. 97-110.

51. *Schennach O., Pecnik R., Paradiso B., Göttlich E., Marn A., Woisetschläger J.* The effect of vane clocking on the unsteady flowfield in a one and a half stage

transonic turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, May 14-17, 2007, Montreal, Canada.

52. *Volmar, T., Brouillet, B., Benetschik, H., Gallus H.E.*: Test Case 6: 1-1/2 Stage Axial Flow Turbine – Unsteady Computation, in: ERCOFTAC Turbomachinery Seminar and Workshop.– 1998.
53. *Gaetani P., Persico G., Dossena V., Osnaghi C.* Investigation of the Flow Field in a HP Turbine Stage for Two Stator-Rotor Axial Gaps: Part II - Unsteady Flow Field Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, GT2006-90556. Barcelona, Spain. 2006.
54. *Jeong E., Park P.K., Kang S.H., Kim J.* Effect of Nozzle-Rotor Clearance on-Turbine Performance // Proceedings ASME European Fluids Engineering Summer Meeting FEDSM2006-98388. Miami, FL, USA. 2006.
55. *Venable B.L. et. al.* Influence of Vane-Blade Spacing on Transonic Turbine Stage Aerodynamics: Part I - Time-Averaged Data and Analysis // Journal of Turbomachinery, Vol. 121, No. 4, Nov 1999. P. 663-672.
56. Venable B. L. et. al. Influence of Vane-Blade Spacing on Transonic Turbine Stage Aerodynamics: Part II—Time-Resolved Data and Analysis // Journal of Turbomachinery, Vol. 121, No. 4, Nov 1999. P. 673-682.
57. *Таунсенд А.А.* Структура турбулентного потока с поперечным сдвигом. М.: Издательство иностранной литературы. – 1959. – 399 с.
58. *Снегирёв А.Ю.* Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 143 с.
59. *Гарбарук А. В.* Современные подходы к моделированию турбулентности: учеб. пособие / А. В. Гарбарук [и др.]. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 234 с.
60. *Брэндшоу П., Себеси Т., Фернгольц и др.* Турбулентность. М.: Машиностроение, 1980. 343 с.
61. ANSYS Inc. ANSYS 18.2 Help. 2017.

62. *Karczewski M., Blaszczak J.R.* Performance of three turbulence models in 3D flow investigation for a 1.5-stage turbine // Task Quarterly 12.–2008.–№3.– P.185–195.
63. *Wilcox D. C.* Turbulence Modeling for CFD. 3rd ed. DCW Industries Inc., 2006.– 522 p.
64. *Menter R. F.* Turbulence Modeling for Engineering Flows, A technical paper from Ansys Inc.
65. *Dring R.P., Joslyn H.O., Hardin L.W., and Wagner J.H.* Turbine rotor-stator interaction // ASME Journal of Power Engineering for Power, Vol. 104, 1982. P. 729-742.
66. *Dring R. P., Joslyn H.O.* The Effects of Inlet Turbulence and Rotor/stator Interactions on the Aerodynamics and Heat Transfer of a Large-scale Rotating Turbine Model, NASA Contractor Report 179469 1987.
67. Лапшин К.Л. Математические модели проточных частей в проектировочных газодинамических расчётах осевых тепловых турбин на ЭВМ: учебное пособие. – Изд. 2-е, перераб. и доп.– Издательство СПбПУ, 2014. – 61 с.
68. *Черников В.А.* Экспериментальный стенд для газодинамических исследований выходных диффузоров и патрубков турбин / В.А. Черников. – Теплоэнергетика. 2008.–№6.–С. 49-54.
69. *Черников В.А.* Информационно-измерительная система аэродинамического стенда для исследований потока в проточной части отсека «ступень-диффузор» и некоторые результаты испытаний на модели мощной газовой турбины / В.А. Черников, Е.Ю. Семакина.– Энергетические машины и установки.–2008.–№1.–С. 24-34.
70. *Шигапов А.П., Силов И.Ю.* Термодинамические свойства продуктов сгорания газообразных топлив ГТУ // Проблемы энергетики. – 2008. – №7-8 – С.28-34.