

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

На правах рукописи

Янюкина Мария Викторовна

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ
СБОРКИ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБИНЫ АВИАЦИОННОГО ГТД**

**2.5.15 Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных
аппаратов**

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Болотов Михаил Александрович,
доктор технических наук

Самара – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1 ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАДАННОЙ ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ СБОРКЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ ГТД	11
1.1 Взаимосвязь показателей качества и параметров точности турбины ГТД	11
1.2 Методы сборки рабочих колёс турбин.....	15
1.3 Анализ технологического процесса сборки рабочего колеса турбины.....	16
1.4 Анализ методов и программных средств для расчёта размерных цепей при сборке.....	22
1.4.1 Расчёт размерных связей без учёта жёсткости деталей	23
1.4.2 Расчёт размерных связей с учётом жёсткости деталей	24
1.4.3 Программные средства для выполнения размерных расчётов	27
1.5 Обзор исследований по моделированию сборочных размерных связей в авиационной промышленности.....	30
1.6 Выводы по главе 1. Цель и задачи исследования.....	31
ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ СБОРКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ	34
2.1 Метод обеспечения геометрической точности сборки рабочего колеса турбины	34
2.2 Модель оценки натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток с учётом влияния их качки в пазах диска рабочего колеса	36
2.3 Размерные цепи для расчёта геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины.....	39
2.4 Параметрическая модель для оценки качки лопаток в пазах диска	51
2.5 Функциональная зависимость для определения уточнённых значений натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток	53
2.5.1 Оценка величины силы, возникающей в месте стыка по бандажным полкам лопаток.....	54

2.5.2 Оценка угла разворота торцевой части бандажной полки лопатки относительно замковой части по величине натяга.....	59
2.6 Конечно-элементная модель лопатки для оценки её перемещений с учётом действия силовых факторов при сборке рабочего колеса	64
2.7 Алгоритм расчёта сборочных параметров рабочего колеса турбины	68
Выводы по главе 2.....	69
ГЛАВА 3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОЧНОСТИ СБОРКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ	71
3.1 Исследование зависимости сборочных параметров рабочего колеса турбины от положения лопатки в пазу диска.....	71
3.2 Исследование зависимости геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины от точности изготовления замковой части лопатки и диска	76
3.3 Проведение экспериментальных исследований	80
3.3.1 Этапы проведения экспериментальных исследований	80
3.3.2 Анализ данных экспериментальных исследований	84
Выводы по главе 3.....	99
ГЛАВА 4 ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ.....	101
4.1 Алгоритм комплектования лопаток при сборке рабочего колеса турбины	101
4.2 Сравнительный анализ трудоёмкости сборки РК турбины согласно существующей технологии и с применением разработанного метода	104
4.3 Анализ объёмов незавершённого производства при сборке РК турбины	107
Выводы по главе 4.....	109
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	111
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	114
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	124

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

Надёжность работы изделия зависит от многих факторов, главным из которых является точность изготовления деталей и сборки узлов. Одним из узлов, оказывающим влияние на надёжность и ресурс газотурбинного двигателя (ГТД), является рабочее колесо (РК) турбины. В конструкции РК турбины присутствуют рабочие лопатки с бандажными полками, которые обеспечивают требуемую жёсткость и позволяют повысить КПД за счёт снижения потерь в радиальном зазоре. Отличительной особенностью лопаток турбины при сборке является предусмотренная конструктором возможность качки в замковых пазах диска. Геометрическим параметром, влияющим на ресурс РК, является натяг по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток. Несоответствие этого параметра требованиям, указанным в сборочном чертеже, приводит к выкрашиванию контактных поверхностей лопаток и выходу деталей из строя. Параметр натяга определяет надёжность работы РК турбины. На величину натяга оказывает влияние качка лопаток в пазах диска при сборке РК, а также силы, возникающие при контакте по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток и приводящие к их кручению. Фактические значения натягов и зазоров в рабочем колесе определяются посредством предварительных сборок. По результатам измерений геометрических параметров принимается решение о варианте комплектования и расстановки лопаток в РК. Наилучший вариант комплектования и расстановки можно получить при большом количестве сборок РК, что на практике затруднительно и не эффективно.

Данную проблему можно решить за счёт использования компьютерного расчёта с целью выбора благоприятного варианта сборки РК. Разработка модели, оценивающей геометрические сборочные параметры на основе размерно-точностного анализа, позволит заменить предварительные сборки компьютерным расчётом. Это приведёт к существенному снижению

трудоемкости сборочного процесса и повышению точности геометрических параметров сборки, а значит, увеличению ресурса работы турбины и авиационного ГТД в целом.

В связи с этим тема диссертационной работы – разработка метода обеспечения геометрической точности сборки рабочих колёс турбины авиационного ГТД – является актуальной для современного авиадвигателестроения и соответствует заявленной специальности.

Степень разработанности темы. Проблемами размерного анализа геометрических сборочных параметров, а также точностью сборки занимались: Балакшин Б.С. [1], Бородачев Н.А. [2, 3], Шевелев А.С. [5, 6], Иващенко И.А., Солонин И.С. [7], Дунаев П.Ф. [8, 9], Демин Ф.И., Иванов В.А., Сурков О.С., Непомилуев В.В. [10-16], Польский Е.А. [17-23], Филькин Д.М., Шабалин А.В. [24-27], Семёнов А.Н., Яковлев М.Г., Болотов М.А., Печенина Е.Ю. и другие.

Следует отметить, что существующие подходы проведения размерного анализа с целью обеспечения точности геометрических сборочных параметров изделия имеют высокий уровень теоретической разработанности. Большое количество исследований по этой тематике можно найти как среди отечественных исследователей, так и зарубежных. Обобщая работы по рассматриваемой тематике, можно отметить, что исследования велись по следующим направлениям:

- решение задачи обеспечения геометрических параметров сборки с помощью размерных цепей в плоской и пространственной постановках;
- предварительный процесс сборки в системах CAD при условии моделирования деталей, имеющих производственную погрешность;
- учёт силового фактора при сборке, опираясь на результаты экспериментальных исследований.

Анализируя выполненные исследования, можно выделить дальнейшие пути развития рассматриваемой тематики, которые предполагается раскрыть в данной диссертации:

- решение размерных цепей, учитывающих их взаимосвязанность;

– учёт силового фактора при сборке, позволяющий наиболее точно определить величину геометрических сборочных параметров по бандажным полкам РК.

Цель диссертационной работы. Снижение трудоёмкости процесса сборки рабочих колёс турбины авиационного ГТД за счёт разработки и использования метода, позволяющего оценивать и достигать заданную точность натягов и зазоров по бандажным полкам лопаток с учётом качки и силового взаимодействия между ними.

Задачи исследования.

1. Разработать метод обеспечения геометрической точности сборки РК турбины авиационного ГТД, учитывающий особенности, связанные с деформацией лопаток и их качкой в пазах диска.

2. Разработать модель оценки натягов по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток, учитывающую влияние их качки в замковых пазах диска на взаимное положение в РК авиационного ГТД.

3. Определить функциональную зависимость, позволяющую уточнять значения натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток РК с учётом их взаимного влияния.

4. Выполнить исследования влияния размеров замкового соединения лопаток на поле рассеивания геометрических сборочных параметров РК турбины.

5. Разработать алгоритм комплектования деталей для выполнения сборки РК турбины авиационного ГТД с учётом её особенностей.

Объект исследований. Технология сборки рабочих колёс турбины авиационного ГТД, имеющих лопатки с бандажными полками.

Предмет исследований. Метод для оценки геометрических сборочных параметров бандажных полок лопаток рабочего колеса турбины авиационного ГТД.

Методы и средства исследований. Общий подход к решению поставленных задач базируется на оценке геометрических параметров РК

турбины ГТД в ходе сборки. Теоретические исследования осуществлялись с использованием методов математического моделирования, а также линейной алгебры, теории вероятностей и математической статистики. Математическое обеспечение расчётов осуществлялось с использованием математического аппарата линейной и матричной алгебры в среде MATLAB.

Научная новизна.

1. Разработан метод обеспечения геометрической точности сборки рабочих колёс турбины авиационного ГТД, отличающийся способом расчёта зазоров и натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток, который предусматривает разделение и оценку влияющих на геометрические параметры колёс факторов качки и силового взаимодействия между лопатками от закрутки бандажных полок при монтаже с использованием модели и функциональной зависимости, применимых в производстве.

2. Разработана модель оценки натягов по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток, учитывающая влияние их качки в замковых пазах диска на взаимное положение в РК турбины авиационного ГТД.

3. Предложена функциональная зависимость для уточнения значений натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток РК посредством учёта их кручения, вызванного взаимным действием возникающих при сборке сил, при рассмотрении лопаток в виде эквивалентных балок.

Теоретическая значимость работы заключается в разработанном методе обеспечения геометрической точности сборки рабочих колёс турбины авиационного ГТД, предложенных модели оценки натягов по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток РК и функциональной зависимости для уточнения значений натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток РК.

Практическая ценность исследования заключается в разработанном алгоритме комплектования деталей для выполнения сборки РК турбины авиационного ГТД, учитывающем её особенности и повышающем точность и эффективность сборочного процесса.

Соответствие диссертации паспорту научной специальности 2.5.15 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергетические установки летательных аппаратов. Соответствует п. 9 – Теоретические основы и технологические процессы изготовления деталей двигателей и агрегатов летательных аппаратов, включая технологическую подготовку и управление производством, технологические процессы и специальное оборудование для формообразования и обработки деталей двигателей, их защита.

Работа направлена на совершенствование процесса сборки РК турбины авиационного ГТД с применением компьютерного расчёта отдельных этапов сборки. В работе предложены метод, модель и функциональная зависимость, позволяющие имитировать процесс сборки диска РК с лопатками с учётом деформации лопаток и их качки в пазах диска и взаимного влияния друг на друга.

На защиту выносятся следующие положения.

1. Метод обеспечения геометрической точности сборки РК турбины авиационного ГТД.

2. Модель оценки натягов по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток РК.

3. Функциональная зависимость для уточнения значений натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток посредством учёта их кручения, вызванного взаимным действием возникающих при сборке сил.

4. Алгоритм комплектования деталей для выполнения сборки РК турбины авиационного ГТД.

Достоверность результатов проведенного исследования обеспечивается обоснованностью принятых допущений в математических моделях; применением известных численных методов, обладающих высокой точностью, при проведении вычислительных экспериментов; хорошей сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация работы. Основные положения работы были представлены на конференциях всероссийского и международного уровня: Всероссийской

научно-технической интернет-конференции «Высокие технологии в машиностроении», посвященной 100-летию со дня рождения доктора технических наук, профессора, заслуженного деятеля науки и техники Папшева Дмитрия Дмитриевича, г. Самара, Самарский государственный технический университет, 22-25 октября 2015 г.; Международной конференции и молодежной школе «Информационные технологии и нанотехнологии» (ИТНТ-2016), г. Самара, СГАУ имени академика С.П. Королёва, 17-19 мая 2016 г.; Международной научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов «Высокие технологии в современной науке и технике (ВТСНТ-2016), г. Томск, 5-7 декабря 2016 г.; Всероссийской научно-технической конференции «Лучшие технологические школы России», г. Рыбинск, 24-27 апреля 2017 г.; Международной молодежной научной конференции «XIV Королёвские чтения», посвящённой 110-летию со дня рождения академика С.П. Королёва, 75-летию КуАИ-СГАУ-СамГУ-Самарского университета и 60-летию со дня запуска первого искусственного спутника Земли, г. Самара, Самарский университет, 03-05 октября 2017 г.; Международной научно-технической конференции «Перспективные информационные технологии (ПИТ 2018)», г. Самара, 14-16 апреля 2018 г.; Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», г. Самара, Самарский университет, 23-25 июня 2021 г.

Внедрение результатов работы. Результаты диссертационной работы внедрены на предприятии ООО «Специальное конструкторское бюро турбоагрегатов», а также внедрены в учебный процесс Самарского университета, что подтверждено соответствующими актами внедрения.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 12 научных работ, в том числе 4 статьи в периодических изданиях, включённых в перечень ВАК, и 2 статьи в изданиях, индексируемых в базе данных Scopus/Web of Science.

Структура и объём работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы (включающего 78 наименований) и приложения. Общий объём диссертации составляет 127 страниц, 44 рисунка и 14 таблиц.

ГЛАВА 1 ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАДАННОЙ ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ СБОРКЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ ГТД

1.1 Взаимосвязь показателей качества и параметров точности турбины ГТД

Точность сборки есть степень соответствия действительных значений параметров, получаемых при сборке, значениям, заданным сборочными чертежами и техническими условиями [28]. Однако точность сборки зависит не только от качественного производственного процесса, но и правильности исполнения сборочного процесса.

Эффективность турбины определяется ресурсом её работы, что во многом зависит от точности исполнения процесса сборки. Особенно важной сборочной единицей является рабочее колесо турбины. На рисунке 1.1 представлен фрагмент рабочего колеса, состоящего из диска и лопаток.



Рисунок 1.1 – Фрагмент рабочего колеса турбины

В рассматриваемой турбине используется конструкция лопаток с бандажными полками, что позволяет избежать излишних утечек при работе двигателя и повысить динамическую прочность рабочего колеса турбины.

Одновременно с этим бандажирование усложняет конструкцию и вносит дополнительные требования в сборочный процесс.

На выходные параметры изделия оказывают влияние множество факторов. Автор книги [29] представляет взаимосвязь между показателями качества изделия и влияющими на него факторами в виде схемы, приведенной на рисунке 1.2.

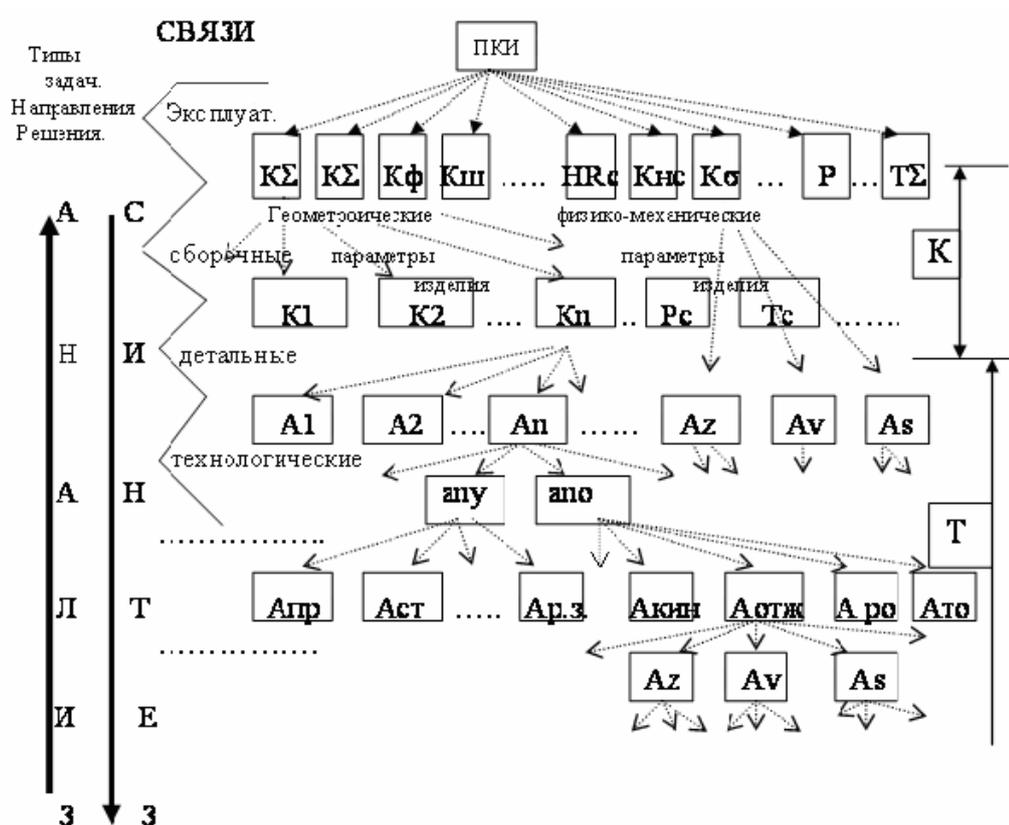


Рисунок 1.2 – Схема взаимосвязи между показателями качества изделия и влияющими на него факторами

Применительно к поставленной задаче эта схема будет выглядеть следующим образом (рисунок 1.3).



Рисунок 1.3 – Факторы, оказывающие влияние на точность выходных параметров турбины ГТД

Показателем качества турбины является эффективность её работы, а именно, высокий КПД, выраженный в соотношении подведённой энергии к затраченной. Повысить результирующее значение возможно за счёт снижения потерь энергии, связанных с утечками газа через зазоры между РК и корпусом, а также уменьшением потерь, связанных с завихрениями.

Достижение заданных результатов зависит от геометрических, физико-механических, химических параметров, а также от параметров, которые воздействуют на изделие в процессе его эксплуатации – силовых и температурных воздействий.

Параметры геометрической точности обусловлены качеством сборочного процесса основного элемента турбины – рабочего колеса. Наиболее существенные требования предъявляются к точности следующих геометрических сборочных параметров: зазоры между бандажными полками соседних лопаток Ж, Д, зазор между замковыми полками соседних лопаток Е и натяг между стыковыми поверхностями бандажных полок лопаток Н. Кроме того, следует учитывать зазоры между хвостовиками лопаток и пазами диска, необходимые для компенсации температурных деформаций – категория температурного влияния (рисунок 1.4).

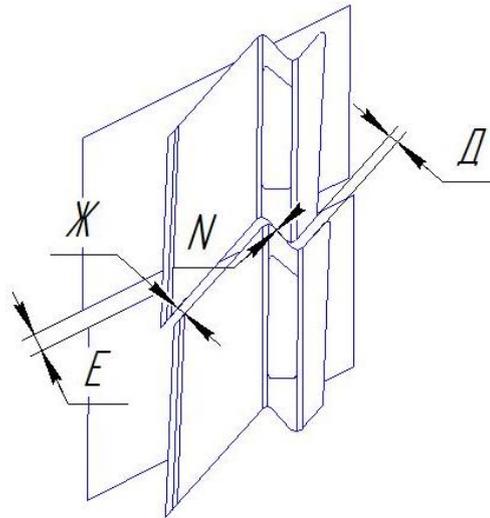


Рисунок 1.4 – Основные параметры, к которым предъявляют особые требования при сборке рабочего колеса турбины

Силовые воздействия определяются контактным давлением на торцевые части соседних лопаток и, как результат, разворотом лопатки вокруг своей оси. Характерным проявлением действия силового фактора может быть явление «заклинивания лопаток», т.е. образование жёсткой связи нескольких соседних лопаток (чаще всего шести-семи).

К физико-механическим параметрам можно отнести остаточные напряжения в лопатках и диске, возникающие в процессе обработки деталей.

В качестве материалов при изготовлении лопаток используют сплавы на никелевой основе с монокристаллической структурой с жаростойкими и термобарьерными покрытиями. Это обусловлено возникающим при эксплуатации двигателя различием термического расширения тонких и утолщённых элементов пера лопаток, а также контактными напряжениями в замке лопаток, превышение которых может привести к разрушению. Используемые материалы плохо подвергаются механической обработке, сопровождающейся возникновением значительных остаточных напряжений [29].

Показатели качества турбины тесно связаны с параметрами точности исполнения сборочной единицы, что в большой степени зависит от точности процесса сборки и методов, которые при этом используют.

1.2 Методы сборки рабочих колёс турбин

Известны следующие методы обеспечения требуемой точности сборочного процесса:

- метод полной взаимозаменяемости,
- метод неполной взаимозаменяемости,
- метод групповой взаимозаменяемости,
- метод пригонки,
- метод регулирования компенсатором.

Главное отличие методов заключается в размере диапазона полей допусков геометрических параметров деталей, входящих в сборочную единицу, что существенно отражается на экономической стороне производства. В таблице 1.1 представлены суть методов, а так же их достоинства и недостатки.

Таблица 1.1 – Достоинства и недостатки методов сборки

Наименование метода	Суть метода	Достоинства	Недостатки
метод полной взаимозаменяемости	Гарантированная сборка изделия без дополнительных операций; предполагает абсолютную годность составляющих элементов.	Обеспечение наибольшей производительности сборочного процесса.	Узкие поля допусков размеров, что ведет к удорожанию изготовления составляющих.
метод неполной взаимозаменяемости	Аналогично методу полной взаимозаменяемости, однако допускаются корректирующие операции.	Допуски на составляющие размеры шире на 30...50%, чем для полной взаимозаменяемости (снижается стоимость изготовления).	Возможность выхода размеров некоторых составляющих звеньев из полей допусков; необходимость устранения дефектов.

Продолжение таблицы 1.1

Наименование метода	Суть метода	Достоинства	Недостатки
метод групповой взаимозаменяемости	Детали, входящие в изделие сортируют по группам в зависимости от точности их размеров	Расширенные поля допусков на размеры при изготовлении составляющих деталей	Необходимость в увеличении объёмов незавершенного производства; повышение трудоёмкости за счёт сортировки деталей.
метод пригонки	Точность сборки достигается путем снятия заложенного технологией припуска на соответствующий размер составляющих деталей.	Расширенные поля допусков на размеры при изготовлении составляющих деталей	Повышение трудоёмкости за счет выполнения дополнительных обрабатывающих операций; потребность в квалификации рабочих
метод регулирования компенсатором	Точность сборки достигается путем изменения размера или положения специальной детали.	Расширенные поля допусков на размеры при изготовлении составляющих деталей	Повышение трудоёмкости за счёт выполнения дополнительных обрабатывающих операций (но в меньшей степени по сравнению с методом пригонки); потребность в высокой квалификации рабочих

Рассмотрим технологический процесс сборки рабочего колеса турбины с точки зрения указанных выше методов.

1.3 Анализ технологического процесса сборки рабочего колеса турбины

Процесс сборки рабочего колеса турбины носит сложный характер и состоит из нескольких этапов. На рисунке 1.5 представлена схема сборочного процесса.



Рисунок 1.5 – Схема процесса сборки рабочего колеса турбины

В сборочную единицу «рабочее колесо турбины» входят следующие детали: диск, лопатки, дефлектор, контровки, а также крепежные детали. Сборочный процесс осуществляется строго по технологии сборки согласно требованиям, установленным рабочими чертежами деталей и, главным образом, сборочным чертежом. Процесс сборки оказывается под влиянием многих факторов: точность оснастки, измерительного инструмента, погрешность и износ механообрабатывающего оборудования, человеческий фактор.

Рассмотрим более подробно существующую на производстве технологию сборки. Сборка турбины осуществляется согласно следующим этапам.

1. После механической обработки детали сопряжения «лопатка-диск» разбиваются на 3 группы в соответствии с размерами замковой части. Здесь имеет место метод селективной (групповой) сборки.

2. Для каждой лопатки определяют массу с некоторой точностью и раскладывают в порядке уменьшения массы попарно, при этом разность весов в паре не более 2,5 граммов. При условии комплектования колеса 91 лопаткой, присвоение номеров деталям происходит следующим образом:

№1 – самой тяжёлой,

№46 – второй по тяжести,

№2 – самой лёгкой,

№47 – второй по лёгкости,

№3 – третьей по тяжести,

№49 – третьей по тяжести и т.д.

Вес лопатки №91 должен быть равен полусумме весов лопаток №45 и №46. Пары лопаток определяются, как №1 и диаметрально противоположно ей №46, аналогично пара №2-№47 и т.д.

3. Для каждой пары «лопатка-диск» определяют величину зазоров в сопряжении. Так как непосредственно определить величину зазоров затруднительно, то о зазоре судят косвенно. Отдельно каждую лопатку устанавливают в определённый для неё паз и покачиванием вдоль поперечной плоскости диска определяют величину тангенциального размаха на установленном радиусе (так называемая «качка»).

4. Натяг между полками оценивается косвенно следующим образом. Задается допустимая величина на разворот бандажной полки в собранном колесе относительно разворота полки до сборки. С этой целью производят контроль разворота бандажной полки относительно замковой полки конкретно у каждой лопатки до сборки.

5. После подготовки деталей к сборке осуществляется первая технологическая сборка колеса. Диск устанавливается на специальный горизонтальный стол, крепится болтами. Стол имеет возможность перемещаться вертикально относительно неподвижного стола, на котором крепятся упорные штыри в количестве равном пазам диска под лопатки. Штыри расположены посередине пазов диска. Подвижный стол (с диском) опускают так, чтобы штыри вошли на определённую величину. Далее осуществляется ручная протановка всех лопаток в пазы диска до упора в штыри. После проводится череда операций по подъему стола с диском на некоторую заранее определённую величину и постепенной осадки лопаток (вручную фибровым молотком).

6. Производится контроль зазоров Е, Ж, Д (рисунок 1.6). При несоответствии указанных сборочных параметров детали отправляют на

доработку (шлифовка лопаток по замковым полкам, бандажным полкам или абразивная обработка контура бандажной полки лопатки). В данном случае – это метод пригонки.

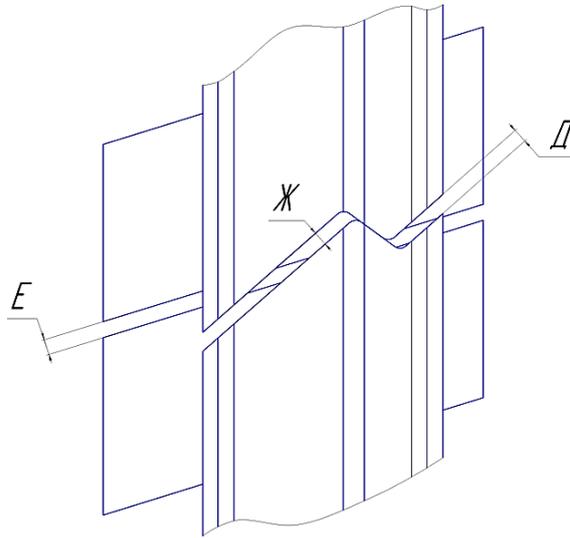


Рисунок 1.6 – Фрагмент рабочего колеса турбины: зазоры E, Ж, Д

7. После производят разборку колеса, проводят операции по доработке деталей. Так завершается первая предварительная сборка рабочего колеса турбины.

8. Аналогично п.5 осуществляется вторая технологическая (предварительная) сборка колеса, а также вновь проводят обязательный контроль зазоров E, Ж, Д.

9. Особо важная операция контроля разворота лопаток: эта информация дает повод судить о величине натяга по контактным поверхностям бандажных полок соседних лопаток. Производят замер разворота бандажных полок лопаток относительно замковых (в собранном состоянии) и далее сравнивают с ранее полученным значением в свободном состоянии (п. 4).

10. Далее осуществляют контроль биения канавки замковых полок лопаток и одновременную их доработку (при необходимости), а также шлифовку балкончика. Контроль выступания бандажных и замковых полок в тракт. Разборка рабочего колеса.

11. Далее проводят операции по абразивной обработке лопаток, а именно, трактовых поверхностей замковой полки, абразивно-полировальной обработке баллончика, шлифовке канавок лопаток, абразивной обработке гребешков лопаток.

12. После контроля проведенных операций, осуществляют третью предварительную сборку. Производят проверку выступания бандажных полок и полок хвостовика в тракт. Разборка рабочего колеса.

13. Контроль лопаток ЛЮМ-1, выведение выявленных дефектов. Упрочнение порошком канавок лопаток под пластины, замка лопаток. Маркировка лопаток. Окончательный контроль качки в свободном состоянии (каждой лопатки отдельно).

14. Окончательная сборка рабочего колеса. Шлифовка колеса по наружному диаметру. Контроль биений. Постановка пластин и забивка контрволок. Маркировка пластин. Подбор посадки (диск-дефлектор). Маркировка диска. Установка дефлектора. Балансировка рабочего колеса. Контроль ЛЮМ-1 колеса. Окончательный контроль.

На рисунке 1.7 представлена расширенная схема процесса сборки рабочего колеса турбины.

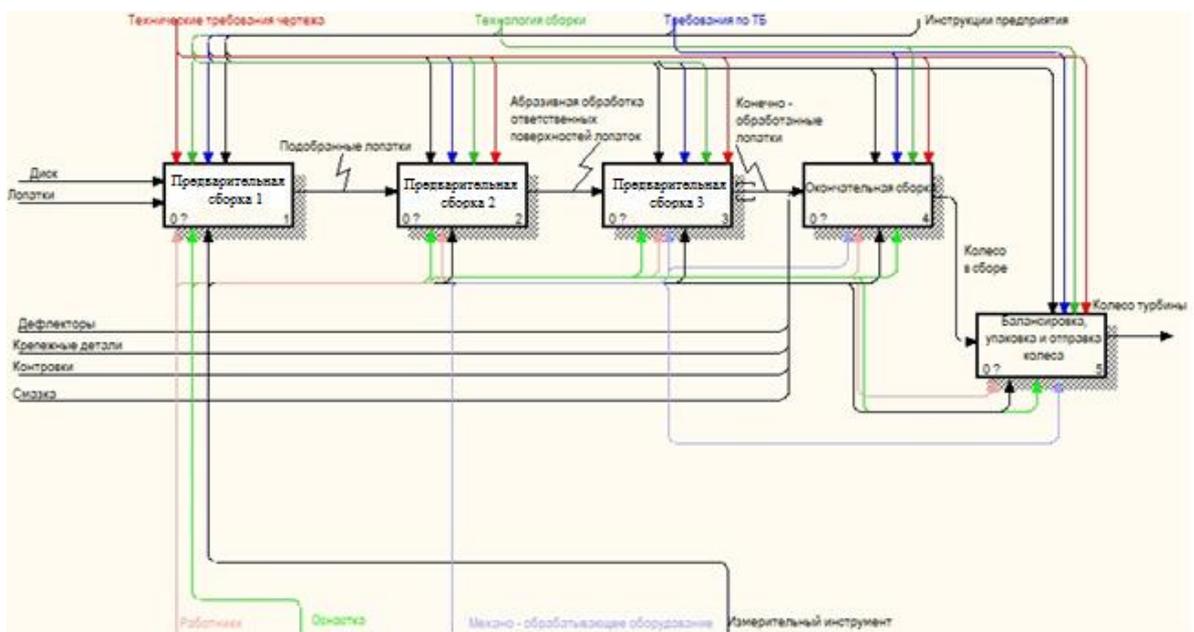


Рисунок 1.7 – Расширенная схема процесса сборки рабочего колеса турбины

Как видно, наличие операций предварительных сборок напрямую связано с точностью изготовления лопаток, а также с возможно не всегда «удачной» комплектацией диска лопатками. Присутствие предварительных сборок влечет за собой значительные временные потери, а, следовательно, и финансовые затраты. Поэтому необходимо стремиться к снижению количества предварительных сборок. При введении в процесс сборки рабочего колеса турбины предварительного компьютерного расчёта, учитывающего результаты решения размерных цепей, количество предварительных сборок можно сократить. Важно понимать, что при решении размерных цепей геометрических сборочных параметров необходимо учитывать их взаимосвязанность. Рассмотрим для наглядности простую схему колеса, состоящего из шести лопаток (рисунок 1.8).

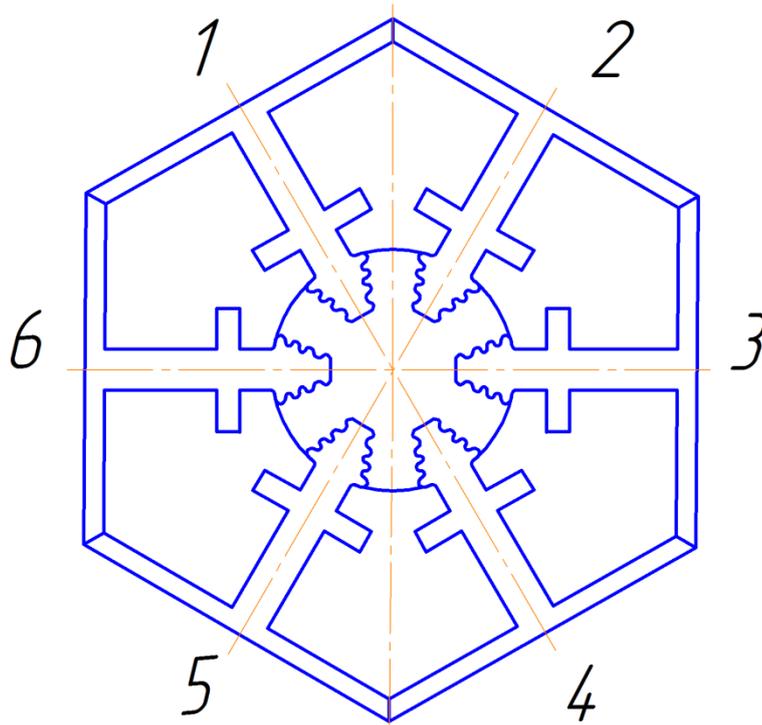


Рисунок 1.8 – Схема рабочего колеса турбины, состоящего из шести лопаток

Решая задачу по определению величины натяга по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток 1 и 2, 2 и 3, 3 и 4, 4 и 5, 5 и 6,

6 и 1 – отдельно, невозможно получить достоверный результат для собранного колеса целиком, ведь на величину натяга оказывают влияние положение лопатки в пазу диска, размеры бандажа и закрутка. При появлении натяга лопатки будут стремиться его ликвидировать, например, за счёт перемещения лопатки в замке. Тем самым, будет меняться величина натяга в соседней паре лопаток и так далее. Описание размерных связей в таком случае требует рассмотрения их как взаимосвязанных, что значительно усложняет задачу оценки натягов. Решение размерных связей между отдельными лопатками без учёта их взаимосвязи приводит к недостоверным результатам. Подробнее тематика взаимосвязанности размерных цепей при определении геометрических сборочных параметров будет раскрыта в следующей главе.

1.4 Анализ методов и программных средств для расчёта размерных цепей при сборке

При проектировании процесса сборки изделия одной из главных задач является верность расчетов сборочных размерных цепей. Размерная цепь – это совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур [30]. Размерные цепи используют при решении двух типов задач: конструкторской, на этапе проектирования изделия для расчёта номинального размера с его предельными отклонениями, и технологической, для обеспечения заданной конструктором величины.

Различают линейные, плоскостные и пространственные размерные цепи (связи).

Линейные размерные связи применяют для решения задач синтеза и анализа на этапах конструирования и изготовления изделий. Такие размерные связи позволяют определять припуски и операционные размеры номинально расположенных параллельных плоских поверхностей, рассчитывать осевые зазоры и натяги в элементах конструкций изделий, а также решать различные задачи, связанные с точностью изделия [31]. Размерная цепь представляет

собой сумму составляющих звеньев, заданных геометрическим параметром (A_i) и допуском (T_i) на него. В зависимости от цели решаемой задачи результатом линейной размерной цепи являются величины предельных отклонений составляющих и замыкающих звеньев, а также значения вероятностных характеристик этих звеньев.

Основной недостаток линейных размерных связей заключается в относительной точности расчётов, так как система не учитывает возможную непараллельность расположения составляющих векторов.

В отличие от линейных плоскостные размерные связи кроме скалярных содержат векторные составляющие. Для решения такого типа цепей векторы проецируют на ось выбранной координатной плоскости. Плоскостные цепи применяют для определения глубины и неравномерности цементируемого слоя, неравномерности зазоров в соединениях и т.п.

Пространственные размерные цепи представляют собой совокупность плоскостных цепей, расположенных друг относительно друга под некоторым углом. Такие размерные цепи решаются путем проецирования составляющих звеньев (пространственных векторов) на основные плоскости проекций, а также при необходимости их поворота. Поэтому можно перейти от пространственного решения к плоскостному, учитывая основные геометрические законы проецирования. Для деталей и сборочных единиц авиационного назначения используется именно этот тип размерных связей.

Выбор метода расчёта размерных цепей зависит от начальной постановки задачи. Основопологающим фактором является тип размерной связи, а также присутствие или отсутствие факта учёта жёсткости деталей.

1.4.1 Расчёт размерных связей без учёта жёсткости деталей

Результатом расчёта размерной цепи может быть размер и поле рассеивания замыкающего звена (обратная задача) или составляющих звеньев (прямая задача). Традиционно расчёт размерных цепей осуществляют методом «минимума-максимума» при сборке для полной взаимозаменяемости, либо

теоретико-вероятностным – при сборке методом неполной взаимозаменяемости.

Расчёт обратной задачи по методу минимум-максимума включает в себя определение допуска замыкающего звена, как сумму допусков всех составляющих (1.1) [8].

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} |\xi_i| TA_i, \quad (1.1)$$

i – порядковый номер звена,

n – количество звеньев в размерной цепи,

ξ_i – передаточное отношение i -го звена размерной цепи.

Значение допуска по теоретико-вероятностному способу предполагает (1.2) [8]:

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 (TA_i)^2}, \quad (1.2)$$

t – коэффициент риска, характеризующий процент выхода расчётных отклонений за пределы допуска (коэффициент является табличным значением),

λ_i – коэффициент относительного рассеяния i -го составляющего звена, характеризующий закон рассеяния его величины, для закона нормального распределения $\lambda_i = 1/9$, для закона треугольника $\lambda_i = 1/6$, для неизвестного закона распределения $\lambda_i = 1/3$.

Выбор способа расчёта размерной цепи зависит не только от метода сборочного процесса, но и от влияния на составляющие звенья различных факторов, например, силового, возникающего в процессе сборки. В этом случае размерная цепь рассматривается, как нежёсткая.

1.4.2 Расчёт размерных связей с учётом жёсткости деталей

Помимо влияния внешних факторов на конечный результат сборки и последующую работу изделия, отдельное место занимают внутренние наследственности, проявляющиеся в ходе производства деталей.

В процессе изготовления, а также на сборочных операциях в деталях возникают погрешности, находящие свое отражения при дальнейшей эксплуатации изделия.

При расчёте сборочных размерных цепей, включающих такие детали, становится невозможным применение традиционных методов, описанных в п. 1.4.1. Такие цепи получили в литературе название «нежестких размерных цепей». Авторы книги [32] предлагают следующее определение этого термина: «Под нежесткими размерными цепями будем понимать такие размерные цепи, в которых под влиянием различных внутренних и внешних факторов происходят значительные обратимые и необратимые изменения размеров составляющих звеньев, что вызывает существенное изменение величины замыкающего звена».

На точность замыкающего звена нежесткой цепи, а, следовательно, и на суммарную погрешность изделия, оказывают влияние множество факторов, возникающих в процессах проектирования, изготовления, сборки, испытания, а также непосредственно при эксплуатации.

Согласно [32] уравнение нежесткой сборочной размерной цепи в общем виде можно записать следующим образом:

$$Y = f_1(x_i) + f_2(x_i, z_i, \mu, E_d, p_a) + f_3(x_i, z_i, \mu, E_d, p_c, N, R_{max}, R_p, \rho, b, v, H_B, R_B, \sigma_T), \quad (1.3)$$

где Y – контролируемый размер – замыкающее звено размерной цепи,

x_i – действительные размеры деталей, входящих в размерную цепь,

z_i – действительные размеры деталей, не входящие в размерную цепь, но влияющие на их объёмную и контактную жёсткость,

μ – коэффициент Пуассона материалов деталей,

E_d – модуль упругости материалов деталей,

p_a и p_c – номинальные и контурные давления на контактных площадках,

$N = \frac{H_{\mu\text{пов}}}{H_{\mu\text{исх}}}$ – степень наклепа металла поверхностного слоя,

$H_{\mu\text{пов}}$ и $H_{\mu\text{исх}}$ – микротвердость поверхности и исходного материала детали,

R_{max} – наибольшая высота неровностей профиля,

R_p – расстояние от линии выступов до средней линии профиля (или высота сглаживания микронеровностей),

ρ – приведенный радиус скругления вершин микронеровностей,

b и v – параметры степенной аппроксимации начального участка кривой опорной поверхности микронеровностей: $t_p = 100b \left(\frac{y}{100}\right)^v$,

R_B – радиус волны на поверхности,

H_B – высота волны на поверхности,

σ_T – предел текучести материала детали.

Первое слагаемое f_1 в формуле учитывает действительные размеры деталей, являющиеся составляющими звеньями рассматриваемой размерной цепи. Зависимость $Y = f_1(x_i)$ известна из классической теории размерных цепей. Второе слагаемое f_2 учитывает деформации в размерной цепи, связанные с недостаточной жёсткостью деталей, входящих в нее. Зависимость величины этих деформаций от указанных параметров известна из классических законов сопротивления материалов. Третье слагаемое f_3 учитывает деформации в размерной цепи, связанные с недостаточной жёсткостью стыков сопрягаемых деталей.

По причине того, что в нежёстких размерных цепях постоянно происходят существенные изменения размеров и относительного положения составляющих звеньев, необходимо считать эти размеры переменными, а именно:

$$x_i = f(E, \sigma, v, T, \tau, F), \quad (1.4)$$

где E – напряжённость электромагнитного поля,

σ – величина остаточных напряжений,

v – электрическое напряжение на детали,

T – температура,

τ – время,

F – внешняя сила.

Благодаря зависимостям, представленным формулами (1.3) и (1.4), точность расчётов размерных цепей для геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины существенно повышается, а величина таких важных выходных параметров, как натяг между полками, зазор между бандажными и замковыми полками, зазоры между хвостовиками лопаток и пазами диска, – определяется с большей степенью точности.

1.4.3 Программные средства для выполнения размерных расчётов

Как было описано выше, сборочные размерные цепи носят сложный характер, и их расчёт ручными способами является весьма трудоёмким и может сопровождаться возникновением существенных погрешностей и ошибок. С целью устранения неблагоприятных последствий, а также повышения общей эффективности конечного результата, расчёт цепей производят программными средствами на ЭВМ.

В статье [33] авторы представляют обзор современных систем компьютерного моделирования, позволяющих рассчитать размерную цепь и получить значение допуска на размер замыкающего звена. Среди таковых систем авторы выделяют VisVSA, eTol-Mate, Mechanical Advantage, 3-DCS, SETOL. В основе расчета – метод Монте-Карло, а результатом расчёта является анализ допусков. К главным недостаткам этих систем можно отнести невозможность учёта данных о сопряжении деталей, иными словами, отсутствие некоторого размерного анализа. Возникшая проблема разрешима в системах автоматизированного проектирования: Siemens NX 10, Pro/ Engineer, Catia V6, Visual VSA, ПЦ v3.1, MITCalcToIAnalysis v1.17, VarTran v3.2. Последние три САПР можно выделить как специализированные системы размерного анализа.

Однако и эти системы не дают возможности полного учёта всех факторов, влияющих на результат расчёта сборочной размерной цепи. Более того, несмотря на заявленные большие возможности, системы предусмотрены для расчёта размерных цепей линейного типа.

Возможность расчёта плоскостных и пространственных размерных цепей реализована в программе «Vector», в основе которой лежит метод имитационно-статистического моделирования. Размерная цепь прописывается в программе, каждое составляющее звено может быть задано шестью различными способами, при этом пространственность определяется поворотом рабочей плоскости задания вектора (составляющего звена цепи). Результатом расчёта является поле рассеивания величины замыкающего звена, а также визуализация прописанной размерной цепи.

Расчёт нежёстких размерных цепей компьютерными средствами представлен в работе [34]. Автором разработана программа SBORKA, которая определяет размеры ротора в процессе сборки и после её окончания, а также расстояния между наружными по отношению к ротору торцами обода и ступицы по направлению оси вала. На рисунке 1.9 представлен алгоритм расчёта нежёсткой размерной цепи ротора. Из блок-схемы видно, что программа учитывает влияние множества факторов, а не только величину размеров.

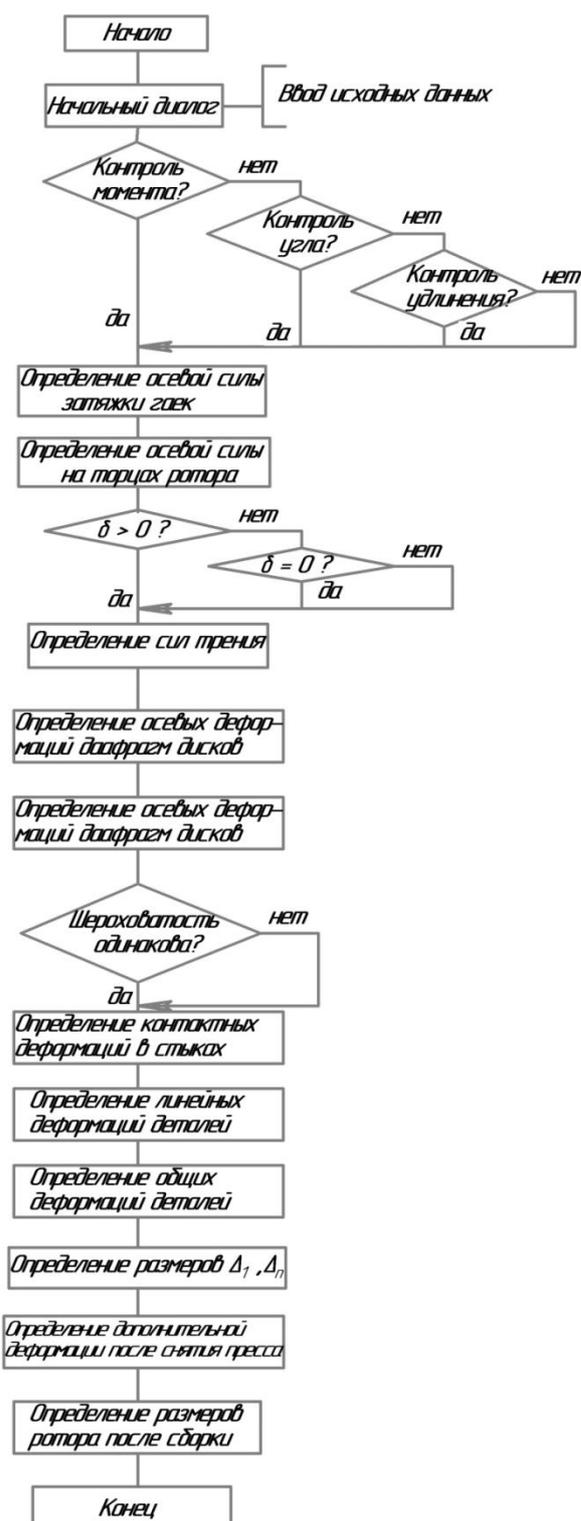


Рисунок 1.9 – Алгоритм расчёта размерной цепи ротора [34]

Размерные цепи, рассчитанные вышеуказанными способами, не удовлетворяют современным требованиям производственных задач. Предпочтительным превосходством обладает моделирование сборочных размерных связей.

1.5 Обзор исследований по моделированию сборочных размерных связей в авиационной промышленности

При решении размерных цепей важно значительную роль отводить размерному анализу [35]. Реальная геометрия деталей отличается от номинально заданной. По этой причине, размерные расчёты должны учитывать вероятности размерных параметров, определяемые технологическими процессами изготовления деталей в пределах допуска. В работе [36] рассмотрен подход к оценке влияния точности изготовления отдельных элементов лопаток и диска турбины на силу контактного давления между бандажными полками. Учитывая сравнительно малую жёсткость и высокие требования к точности сборочных параметров, особенно важным является учёт влияния силового фактора в процессе выполнения расчёта сборочных цепей.

На сегодняшний день вопросу о моделировании сборочных связей уделяется немалое внимание.

Золотарёв Ю.Н. в своей работе [38] говорит о трёх этапах сборки любой авиационной конструкции, характеризующихся образованием зазоров, их ликвидацией посредством прижатия, возникновения внутренних напряжений и, как следствие этого, – деформаций деталей. Для своевременных корректировок автор указывает на необходимость прогноза показателей качества собранного изделия по исходным параметрам деталей, поступающих на сборку.

Авторы статьи [39], Галкин М.Г. и Смагин А.С., предлагают рассматривать линейные графовые модели, позволяющие описывать несколько сборочных контуров и устанавливать при этом их взаимовлияние. Как утверждают авторы, «такой подход даёт возможность рассматривать одновременно более одного размерного контура, учитывая взаимовлияние контуров, и использовать модель для автоматизации расчётных методик сборочных размерных цепей». Однако в работе не показано влияние силового фактора.

Теории графов отдаёт предпочтение и автор работы [39], посвящённой автоматизированному расчёту размерных цепей. Однако указывает, что «граф

размерных цепей не содержит информации о взаимном расположении поверхностей».

В.Г. Осетров и Е.С. Слащев в работе [40] приводят классификацию связей и методов моделирования размерных цепей для достижения требуемой точности замыкающего звена.

Моделирование сборочных связей также применяется с целью выявления причин несобираемости изделия [41].

Опыт отечественных исследователей в области размерного анализа параметров сборочного процесса показывает, что до сих пор вопрос прорабатывался в большинстве случаев для плоской постановки задачи. Работы же зарубежных авторов направлены в большей степени на предварительный процесс сборки в системах CAD, при условии моделирования деталей с производственной погрешностью [42-47]. Однако технологии виртуальной сборки всё чаще встречаются в исследованиях российских учёных [48, 49, 50].

1.6 Выводы по главе 1. Цель и задачи исследования

1. Главным показателем качества турбины является эффективность её работы – высокий КПД, зависящий от точности геометрических, физико-механических, химических параметров отдельных деталей и сборочной единицы в целом, а также от параметров, которые воздействуют на изделие в процессе его эксплуатации – силовых и температурных воздействий.

2. Процесс сборки РК турбин носит сложный характер и включает в себя несколько предварительных сборок, по результатам которых осуществляется окончательный сборочный процесс. Сборка осуществляется комбинированным способом, представляющим корреляцию методов групповой взаимозаменяемости (селективная сборка), пригонки и неполной взаимозаменяемости.

3. основополагающей задачей сборочного процесса является верное определение и расчёт размерных связей сборочных параметров.

4. Выбор способа расчёта размерной цепи зависит не только от метода сборочного процесса, но и от влияния на составляющие звенья различных факторов, например, силового, возникающего в процессе сборки. В этом случае размерная цепь рассматривается, как нежёсткая.

5. На точность замыкающего звена нежёсткой цепи, а, следовательно, и на суммарную погрешность изделия, оказывают влияние множество факторов, возникающих в процессах проектирования, изготовления, сборки, испытания, а также непосредственно при эксплуатации изделия.

6. Современные программные средства для расчёта размерных цепей обладают недостаточным набором функций, например, многие программы направлены на работу только с линейными цепями.

7. Универсальной программы для расчёта нежёстких размерных цепей, т.е. программы, учитывающей влияние различных внешних и внутренних факторов, на данный момент не существует.

8. Опыт отечественных исследователей в области размерного анализа параметров сборочного процесса показывает, что до сих пор вопрос прорабатывался в большинстве случаев для плоской постановки задачи.

9. При решении задачи по определению величины основных сборочных параметров необходимо рассматривать рабочее колесо целиком, то есть учитывать взаимосвязанность размерных цепей для каждой пары соседних лопаток.

Анализируя вышеизложенный материал, была поставлена цель исследования: «Снижение трудоёмкости процесса сборки рабочих колёс турбины авиационного ГТД за счёт разработки и использования метода, позволяющего оценивать и достигать заданную точность натягов и зазоров по бандажным полкам лопаток с учётом качки и силового взаимодействия между ними».

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать метод обеспечения геометрической точности сборки РК турбины авиационного ГТД, учитывающий особенности, связанные с деформацией лопаток и их качкой в пазах диска.
2. Разработать модель оценки натягов по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток, учитывающую влияние их качки в замковых пазах диска на взаимное положение в РК авиационного ГТД.
3. Определить функциональную зависимость, позволяющую уточнять значения натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток РК с учётом их взаимного влияния.
4. Выполнить исследования влияния размеров замкового соединения лопаток на поле рассеивания геометрических сборочных параметров РК турбины.
5. Разработать алгоритм комплектования деталей для выполнения сборки РК турбины авиационного ГТД с учётом её особенностей.

ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ СБОРКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ

В данной главе представлен метод обеспечения геометрической точности сборки РК турбины авиационного ГТД, учитывающий её особенности, связанные с деформацией лопаток и их качкой в пазах диска. Метод включает модель оценки геометрического сборочного параметра, учитывающую влияние качки лопаток в замковых пазах диска на взаимное положение в РК турбины, и функциональную зависимость, позволяющую уточнить рассматриваемый параметр, опираясь на взаимное влияние лопаток друг на друга. Определяющим геометрическим параметром для Д, Е и Ж (рисунок 1) является натяг по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток, поэтому в модели и зависимости метода рассматривается этот параметр.

Модель оценки геометрического параметра – оптимизационная, цель которой определить оптимальное значение сборочного параметра в условиях возможного перемещения (качки) лопаток в пазах диска РК. Функциональная зависимость позволяет учесть жёсткость лопаток и получить достоверное значение геометрического сборочного параметра. Для реализации модели и функциональной зависимости были разработаны параметрическая модель для оценки качки лопаток в пазах диска и конечно-элементная модель, позволяющая уточнить значения натягов лопаток с учётом их жёсткости. В завершении главы предложен пошаговый алгоритм, который можно применить на практике в производстве.

2.1 Метод обеспечения геометрической точности сборки рабочего колеса турбины

Геометрическая точность сборки рабочего колеса турбины определяется соответствием величин сборочных параметров требуемым значениям. При оценке геометрических сборочных параметров РК турбины стоит опираться на

результаты решения размерных цепей, составленных для соответствующих параметров. Решение таких цепей применительно к рассматриваемому объекту является многокритериальной задачей и требует структурного подхода к искомой величине.

На рисунке 2.1 представлена блок-схема метода обеспечения геометрической точности сборки РК турбины авиационного ГТД.

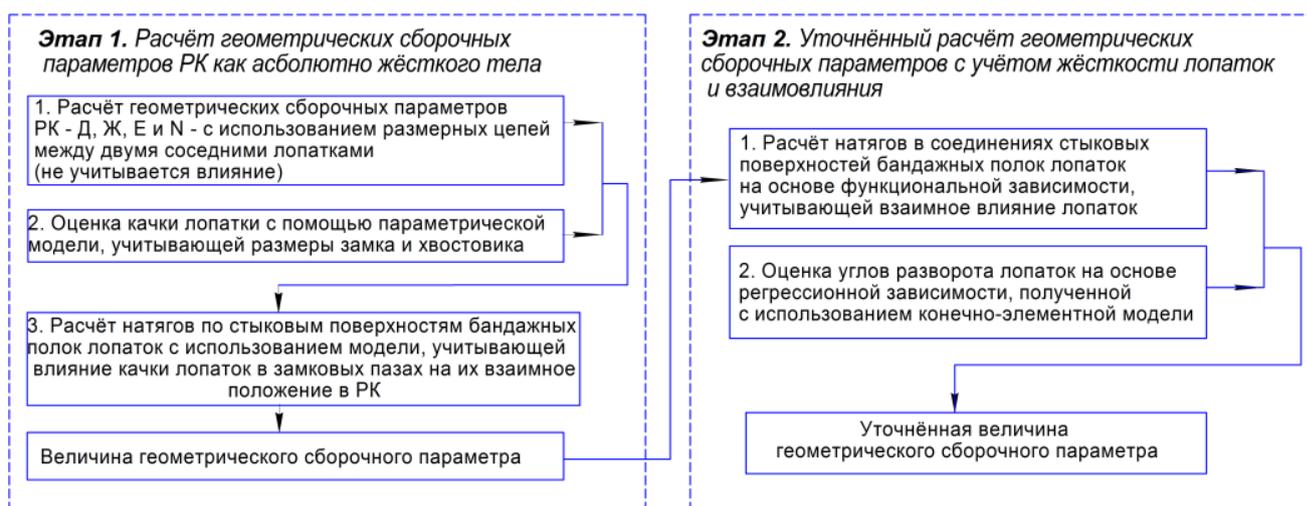


Рисунок 2.1 – Блок-схема метода обеспечения геометрической точности сборки РК турбины авиационного ГТД

Он включает в себя два этапа. На первом этапе выполняется расчёт геометрических сборочных параметров РК как абсолютно жёсткого тела, результатом являются величины этих параметров, а именно натяги N между соседними лопатками. При этом используются следующие модели: размерные цепи для расчёта натяга и зазоров между двумя соседними лопатками; параметрическая модель оценки качки лопатки в замке диска; модель оценки натягов между бандажными полками лопаток, учитывающая влияние их качки в замковых пазах диска на взаимное положение в РК. На втором этапе выполняется уточнённый расчёт геометрических сборочных параметров РК, натягов N, в частности, с учётом жёсткости и взаимовлияния лопаток. На этом этапе применяются функциональная зависимость, позволяющая определить значения натягов с учётом возникающих между лопатками сил, и конечно-элементная модель для получения регрессионной зависимости угла разворота

лопатки от силового фактора. Конечным результатом являются уточнённые значения геометрических сборочных параметров, в нашем случае – углов разворота лопаток, характеризующих натяг N .

2.2 Модель оценки натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток с учётом влияния их качки в пазах диска рабочего колеса

При возникновении отклонений сборочных параметров рабочего колеса от требований в результате процесса сборки возможно образование клина из лопаток, состоящего из 5-7 единиц. Такое явление объясняется зависимостью расположения каждой лопатки и значения величин сборочных параметров, что указывает на взаимосвязанность при решении размерных цепей для зазоров и натяга.

В работе предлагается модель оценки одного из геометрических сборочных параметров рабочего колеса – натяга по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток. На рисунке 2.2 схематично представлена развёртка рабочего колеса по направлению вдоль оси Y .

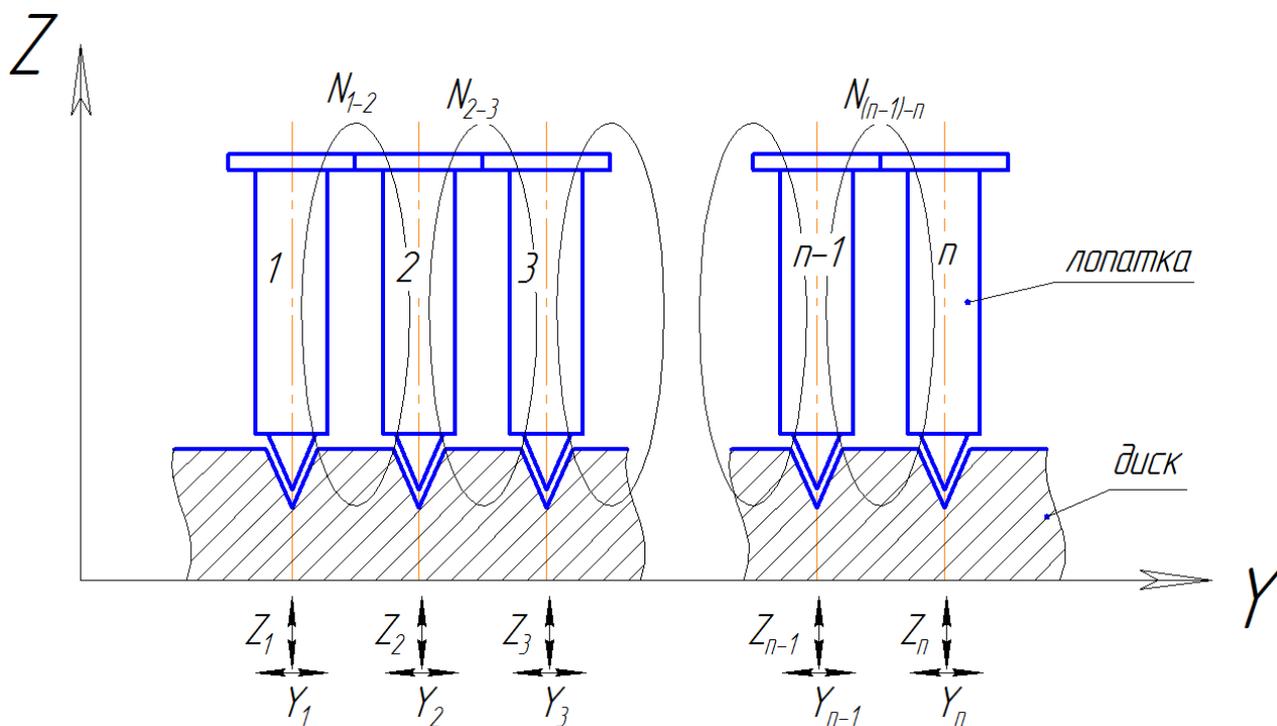


Рисунок 2.2 – Развёртка рабочего колеса (лопатка-диск)

Для того чтобы вычислить натяг, образуемый между стыковыми поверхностями бандажных полок соседних лопаток, необходимо решить размерную цепь, составляющими векторами которой являются геометрические параметры рассматриваемых соседних лопаток. Однако решение цепей для каждой пары лопаток в отдельности не даст достоверного результата, так как на положение лопатки в рассматриваемой паре оказывает влияние расположение соседней лопатки с другой стороны за счёт качки лопаток в пазах диска. Например, лопатки (1, 2...n) могут занимать различное положение в замке (в рамках допустимых значений), и если натяг N_{1-2} слишком велик по своей величине, то лопатка 1 может переместиться в замке влево, а лопатка 2 вправо. Однако на положение лопатки 2 оказывает влияние величина натяга N_{2-3} , который тоже может быть превышающим допустимое значение. Рассмотрение отдельно размерных цепей пар лопаток не позволит достоверно оценивать величины натягов по стыковым поверхностям. Поэтому размерные связи должны быть рассмотрены с учётом взаимного влияния.

Учёт взаимного влияния размерных цепей предлагается выполнять за счёт рассмотрения взаимодействующего клина лопаток, в котором формируется вектор натягов, а лопатки могут смещаться или качаться в соответствующих замках диска. Под клином подразумевается несколько лопаток, бандажные полки которых соединяются с натягом. Каждая лопатка стремится минимизировать натяги с соседними лопатками. Учёт взаимного влияния лопаток друг на друга выполняется на основе решения задачи минимизации натягов путем подбора смещений и углов наклона лопаток относительно замка диска в заданных пределах. Главным критерием в решаемой задаче выступает минимизация максимального значения величины натяга: $K_{(\bar{N}_{max})} \rightarrow \min$. Целевая функция формируется на основе натягов между стыковыми полками бандажа соседних лопаток, оцениваемых соответствующими размерными цепями.

Следует отметить, что лопатка турбины закреплена в замке диска нежёстко, что приводит к её возможным смещениям и наклонам при сборке

рабочего колеса. Изменяемыми параметрами в решаемой задаче выступают корректировки к параметрам, задающим номинальное расположение лопаток относительно диска по осям Y и Z . Ограничением является диапазон перемещения лопатки в пазах диска по осям Y и Z , вызванного качкой лопаток в пазах, зависящий от разницы ширин замка лопатки и паза диска.

Целевая функция математической модели имеет вид:

$$\bar{N}_{i,(i+1)} = \bar{F}(\bar{P}_i^b, \bar{P}_i^d, \bar{Y}_i^{b-d}, \bar{Z}_i^{b-d}), \quad (2.1)$$

$$i = \overline{1, m}, i = 1, \text{ при } i + 1 > m,$$

где $\bar{N}_{i,(i+1)}$ – натяг между стыковыми поверхностями бандажных полок соседних лопаток,

$i = \overline{1 \dots m}$ – номер лопатки, m – количество лопаток в укомплектованном рабочем колесе,

\bar{P}_i^b – геометрические параметры (размеры) лопаток,

\bar{P}_i^d – геометрические параметры диска (замковой части),

$\bar{Y}_i^{b-d}, \bar{Z}_i^{b-d}$ – параметры, характеризующие положение (качку) лопатки в пазу диска по осям Y и Z , соответственно.

Критерий нахождения собранного состояния РК в модели представлен выражением

$$\text{СКО}(\bar{N}_{i,(i+1)}) \rightarrow \min, \quad |\bar{N}_{i,(i+1)}^{\max}| \rightarrow \min, \quad (2.2)$$

где $\text{СКО}(\bar{N}_{i,(i+1)})$ – среднеквадратичное отклонение натяга,

$\bar{N}_{i,(i+1)}^{\max}$ – максимальное значение натяга.

Подбор параметров $\bar{Y}_i^{b-d}, \bar{Z}_i^{b-d}$, характеризующих положения (качку) лопаток в пазах диска по осям Y и Z , соответственно, выполняется с учётом ограничений:

$$\bar{Y}_i^{b-d} \min < \bar{Y}_i^{b-d} < \bar{Y}_i^{b-d} \max, \quad (2.3)$$

$$\bar{Z}_i^{b-d} \min < \bar{Z}_i^{b-d} < \bar{Z}_i^{b-d} \max,$$

где $\bar{Y}_i^{b-d}_{min}$, $\bar{Z}_i^{b-d}_{min}$, $\bar{Y}_i^{b-d}_{max}$, $\bar{Z}_i^{b-d}_{max}$ – минимальные и максимальные значения параметров, характеризующих положение (качку) лопатки в пазу диска (т.е. самое левое и правое положения) по осям Y и Z , соответственно.

Результатом решения модели оценки натягов по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток являются найденные параметры, характеризующие положения лопаток в пазах диска, и натяги по бандажным полкам лопаток.

Рассмотрим подробнее структуру натяга N , возникающего по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток. Этот параметр можно представить в виде суммы трёх составляющих:

$$\bar{N} = \bar{N}_{жест} + \bar{N}_{качка} + \bar{N}_{закрут}, \quad (2.4)$$

где $\bar{N}_{жест}$ – составляющая величины натяга в условиях жёсткой системы лопатка-диск;

$\bar{N}_{качка}$ – составляющая величины натяга, возникающего при возможной качке (перемещения) лопатки в пазе диска;

$\bar{N}_{закрут}$ – составляющая величины натяга, возникающего из-за закрутки лопатки по бандажу, возникающей как результат воздействия усилия со стороны соседних лопаток.

Предложенная в текущем подразделе модель оценки позволяет учитывать изменения двух составляющих натяга: $\bar{N}_{жест}$ и $\bar{N}_{качка}$. Учёт составляющей $\bar{N}_{закрут}$ будет выполняться на втором этапе посредством функциональной зависимости.

2.3 Размерные цепи для расчёта геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины

Лопатка в пазу диска не статична и может иметь перемещения, что выражается в плоскопараллельном движении и радиальной качке (рисунок 2.3). Подвижность лопатки в замке оказывает прямое влияние на величины геометрических сборочных параметров: натяг и зазоры.

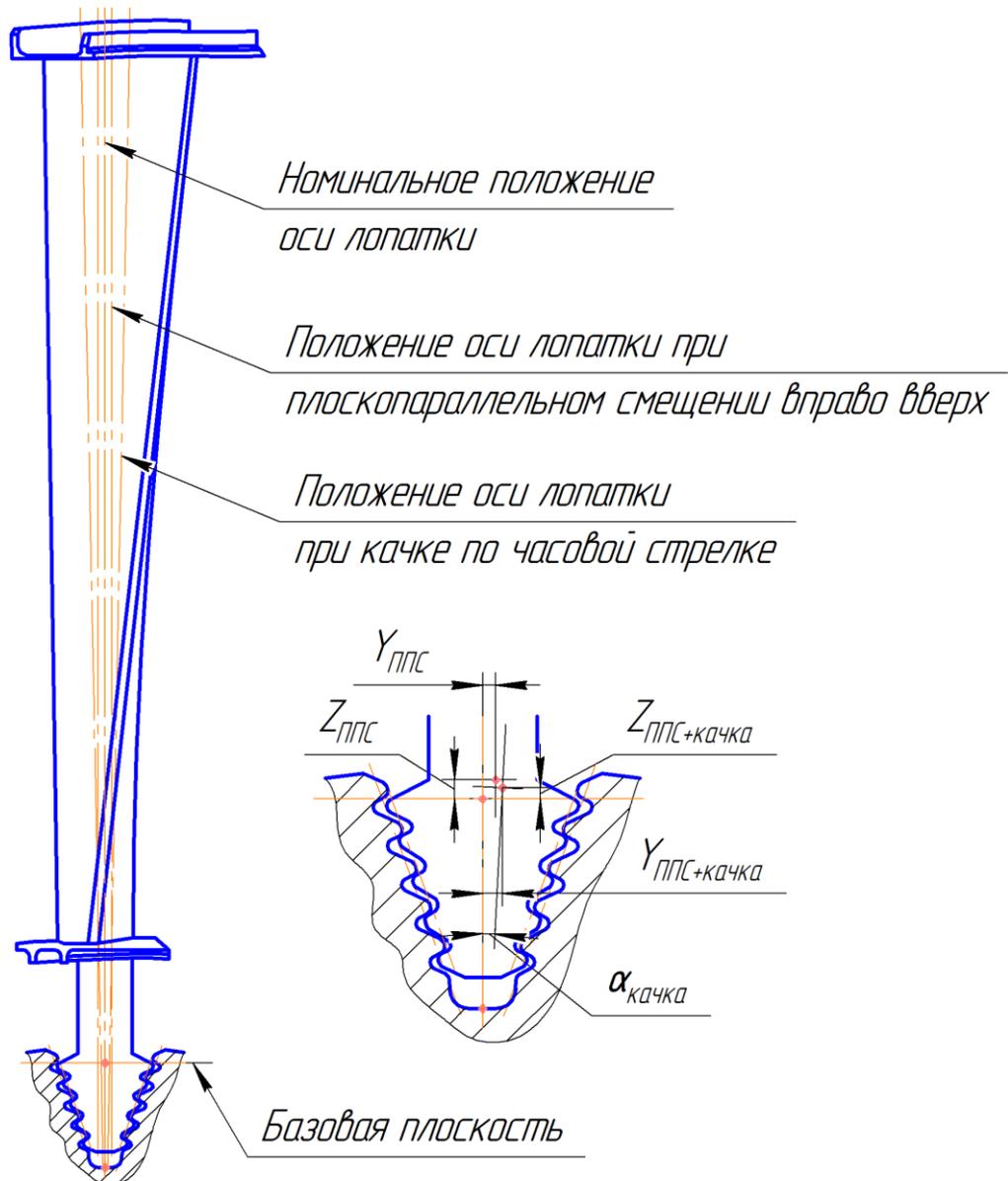


Рисунок 2.3 –Схематичное отображение возможных перемещений лопатки в пазу диска

Рассмотрим размерные цепи, характерные для процесса сборки рабочего колеса турбины, и установим, в чём их взаимосвязь.

На рисунке 2.4 изображен участок рабочего колеса, где наглядно представлена размерная цепь, позволяющая проследить величину натяга по бандажным полкам лопаток.

Размерная цепь берет начало на бандажной поверхности лопатки в плоскости XY. Первый вектор V_1 проходит от центра контакта полок соседних лопаток к абсолютному центру лопатки (начало координат). Далее цепь

движется так же на поверхности бандажа к плоскости торца замка (V2). Затем цепь спускается на базовую плоскость колеса (V3). Далее следуют два вектора, отвечающие за плоско-параллельное движение лопатки в пазу диска и её качку, V4 и V5, соответственно. Тем самым далее цепь движется уже по оси замкового паза диска. Далее цепь проходит через центр оси вращения рабочего колеса турбины (V6), учитывается угловое расположение второго паза лопатки V7, и цепь выходит уже по оси паза диска для соседней лопатки слева (V8) на базовую плоскость. Здесь также учитывается плоскопараллельное перемещение и качка второй лопатки в замке (V9 и V10). Вектор V11 отвечает за выход на бандажный диаметр рабочего колеса на уровень учёта натяга по стыковым поверхностям соседних лопаток. Находясь на поверхности бандажной полки, векторная размерная цепь проходит через начало координат для лопатки (V12), затем через место стыка лопаток (V13) возвращается в первоначальное положение (V14).

Запишем общее уравнение такой цепи:

$$\begin{aligned} \vec{V}_1 + \vec{V}_2 + \vec{V}_3 + \vec{V}_4 + \vec{V}_5 + \vec{V}_6 + \vec{V}_7 + \vec{V}_8 + \vec{V}_9 + \vec{V}_{10} + \\ + \vec{V}_{11} + \vec{V}_{12} + \vec{V}_{13} + \vec{V}_{14} + \vec{V}_{15} = 0, \end{aligned} \quad (2.5)$$

где \vec{V}_{15} – вектор, показывающий величину натяга между стыковыми поверхностями бандажа соседних лопаток.

Однако при решении такой размерной цепи результатом будут координаты замыкающего вектора. В этом случае трудно судить о величине натяга.

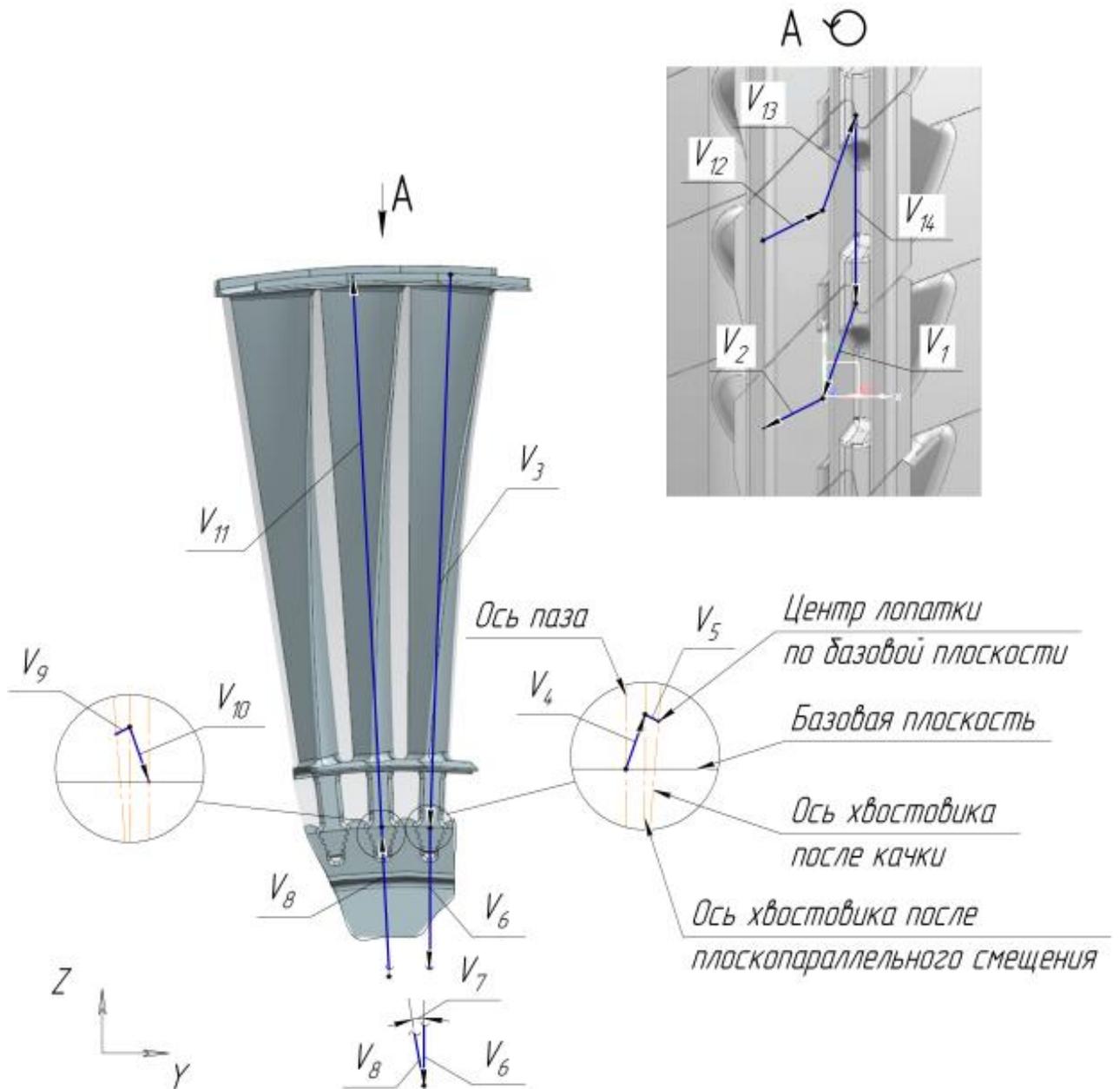


Рисунок 2.4 – Схема размерной цепи для натяга по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток

Рассмотрим возможные случаи положения бандажных полок соседних лопаток в зависимости от координат замыкающего звена. Во внимание примем координаты X и Y , т.к. Z не оказывает существенного влияния на результат натяга, и этим можно пренебречь.

1. Если $X < 0$, $Y > 0$, то натяг N будет определяться по формуле (2.5).

$$N = \frac{|Y| - |X|}{\sqrt{2}} \quad (2.5)$$

В случае, если $|Y| > |X|$ – значение натяга будет положительным, что свидетельствует об образовании зазора. В противном случае, полученное значение будет иметь знак «минус», то есть между поверхностями наблюдается натяг.

На рисунке 2.5 представлено схематичное отображение первого случая возникновения натяга по стыковым поверхностям бандажа, где X – это перемещение второй лопатки по оси x в отрицательном направлении, где Y перемещение второй лопатки по оси y в положительном направлении. Общее смещение лопатки относительно номинального положения – влево вверх.

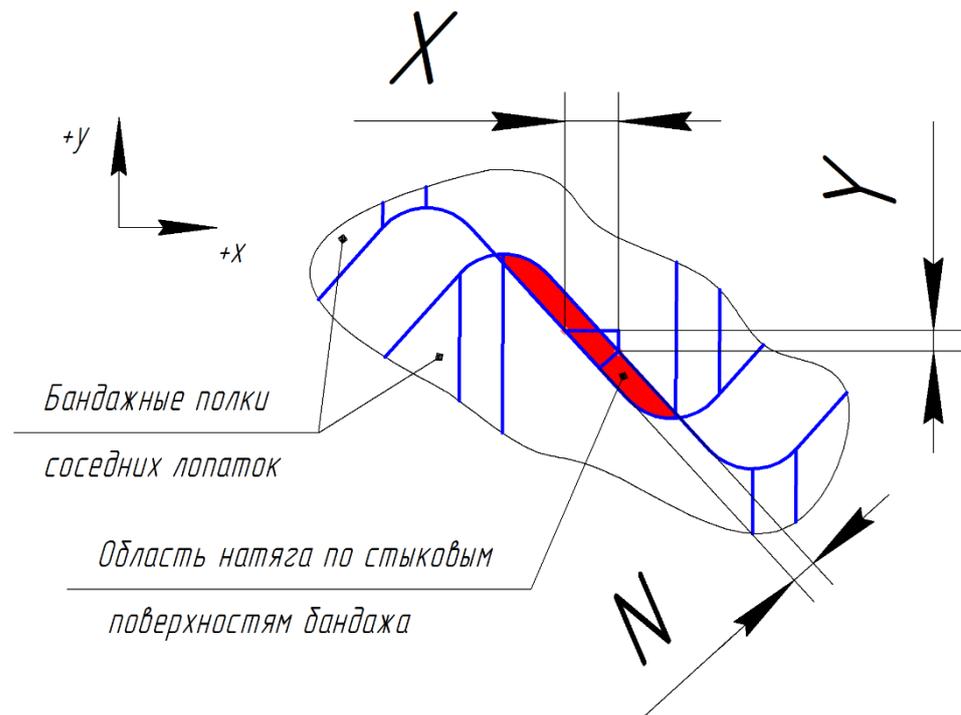


Рисунок 2.5 – Визуализация натяга по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток

Рассмотрим подробнее геометрию полученных перемещений. На рисунке 2.6 отображено геометрическое решение задачи определения величины натяга по известным координатам замыкающего вектора.

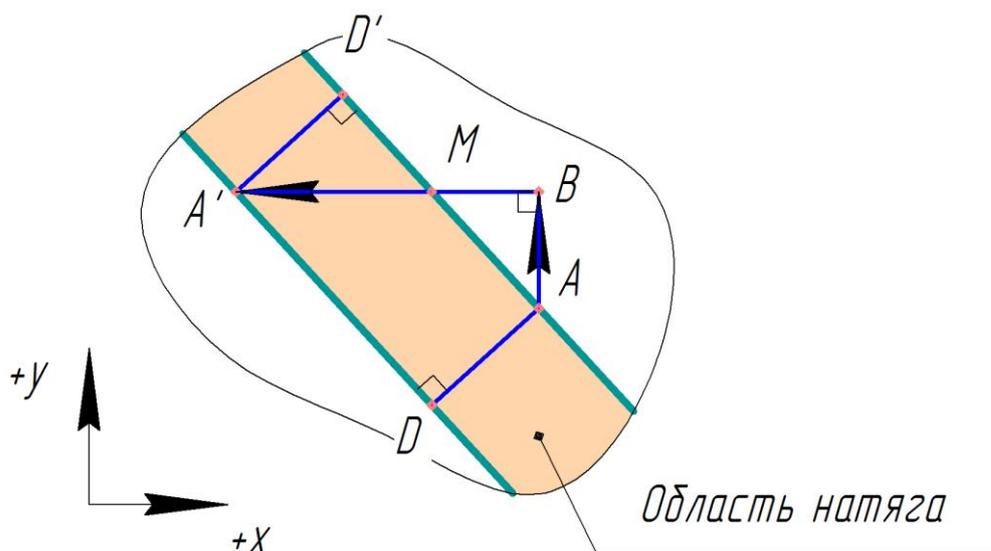


Рисунок 2.6 – Геометрическое пояснение определения величины натяга

В изображенной геометрической фигуре точка А является начальной точкой смещения второй лопатки относительно точки контакта с первой (места стыка согласно чертежу лопатки). АВ – смещение в положительном направлении по оси у, ВА' – в отрицательном по оси х. Отрезок А'D является частью стыковой поверхности второй лопатки в новом положении. Отрезок AD – перпендикуляр, опущенный из точки контакта первой лопатки на стыковую поверхность второй, есть не что иное, как натяг. С целью определения величины этого расстояния проведем тот же отрезок из точки А'. Получим подобные треугольники $\triangle ABM$ и $\triangle A'D'M$ (оба треугольника прямоугольные и $\angle M$ – равный). По признаку подобия имеем: $\frac{A'D'}{AB} = \frac{A'M}{AM}$, где А'D' – величина натяга.

Треугольник $\triangle ABM$ – равнобедренный (следует из конструкции лопатки), поэтому из подобия получаем: $\frac{N}{|Y|} = \frac{|X|-|Y|}{|Y|\sqrt{2}}$. Так как мы определяли величину натяга, то значение должно быть отрицательным, поэтому из соотношения получаем формулу (2.5).

2. Если $X > 0$, $Y < 0$, то натяг N будет определяться по формуле (2.6).

$$N = \frac{|X| - |Y|}{\sqrt{2}} \quad (2.6)$$

Вывод формулы аналогичен первому случаю.

3. Если $X < 0$, $Y < 0$, то натяг N будет определяться по формуле (2.7).

$$N = -\frac{|X| + |Y|}{\sqrt{2}} \quad (2.7)$$

Рассмотрим условия, при которых был получен такой результат. На рисунке 2.7 представлено схематичное отображение третьего случая возникновения натяга по стыковым поверхностям бандажа, где X – это перемещение второй лопатки по оси x в отрицательном направлении, Y перемещение второй лопатки по оси y так же в отрицательном направлении. Иными словами, общее направление смещения лопатки – влево вниз.

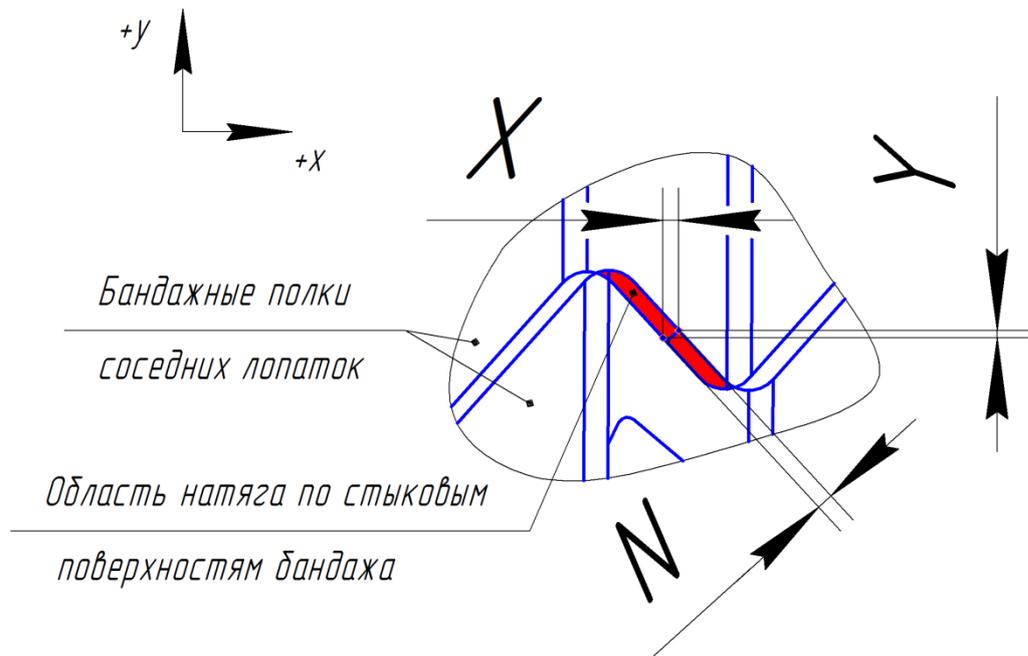


Рисунок 2.7 – Визуализация натяга по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток

Рассмотрим подробнее геометрию полученных перемещений. На рисунке 2.8 отображено геометрическое решение задачи определения величины

натяга по известным координатам замыкающего вектора для рассматриваемого случая.

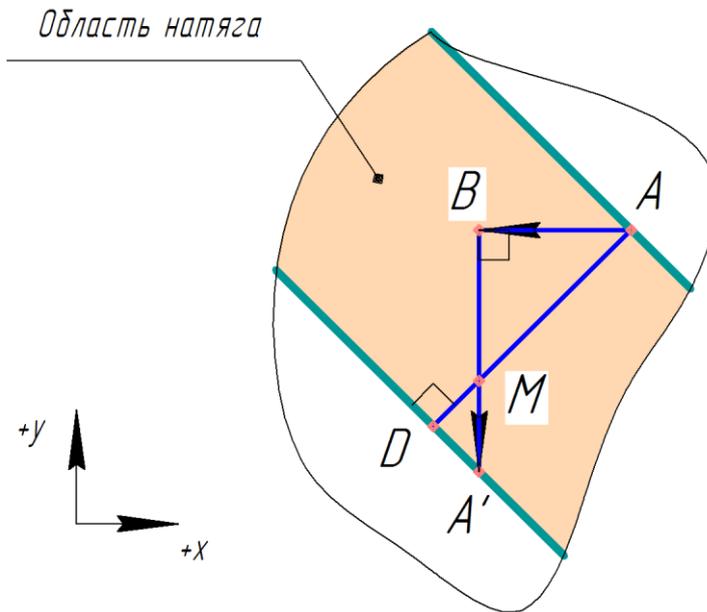


Рисунок 2.8 – Геометрическое пояснение определения величины натяга

В изображенной геометрической фигуре точка А является начальной точкой смещения второй лопатки относительно точки контакта с первой (места стыка согласно чертежу лопатки). АВ – смещение в отрицательном направлении по оси Х, ВА' – в отрицательном по оси Y. Отрезок А'D является частью стыковой поверхности второй лопатки в новом положении. Отрезок AD – перпендикуляр, опущенный из точки контакта первой лопатки на стыковую поверхность второй, есть не что иное, как натяг. Рассмотрим отрезок AD, как сумму двух отрезков AM и DM, и выразим последние из треугольников. Треугольник $\triangle ABM$ – равнобедренный (следует из конструкции лопатки), поэтому $AB=BM$ и $AM = AB\sqrt{2} = |X|\sqrt{2}$ (по теореме Пифагора). Треугольники $\triangle ABM$ и $\triangle A'DM$ подобные (оба треугольника прямоугольные и $\angle M$ – равный), поэтому по признаку подобия имеем: $\frac{DM}{BM} = \frac{A'M}{AM}$ или $AM = \frac{|Y|-|X|}{\sqrt{2}}$. Суммируя полученные выводы, получаем формулу (2.7).

4. Если $X > 0$, $Y > 0$, то в данном случае имеет место образование зазора, натяг N будет определяться по формуле (2.8).

$$N = \frac{|X| + |Y|}{\sqrt{2}} \quad (2.8)$$

Вывод формулы аналогичен вышеописанному случаю 3.

Не менее важным сборочным параметром, значение которого должно строго соответствовать диктуемым технологией сборки величинам, – зазор между поверхностями бандажных полок соседних лопаток Ж.

В этом случае размерная цепь состоит из 13 звеньев. На фрагменте колеса, представленного на рисунке 2.9, наглядно изображена размерная цепь для расчёта рассматриваемого зазора. Начальное положение первого вектора цепи находится на стыковой поверхности бандажной полки лопатки со стороны корыта, а именно, на диаметре простановки размера ширины бандажа (согласно чертежу лопатки). Для дальнейшей размерной связи цепь движется по бандажной полке к точке пересечения оси X лопатки и торцевой плоскости хвостовика ($V_1^{\text{ж}}$). Далее часть рассматриваемой размерной цепи проходит аналогично размерной цепи определения натяга. Цепь спускается на базовую плоскость колеса ($V_2^{\text{ж}}$). Далее следуют два вектора, отвечающие за плоскопараллельное движение лопатки в пазу диска и её качку, $V_3^{\text{ж}}$ и $V_4^{\text{ж}}$ соответственно. Теперь цепь движется уже по оси замкового паза диска. Далее цепь проходит через центр оси вращения рабочего колеса турбины ($V_5^{\text{ж}}$), учитывается угловое расположение второго паза лопатки $V_6^{\text{ж}}$, и цепь выходит уже по оси паза диска для соседней лопатки слева ($V_7^{\text{ж}}$) на базовую плоскость. Здесь также учитывается плоско-параллельное перемещение и качка второй лопатки в замке ($V_8^{\text{ж}}$ и $V_9^{\text{ж}}$). Вектор $V_{10}^{\text{ж}}$ отвечает за выход на бандажный диаметр рабочего колеса. Отсюда цепь движется к точке замера зазора по стыковым поверхностям бандажных полок уже с третьей лопаткой $V_{11}^{\text{ж}}$ и далее возвращается в аналогичную точку замера с первой лопаткой $V_{12}^{\text{ж}}$. Замыкающим звеном является величина зазора по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток ($V_{13}^{\text{ж}}$).

Запишем общее уравнение такой цепи:

$$\vec{V}_1^{\text{Ж}} + \vec{V}_2^{\text{Ж}} + \vec{V}_3^{\text{Ж}} + \vec{V}_4^{\text{Ж}} + \vec{V}_5^{\text{Ж}} + \vec{V}_6^{\text{Ж}} + \vec{V}_7^{\text{Ж}} + \vec{V}_8^{\text{Ж}} + \vec{V}_9^{\text{Ж}} + \vec{V}_{10}^{\text{Ж}} + \vec{V}_{11}^{\text{Ж}} + \vec{V}_{12}^{\text{Ж}} + \vec{V}_{13}^{\text{Ж}} \quad (2.9)$$

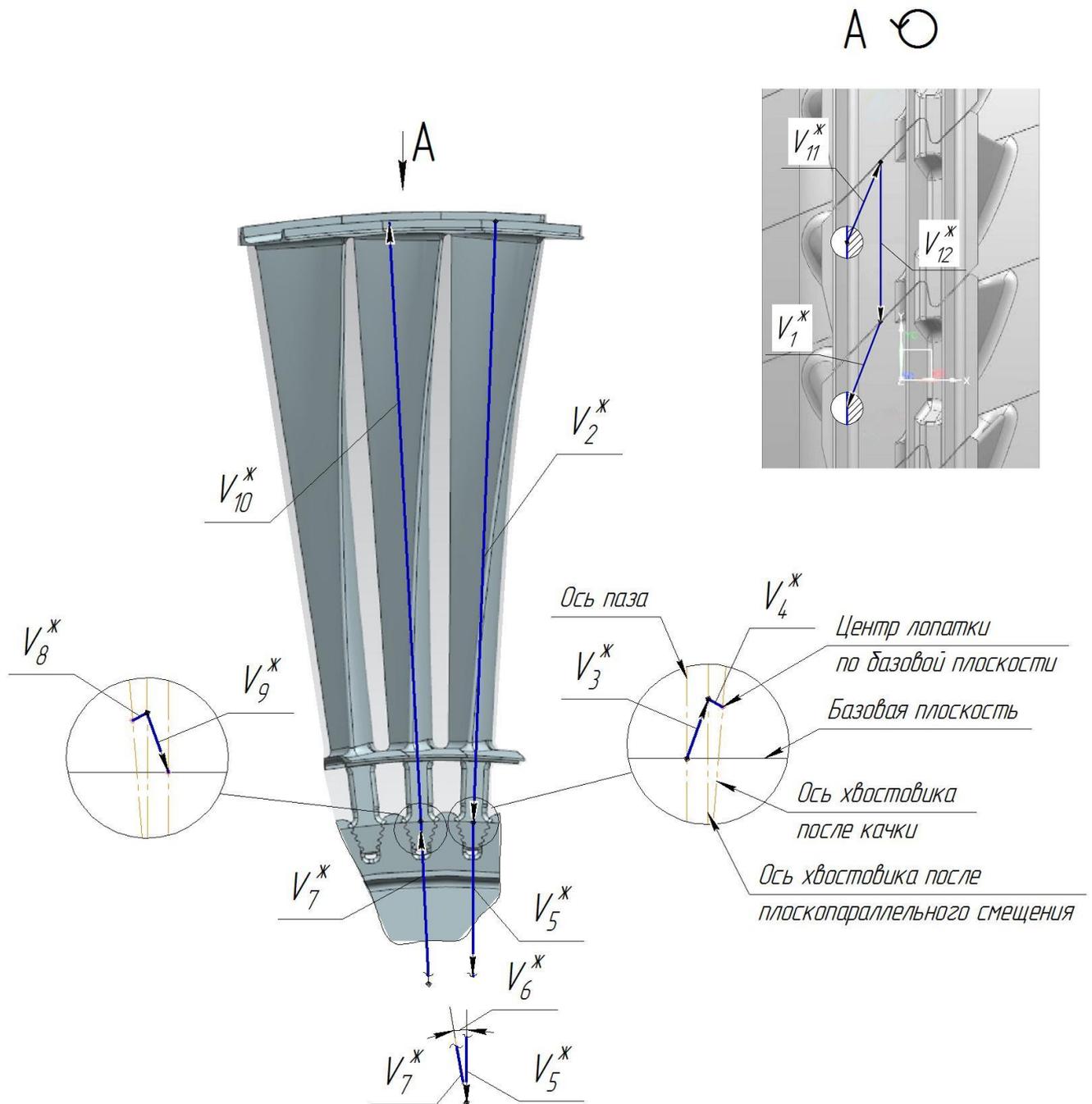


Рисунок 2.9 – Схема размерной цепи для зазора Ж по бандажным полкам соседних лопаток

Заключительным рассматриваемым геометрическим параметром сборки рабочего колеса турбины является зазор по замковым полкам соседних лопаток. В этом случае размерная цепь состоит из 13 звеньев. На фрагменте колеса, представленного на рисунке 2.10, наглядно изображена размерная цепь для

расчёта рассматриваемого зазора. Начальное положение первого вектора цепи находится на замковой полке первой лопатке в месте замера зазора (согласно чертежу лопатки). Отсюда вектор движется по поверхности замковой полки к торцу замка (V_1^E). Затем спускается в направлении оси Z на уровень базовой плоскости (V_2^E). Далее часть рассматриваемой размерной цепи проходит аналогично размерной цепи определения натяга. Цепь включает в себя два вектора, отвечающие за плоско-параллельное движение лопатки в пазу диска и ее качку, V_3^E и V_4^E , соответственно. Теперь цепь движется уже по оси замкового паза диска. Далее цепь проходит через центр оси вращения рабочего колеса турбины (V_5^E), учитывается угловое расположение второго паза лопатки V_6^E , и цепь выходит уже по оси паза диска для соседней лопатки слева (V_7^E) на базовую плоскость. Здесь также учитывается плоско-параллельное перемещение и качка второй лопатки в замке (V_8^E и V_9^E). Вектор V_{10}^E отвечает за выход на уровень замковой полки второй лопатки. Отсюда цепь движется к точке замера зазора по замковым полкам второй и третьей лопаток V_{11}^E . Завершается размерная цепь из числа составляющих звеньев вектором V_{12}^E , отвечающим за передвижение цепи в точку замера зазора по замковым полками первой и второй лопаток. Замыкающим звеном размерной цепи является вектор V_{13}^E , который и даёт представление о величине зазора по замковым полкам соседних лопаток.

Запишем размерную цепь в векторном виде как:

$$\vec{V}_1^E + \vec{V}_2^E + \vec{V}_3^E + \vec{V}_4^E + \vec{V}_5^E + \vec{V}_6^E + \vec{V}_7^E + \vec{V}_8^E + \vec{V}_9^E + \vec{V}_{10}^E + \vec{V}_{11}^E + \vec{V}_{12}^E + \vec{V}_{13}^E = 0 \quad (2.10)$$

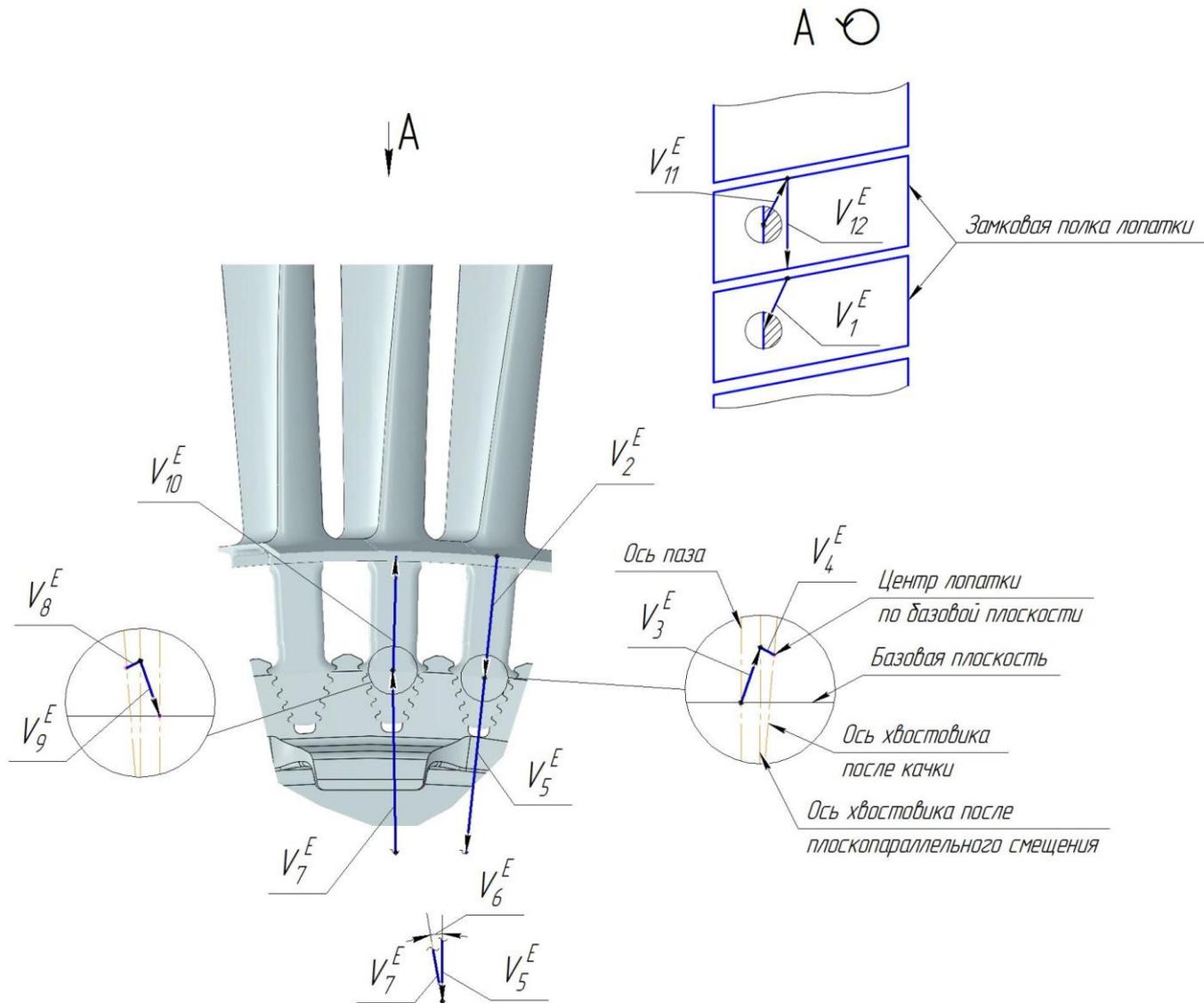


Рисунок 2.10 – Схема размерной цепи для зазора E по замковым полкам соседних лопаток

Представленные выше размерные цепи (системы) являются так же взаимосвязанными между собой, так как для сборочного процесса важно рассмотреть их в строгой корреляции друг с другом. В противном случае высока вероятность проявления ошибок и неточностей сборки. Например, при расчётах размерных цепей натяга по стыковым поверхностям бандажных полок и зазора получили несоответствия величин значениям, указанным в технологии. При проведении корректирующих мероприятий, направленных на приведение

натяга к соответствующему значению, одновременно решится вопрос и с необходимым зазором.

2.4 Параметрическая модель для оценки качки лопаток в пазах диска

Как было описано в п.1.5, лопатки, поступающие на сборку, по результатам измерений разбиваются на три группы точности в зависимости от размера по проволочкам в замковой части лопатки или паза. На рисунке 2.11 этот размер соответствует обозначению L1.

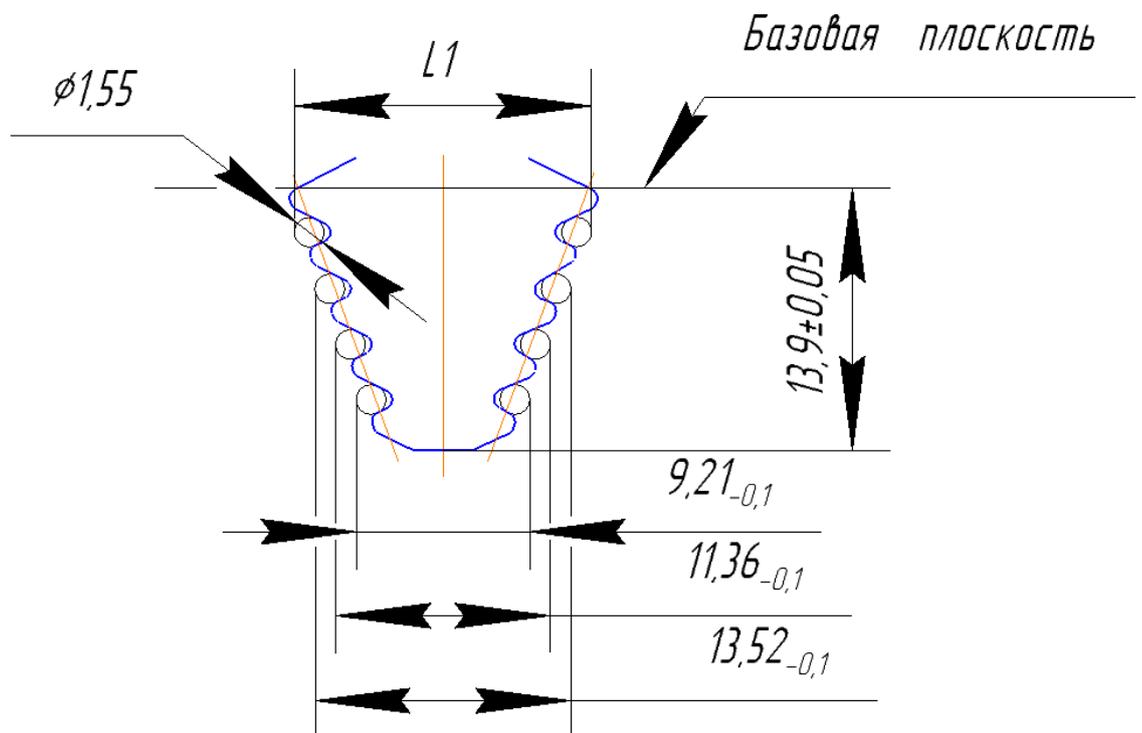


Рисунок 2.11 – Замок с размерами лопатки

В программном пакете КОМПАС была разработана параметрическая модель хвостовика лопатки и фрагмента диска, представленного замковым пазом. Модель позволяет визуализировать соединение лопатка-диск для различных групп точности замковой части и определить границы допустимых значений плоскопараллельного перемещения лопатки в пазу диска и её качку.

С помощью параметрической модели замковой части были получены данные по положению лопатки в пазу диска в зависимости от группы точности размеров замка. Замеры велись по трём параметрам: плоскопараллельное

смещение лопатки в пазу, качка лопатки в пазу и положение центра лопатки, расположенного на базовой плоскости (начало координат). Иными словами, последнее является результирующим значением, получаемым при плоскопараллельном перемещении и качке лопатки в пазу.

Таблица 2.1 – Распределение диапазона изменения положения лопатки в пазу в зависимости от группы точности размеров

Группа \ Параметр	Плоско-параллельное смещение S, мм	Качка лопатки в пазу α , градусы	Положение центра лопатки C, мм
I	$S_y = -0,0046$ $S_z = 0,0087$	$(-0,045; 0)$	$C_y = -0,0139$ $C_z = 0,0115$
II	$S_y = -0,0086$ $S_z = 0,0161$	$(-0,07; 0,07)$	$C_y = -0,0232$ $C_z = 0,0204$ $C_y = 0,0060$ $C_z = 0,0118$
III	$S_y = 0,0$ $S_z = 0,0$	За счёт деформации	$C_y = 0,0$ $C_z = 0,0$

При плоскопараллельном смещении происходит касание хвостовика лопатки и паза диска по одному из витков (рисунок 2.12). Далее рассматривается возможность качки лопатки относительно точки касания. Однако значение наклона лопатки рассматривается именно как угол между осями лопатки и паза.

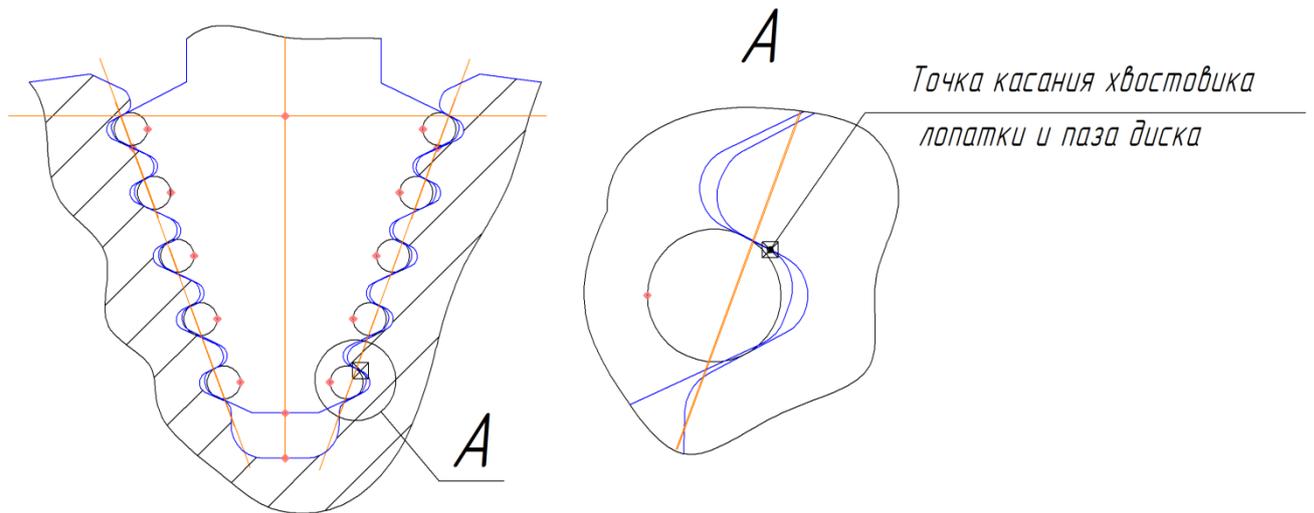


Рисунок 2.12 – Плоскопараллельное смещение хвостовика лопатки в пазу диска

Анализируя данные таблицы, видно, что для второй группы точности характерен диапазон значений для положения центра лопатки, кроме того, качка возможна как по часовой стрелке, так и против. Третья группа точности является наиболее проблемной в отношении подвижности лопатки в пазу, что может отразиться на отсутствии компенсации в случае излишнего натяга по бандажным полкам. Однако данные условия позволяют в дальнейшем внести доработки по сопрягаемым деталям: при удалении части материала лопатки могут перейти в категорию первой или второй групп размеров замковой части. В тоже время, при учёте жёсткости лопаток и диска, можно вести речь о возможной качке лопатки в пазу за счёт деформации тел.

2.5 Функциональная зависимость для определения уточнённых значений натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток

В этом разделе главы описана функциональная зависимость, позволяющая уточнять значения натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток РК с учётом их взаимного влияния. Уточнение натягов посредством функциональной зависимости выполняется в два этапа с использованием двух выражений. Первое из них (2.37) позволяет определить

величины углов разворота бандажных полок лопаток при сборке РК по значениям сил, возникающих между стыковыми поверхностями полок. Второе выражение (2.29) позволяет оценить величину этих сил на основе индивидуальных размеров лопаток

2.5.1 Оценка величины силы, возникающей в месте стыка по бандажным полкам лопаток

При контакте соседних лопаток по стыковым поверхностям бандажных полок формируется натяг и возникают силы. Контактные площадки стыковых поверхностей лопаток между собой параллельны, поэтому в модели используем нормальную составляющую силы.

На рисунке 2.13 представлено схематичное отображение контакта двух лопаток, между которыми по стыковым поверхностям бандажных полок образовался натяг.

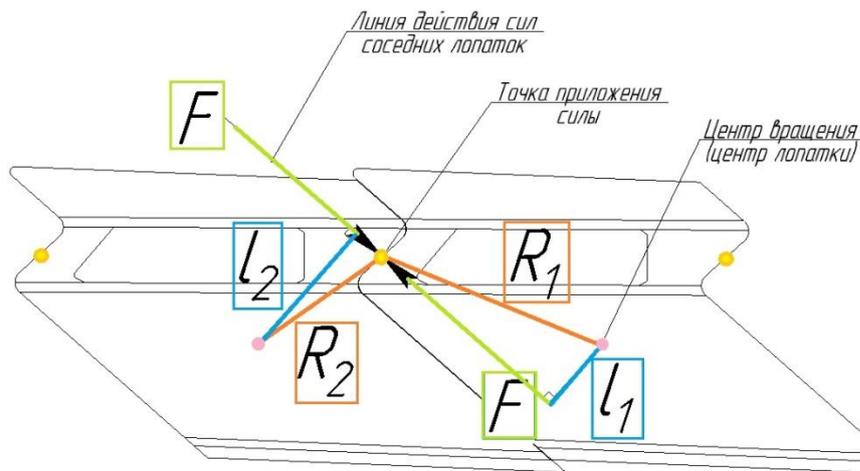


Рисунок 2.13 – Схематичное отображение места контакта по бандажному венцу двух соседних лопаток

При воздействии силы F , возникающей из-за натяга, лопатка будет стремиться развернуться. В этом случае натяг и угол разворота соседних лопаток будут находиться в следующей зависимости (2.11):

$$N = 2\pi R_1 \alpha_1 + 2\pi R_2 \alpha_2 \quad (2.11)$$

где R_1 и R_2 – радиус вращения при закрутке лопаток 1 и 2, соответственно,

α_1 и α_2 – угол поворота лопаток 1 и 2, соответственно,

$2\pi R_1 \alpha_1$ – длина дуги – расстояние, на которое будут перемещаться точки места контакта по стыковым поверхностям бандажа первой лопатки, а $2\pi R_2 \alpha_2$ – для второй.

Опираясь на основные теоретические аспекты при расчётах на жёсткость и прочность тел, испытывающих кручение, имеем следующие зависимости для угла закрутки (2.12, 2.13):

$$\alpha_1 = M_1 k \quad (2.12)$$

$$\alpha_2 = M_2 k \quad (2.13)$$

где M_1, M_2 – величина момента, возникающего при закрутке, для первой и второй лопаток соответственно, и $M = l \cdot F$ (l – плечо возникающей силы F),

$k = \frac{1}{G \cdot I_x}$ – податливость, G – модуль упругости, I_x – момент инерции при кручении.

Заменим углы закрутки в выражении (2.11) зависимостями (2.12) и (2.13).

$$N = 2\pi R_1 M_1 k + 2\pi R_2 M_2 k \quad (2.14)$$

$$N = 2\pi (R_1 l_1 F_1 k - R_2 l_2 F_2 k) \quad (2.15)$$

Знак минус в выражении свидетельствует о том, что по чертежу лопатки (а именно, бандажной части) видно, что плечо для второй лопатки. Т.к. согласно второму закону Ньютона, возникающие силы F_1 и F_2 будут равны друг другу, момент будет больше у второй лопатки, и она, разворачиваясь сама по часовой стрелке (отрицательное направление), будет стремиться развернуть первую лопатку против часовой стрелки (положительное направление).

Тогда получим

$$N = 2\pi k(R_1 l_1 F - R_2 l_2 F) \quad (2.16)$$

$$\frac{N}{2\pi k} = F(R_1 l_1 - R_2 l_2) \quad (2.17)$$

$$F = \frac{N}{2\pi k(R_1 l_1 - R_2 l_2)} \quad (2.18)$$

Определив численное значение возникающей силы F , можем найти величины углов разворота лопаток α_1 и α_2 .

Однако в так называемой «цепке» могут оказаться более двух лопаток. В этом случае количество членов уравнения будет гораздо больше и целесообразнее переходить к матричному виду решения задачи.

Рассмотрим случай, когда в контакте находятся три лопатки (рисунок 2.14).

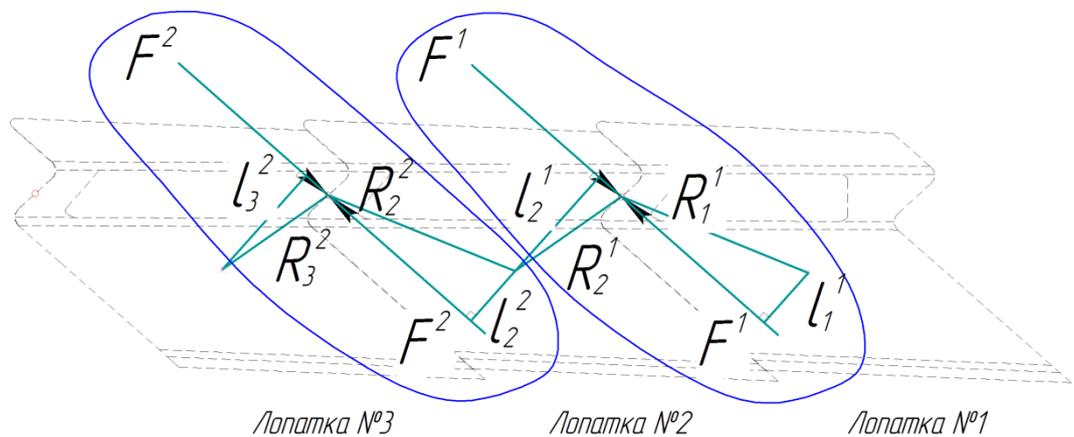


Рисунок 2.14 – Схематичное отображение трёх лопаток РК, находящихся в контакте по бандажному венцу

В этом случае на три лопатки оказывают действие четыре силы, попарно равные друг другу по модулю. Для поиска неизвестных получаем систему из двух уравнений.

$$\begin{cases} N^1 = 2\pi R_1^1 \alpha_1 + 2\pi R_2^1 \alpha_2 \\ N^2 = 2\pi R_2^2 \alpha_2 + 2\pi R_3^2 \alpha_3 \end{cases} \quad (2.19)$$

Верхние индексы в формулах указывают на принадлежность к номеру пары контактирующих лопаток, а нижние – на номер лопаток в отдельности.

Учитывая направление приложения сил, углы разворота лопаток будут соответствовать выражениям (2.20):

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= M_1 k = F^1 l_1^1 k \\ \alpha_2 &= M_2 k = (-F^1 l_2^1 + F^2 l_2^2) k \\ \alpha_3 &= M_3 k = -F^2 l_3^2 k\end{aligned}\tag{2.20}$$

Заменяя углы в системе уравнений (2.19) на выражения (2.20) и выполнив небольшие преобразования, получим:

$$\begin{cases} N^1 = 2\pi k R_1^1 l_1^1 F^1 - 2\pi k R_2^1 l_2^1 F^1 + 2\pi k R_2^1 l_2^2 F^2 \\ N^2 = -2\pi k R_2^2 l_2^1 F^1 + 2\pi k R_2^2 l_2^2 F^2 - 2\pi k R_3^2 l_3^2 F^2 \end{cases}\tag{2.21}$$

Сгруппируем выражения системы (2.21) по силам воздействия:

$$\begin{cases} N^1 = F^1 (2\pi k R_1^1 l_1^1 - 2\pi k R_2^1 l_2^1) + F^2 (2\pi k R_2^1 l_2^2) \\ N^2 = F^1 (-2\pi k R_2^2 l_2^1) + F^2 (2\pi k R_2^2 l_2^2 - 2\pi k R_3^2 l_3^2) \end{cases}\tag{2.22}$$

Запишем систему уравнений (2.22) в виде матрицы:

$$\begin{pmatrix} N^1 \\ N^2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\pi k R_1^1 l_1^1 - 2\pi k R_2^1 l_2^1 & 2\pi k R_2^1 l_2^2 \\ -2\pi k R_2^2 l_2^1 & 2\pi k R_2^2 l_2^2 - 2\pi k R_3^2 l_3^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F^1 \\ F^2 \end{pmatrix}\tag{2.23}$$

С целью выявления закономерности матричного уравнения для решения задачи поиска сил, возникающих по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток, при явлении заклинивания или сцепки, рассмотрим случай для четырёх лопаток (рисунок 2.15).

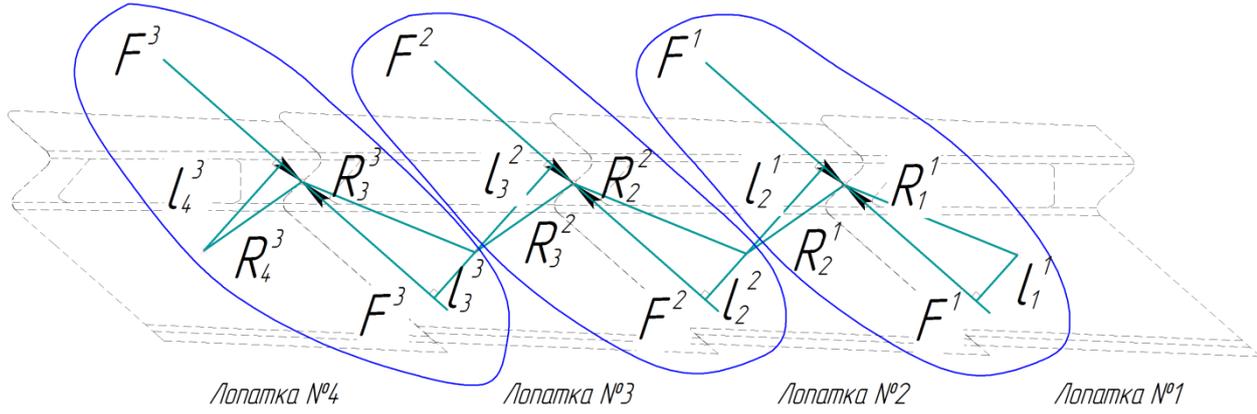


Рисунок 2.15 – Схематичное отображение четырёх лопаток РК, находящихся в контакте по бандажному венцу

В этом случае углы закрутки лопаток можно выразить как уравнения силового состояния вида:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= M_1 k = F^1 l_1^1 k \\ \alpha_2 &= M_2 k = (-F^1 l_2^1 + F^2 l_2^2) k \\ \alpha_3 &= M_3 k = (-F^2 l_3^2 + F^3 l_3^3) k \\ \alpha_4 &= M_4 k = -F^3 l_4^3 k\end{aligned}\quad (2.24)$$

Тогда по аналогии с выражением (2.22) запишем систему уравнений:

$$\begin{cases} N^1 = F^1(2\pi k R_1^1 l_1^1 - 2\pi k R_2^1 l_2^1) + F^2(2\pi k R_2^1 l_2^2) \\ N^2 = F^1(-2\pi k R_2^2 l_2^1) + F^2(2\pi k R_2^2 l_2^2 - 2\pi k R_3^2 l_3^2) + F^3(2\pi k R_3^2 l_3^3) \\ N^3 = F^2(-2\pi k R_3^3 l_3^2) + F^3(2\pi k R_3^3 l_3^3 - 2\pi k R_4^3 l_4^3) \end{cases}\quad (2.25)$$

Если предположить, что в каждом уравнении системы (2.25) должны присутствовать все три возникающие силы, то введем недостающие члены с коэффициентом, равным нулю. Тогда система (2.25) примет вид:

$$\begin{cases} N^1 = F^1(2\pi k R_1^1 l_1^1 - 2\pi k R_2^1 l_2^1) + F^2(2\pi k R_2^1 l_2^2) + F^3 \cdot 0 \\ N^2 = F^1(-2\pi k R_2^2 l_2^1) + F^2(2\pi k R_2^2 l_2^2 - 2\pi k R_3^2 l_3^2) + F^3(2\pi k R_3^2 l_3^3) \\ N^3 = F^1 \cdot 0 + F^2(-2\pi k R_3^3 l_3^2) + F^3(2\pi k R_3^3 l_3^3 - 2\pi k R_4^3 l_4^3) \end{cases}\quad (2.26)$$

Запишем систему (2.26) в матричном виде:

$$\begin{pmatrix} N^1 \\ N^2 \\ N^3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\pi k R_1^1 l_1^1 - 2\pi k R_2^1 l_2^1 & 2\pi k R_2^1 l_2^2 & 0 \\ -2\pi k R_2^2 l_2^1 & 2\pi k R_2^2 l_2^2 - 2\pi k R_3^2 l_3^2 & 2\pi k R_3^2 l_3^3 \\ 0 & -2\pi k R_3^3 l_3^2 & 2\pi k R_3^3 l_3^3 - 2\pi k R_4^3 l_4^3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F^1 \\ F^2 \\ F^3 \end{pmatrix} \quad (2.27)$$

В выражении (2.28) наглядно продемонстрирована закономерность в формировании матрицы коэффициентов: с увеличением количества лопаток в сцепке матрица прибавляется «уголком»:

$$\begin{pmatrix} N^1 \\ N^2 \\ N^3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\pi k R_1^1 l_1^1 - 2\pi k R_2^1 l_2^1 & 2\pi k R_2^1 l_2^2 & 0 \\ -2\pi k R_2^2 l_2^1 & 2\pi k R_2^2 l_2^2 - 2\pi k R_3^2 l_3^2 & 2\pi k R_3^2 l_3^3 \\ 0 & -2\pi k R_3^3 l_3^2 & 2\pi k R_3^3 l_3^3 - 2\pi k R_4^3 l_4^3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F^1 \\ F^2 \\ F^3 \end{pmatrix} \quad (2.28)$$

Таким образом, становится возможным определить требуемые величины, а именно, силы воздействия по месту контакта, для любого количества лопаток в сцепке, записав уравнения в виде матрицы, с учётом выведенной закономерности. Величина силового фактора определяется через обратную матрицу (2.29):

$$\begin{pmatrix} F^1 \\ F^2 \\ F^3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\pi k R_1^1 l_1^1 - 2\pi k R_2^1 l_2^1 & 2\pi k R_2^1 l_2^2 & 0 \\ -2\pi k R_2^2 l_2^1 & 2\pi k R_2^2 l_2^2 - 2\pi k R_3^2 l_3^2 & 2\pi k R_3^2 l_3^3 \\ 0 & -2\pi k R_3^3 l_3^2 & 2\pi k R_3^3 l_3^3 - 2\pi k R_4^3 l_4^3 \end{pmatrix}^{-1} \times \begin{pmatrix} N^1 \\ N^2 \\ N^3 \end{pmatrix} \quad (2.29)$$

Числовое значение силового фактора можно применить для вычисления величины угла разворота лопаток.

2.5.2 Оценка угла разворота торцевой части бандажной полки лопатки относительно замковой части по величине натяга

На производстве о величине натяга судят косвенным образом через величину разворота торцевой части бандажной полки относительно замковой.

Для дальнейшего сопоставления значений, получаемых при расчёте размерной цепи рассматриваемого геометрического сборочного параметра, и значений разворота полки приведем первое к виду второго.

На рисунке 2.16 изображен фрагмент контакта двух соседних лопаток по стыковым поверхностям бандажных полок. Представим площадь контакта в виде прямоугольника, одной из сторон которого будет величина натяга N (результат расчёта размерной цепи), а другой – длина поверхности контакта S . Если лопатки в равной степени воздействуют друг на друга, то каждая из них будет стремиться повернуться на равный угол β .

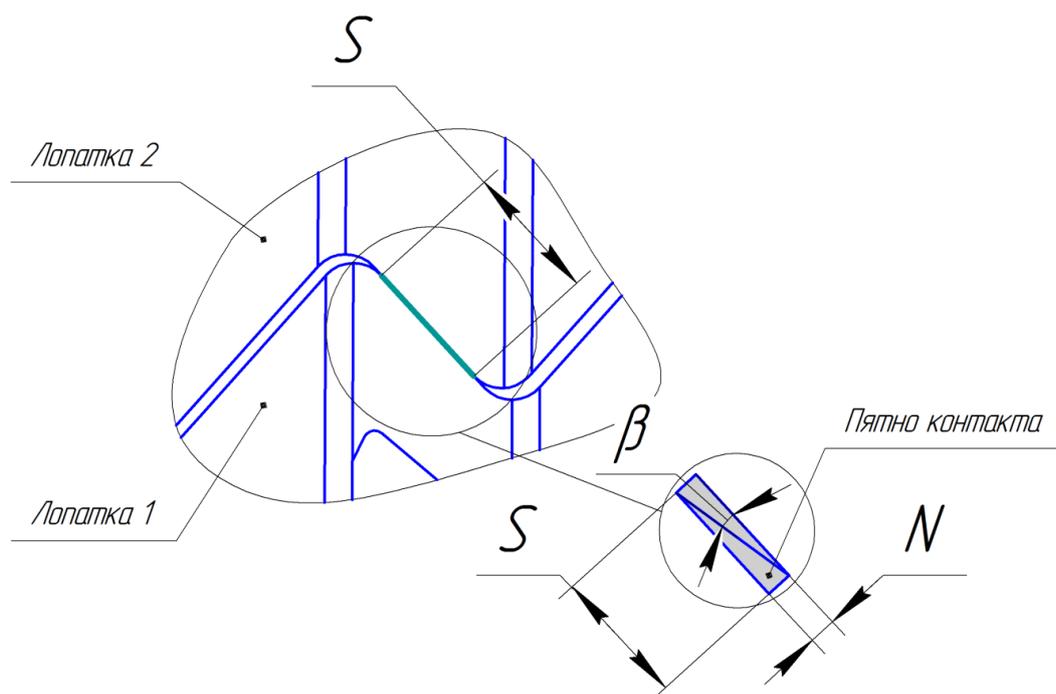


Рисунок 2.16 – Фрагмент рабочего колеса турбины

Тогда угол поворота лопатки можно выразить через натяг:

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{N}{S} \quad (2.30)$$

Именно на этот угол развернется бандажный венец, а значит, торец бандажной полки относительно торца замковой полки лопатки. Факт разворота бандажного венца лопатки указывает на необходимость учёта жёсткости. Это абсолютный угол разворота, т.е. при условии неограниченного разворота бандажу ничего не мешает разворачиваться до тех пор, пока натяг не станет равным нулю. В модели, учитывающей жёсткость лопатки, угол будет меньше абсолютного. Из разницы этих углов можно пересчитать величину реального натяга.

Таким образом, становится возможным сопоставление результатов численных расчётов натяга с экспериментальными, выраженными в виде разворота бандажной полки лопатки относительно замковой.

Анализируя работы, связанные со сборочным процессом, можно выделить несколько направлений, в которых проводят исследования: автоматизация сборочного процесса [52-57], выбор метода процесса сборки [58-65], применение виртуальной сборки [66-74] и другие. Не менее важным является взаимодействие деталей во время сборки и последующего функционирования изделия. В соединениях, где положение контактирующих деталей друг относительно друга является определяющим для благополучной работы изделия, как в случае рабочего колеса турбины, важно выявить силовые факторы, оказывающие наибольшее влияние на положение соседних деталей. Это связано с тем, что под воздействием силовых факторов детали перемещаются, образуя натяги и зазоры в соединениях. По этой причине при назначении допусков на сборочные параметры, необходимо учитывать деформацию контактирующих деталей, вызванную воздействием силовых факторов.

Стоит учитывать, что под воздействием силовых факторов меняется напряженно-деформируемое состояние деталей, что непосредственно связано с их жёсткостью.

К примеру, согласно источнику [75], при расчёте натяга между стыковыми поверхностями лопаток с бандажными полками учитываются следующие условия:

$$t_p \cos \beta = b, \quad (2.31)$$

$$\Delta b = b - b_0 = \frac{P}{c_1}, \quad (2.32)$$

$$\Delta \beta = \beta - \beta_0 = -\frac{Pt_p \sin \beta}{c_2}, \quad (2.33)$$

где $t_p = 2\pi r_u / z$ – шаг лопаток на радиусе расположения полок

b_0 и b – расстояние между контактными поверхностями, соответственно, до и после сборки;

β_0 и β – угол наклона контактных поверхностей к окружному направлению до и после сборки;

P – сила контактного давления между бандажными полками;

c_1 – жёсткость бандажной полки на сжатие (включая смятие по контактным поверхностям);

c_2 – жёсткость лопатки на кручение.

Величина $\Delta\beta$ показывает, в какой мере повернётся лопатка, при условии приложения силы P , рассматривая при этом лопатку как нежёсткое тело (рисунок 2.17).

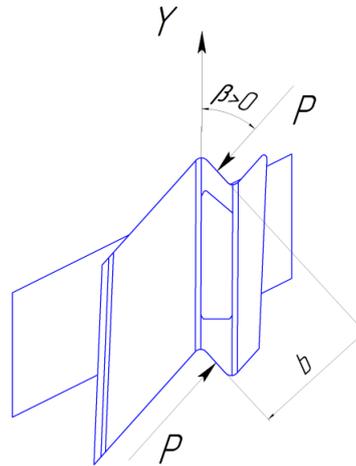


Рисунок 2.17 – Схематичное отображение силы, прикладываемой к стыковым поверхностям бандажа лопатки

Осуществив некоторые математические преобразования, параметр можно вычислить двумя способами [75]:

$$\Delta\beta = -\frac{(Pt_p \sin \beta_0) / c_2}{1 + (Pt_p \cos \beta_0) / c_2} \quad (2.34)$$

$$\Delta\beta \approx \frac{\cos \beta_0 - \cos \beta}{\sin \beta_0} = -\frac{b_0 - t_p \cos \beta_0}{t_p \sin \beta_0} \quad (2.35)$$

Используя формулу (2.34) можно определить угол наклона непосредственно через величину усилия по контактным поверхностям. При этом сила определяется как:

$$P \approx \frac{b_0 - t_p \cos \beta_0}{\frac{1}{c_1} + \frac{t_p}{c_2} (t_p - b_0 \cos \beta_0)} \quad (2.36)$$

Имея данные о геометрии лопатки до сборки, при выбранном усилии P можно определить изменение угла наклона контактной поверхности бандажной полки лопатки к окружному направлению, а также расстояние между контактными поверхностями после сборки. Одновременно с подобными расчётами на этапе проектирования изделия с целью определения величины сборочных параметров решают размерные цепи.

При этом в размерной цепи необходимо учитывать и силовой фактор, например, в виде некоторого составляющего звена, вектора. Таким образом, применяя принцип эквивалентности систем и заменяя действие реальных силовых факторов эквивалентными, можно получить расчётную схему, позволяющую прогнозировать выходные геометрические сборочные параметры изделия.

Однако рассчитав по формулам усилие, нельзя использовать данные в таком виде в размерной цепи. Поэтому в рамках проектного расчёта также должна быть создана модель, визуализирующая соединения отдельных деталей или все изделие. Задав граничные значения силовых факторов, вычисляем положение деталей при сборке. Анализируя результат, получаем информацию о перемещении конкретных точек контактирующих поверхностей, которую можно выразить как вектор, зависящий от величины силового фактора, и использовать в размерной цепи.

Проектный расчёт требует проверки и уточнения, так как модель может не учитывать (или неверно учитывать) жёсткость деталей, от которой зависит деформация находящихся в контакте деталей, поэтому следует провести натурный эксперимент. Это позволит вывести расчётную модель на реальный результат и уточнить её с помощью коэффициента. Одним из вариантов регулировки модели может выступать материал деталей, а именно, его свойства.

2.6 Конечно-элементная модель лопатки для оценки её перемещений с учётом действия силовых факторов при сборке рабочего колеса

В данной работе для определения величины реального натяга (т.е. с учётом жёсткости деталей) предлагается использовать зависимость угла разворота торцевой части бандажной полки относительно замковой от возникающей между соседними лопатками силы. С этой целью в программном комплексе ANSYS была реализована расчётная модель, представляющая собой объёмную модель лопатки рабочего колеса турбины с приложенными по стыковым поверхностям бандажа моментами (усилиями). Эти моменты есть результат воздействия со стороны соседних лопаток рабочего колеса в собранном состоянии. На рисунке 2.18 представлена расчётная модель лопатки.

В таблице 2.2 представлены значения перемещения точек стыковых поверхностей лопатки, при условии приложения различных усилий. В столбцах 3-4 указана информация о перемещениях выбранной точки левой стыковой поверхности (относительно выбранного начала координат), а в столбцах 5-6 – соответственно, правой. Численные значения величин моментов были взяты исходя из статистических данных, указанных в технической документации.



Рисунок 2.18 – Расчётная модель лопатки в программном комплексе ANSYS

Таблица 2.2 – Результаты работы расчётной модели: перемещение точки контакта

Момент, кг*м	Угол раз. Пред, град. Мин	-X, X	-X, Y	+X, X	+X, Y
		мм	мм	мм	мм
1	2	3	4	5	6
0,13	0°22'	0,109773	-0,01644	0,121546	0,235681
0,26	0°44'	0,194214	-0,02908	0,215042	0,416974
0,33	1°06'	0,30322	-0,0454	0,335738	0,651007
0,45	1°28'	0,411458	-0,06161	0,455584	0,883391
0,53	1°50'	0,519696	-0,07781	0,575429	1,115776
0,63	2°12'	0,633308	-0,09482	0,701225	1,359698
0,78	2°34'	0,74999	-0,11229	0,83042	1,610212
0,89	2°43'	0,846713	-0,12678	0,937517	1,817875

Для наглядной демонстрации результатов построены графики зависимостей перемещения точек левой и правой стыковых поверхностей по координатам X (рисунок 2.19, а) и Y (рисунок 2.19, б) от воздействующего силового фактора (момента).

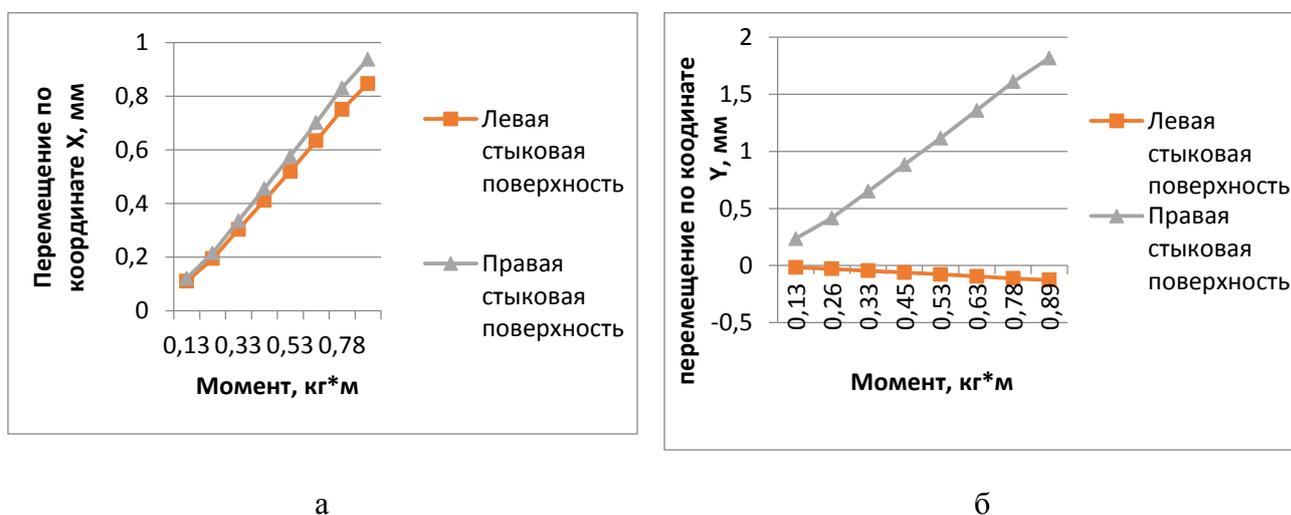


Рисунок 2.19 – Графики зависимости положения стыковых поверхностей от силы, возникающей при сборке РК

По графикам видно, что перемещение в направлении оси Y по левой и правой стыковым поверхностям происходит в противоположном направлении, что указывает на разворот бандажной части лопатки относительно замковой. По перемещению можем судить о величине натяга. Зависимости имеют линейный характер.

Для достаточного основания полагать, что описанная выше модель работает верно, и конечным данным можно доверять, необходимо экспериментальное подтверждение и при необходимости корректировка модели, путем введения коэффициентов, приводящих конечный результат к реальным значениям.

Воспользуемся накопленными знаниями по экспериментальной части вопроса сборки рабочего колеса турбины. В работе [76] автор проводит эксперимент по определению величины деформации лопаток в зависимости от угла закрутки. Для осуществления эксперимента автор использовал следующее оборудование:

- приспособление для закрутки лопаток,
- индикаторные часы,
- динамометрический ключ,
- измеритель деформаций цифровой,
- технологическая оснастка для сборки колеса турбины.

Эксперимент заключался в следующем. Сначала производились замеры по деформации лопаток в свободном состоянии. Затем лопатки поочередно устанавливались в специально подготовленное устройство, позволяющее жёстко закрепить хвостовую часть и одновременно с этим имеющее место для упора бандажной полки лопатки. Прикладывая усилие, момент, а именно производя закрутку лопатки, вновь осуществляли замер. Разница показаний прибора составляла величину деформации. По результатам эксперимента была составлена таблица зависимости величины деформации от угла закрутки.

Кроме того, был проведен эксперимент на предмет влияния изгибающих сил на величину деформации. В ходе эксперимента выяснено, что это влияние минимально и им можно пренебречь.

По результатам проведенного эксперимента можно уточнить расчётную модель лопатки в ANSYS, то есть подобрать такие параметры, чтобы результат перемещения от угла закрутки бандажной части относительно замковой соответствовал экспериментальным данным.

В качестве коэффициента для приведения расчётной модели к реальной был выбран модуль упругости Юнга материала, из которого выполнена лопатка. Методом подбора выводим результат работы модели к значениям, полученным в натурном эксперименте. Тем самым, полученная модель может быть использована при расчёте размерных цепей сборочных параметров с учётом жёсткости системы лопатка-диск.

С помощью разработанной модели был построен график зависимости угла разворота торцевой части бандажной полки относительно замковой от силы, возникающей по стыковым поверхностям контакта соседних лопаток. Как было сказано ранее, зависимость носит линейный характер. На рисунке 2.20 представлен результат.

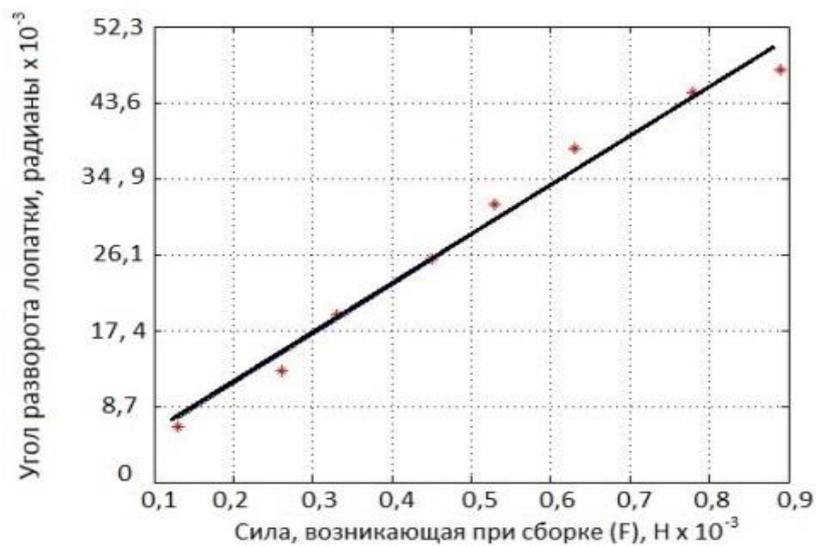


Рисунок 2.20 – График зависимости угла разворота торцевой части бандажной полки относительно замковой от силы

По этим данным было определено выражение (2.37), которое позволяет определить уточнённую величину натяга, оцениваемую в ходе сборки РК по углу разворота бандажной полки лопатки:

$$\alpha_i = 98,14 \times F^j + 12,73 \times 10^{-3}, \quad (2.37)$$

где α_i - угол разворота торцевой части бандажной полки относительно замковой полки (нижний индекс i обозначает номер лопатки), F^j - возникающая между

соседними лопатками сила (верхний индекс j обозначает номер пары соседних лопаток)

2.7 Алгоритм расчёта сборочных параметров рабочего колеса турбины

В п.2.1 описана укрупненная схема оценки величины сборочных параметров РК турбины (рисунок 2.1). Согласно этой схеме на рисунке 2.21 в виде блок-схемы представлена разработанная методика расчета вышеупомянутых параметров.



Рисунок 2.21 – Блок-схема алгоритма расчёта геометрических сборочных параметров РК турбины

Размерная цепь рабочего колеса турбины ГТД формируется геометрическими параметрами диска и множества лопаток. Поэтому на первом этапе, согласно размерам чертежа, в программу вносятся геометрические параметры лопатки и диска – исходные данные. Уже на этом этапе учитывается возможность перемещения лопатки в пазу диска.

Далее на втором этапе формируется таблица векторов, составляющих и замыкающего звеньев, участвующих в цепи. Третий этап работы алгоритма заключается в суммировании векторных размерных цепей, описанных в п. 2.2, и получении результатов вероятностного характера – матрица значений

замыкающего звена цепи. На четвертом этапе реализуется оптимизация параметров, суть которой описана в п. 2.1: определяем натяги в зависимости от положения лопаток в пазах, учитывая при этом, что рабочее колесо в сборе. Пятый этап посвящен определению величин сил, возникающих между соседними лопатками в месте контакта, математическая часть чего представлена в п.2.4. По результатам в шестом этапе по графику зависимости угла разворота от силового фактора, полученного с помощью конечно-элементной модели, определяем угол поворота лопаток с учётом их жёсткости. Далее в седьмом этапе решаем обратную задачу по поиску натяга по стыковым поверхностям бандажных полок, который уже учитывает взаимное влияние лопаток друг на друга с учётом жёсткости.

Завершающим этапом в алгоритме является анализ результатов – сравнение полученных значений с реальными цифрами.

Выводы по главе 2

1. Разработан метод обеспечения геометрической точности сборки РК турбины авиационного ГТД, предполагающий решение задачи в два этапа: первый – расчёт геометрических сборочных параметров РК, как абсолютно жёсткого тела, второй – уточнённый расчёт геометрических сборочных параметров с учётом жёсткости лопаток.

2. Разработана модель оценки геометрических сборочных параметров рабочего колеса на примере натяга по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток. В основе модели лежит оптимизационная задача поиска положения лопаток в пазах диска, изменяющегося в результате их качки, при условии минимизации возникающего между соседними лопатками натяга.

3. Представлены размерные цепи для расчёта геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины. Результатом решения цепи для сборочного параметра – натяга, являются координаты положения

замыкающего вектора. Для возможности оценки величины натяга представлено геометрическое преобразование результата решения цепи.

4. Создана параметрическая модель замковой части лопатки и паза диска, учитывающая плоскопараллельное перемещение лопатки в пазу диска и качку. Эти данные необходимы для определения граничных условий в модели.

5. Разработана схема определения силы воздействия в месте контакта по стыковым поверхностям соседних лопаток, при этом количество лопаток в сцепке может быть любым. Полученные данные можно использовать для определения угла разворота лопаток.

6. Рассмотрен сборочный параметр – натяг – с геометрической точки зрения, что позволяет сопоставить эту величину, полученную компьютерным расчётом, с экспериментальными значениями, выраженными в виде разворота торцевой части бандажной полки лопатки относительно замковой.

7. Разработана расчётная модель лопатки в процессе сборки с учётом влияния силовых факторов со стороны соседних лопаток. С помощью модели проведен анализ зависимости положения стыковых поверхностей бандажа от силового фактора, что дает информацию о величине возникающего натяга. По результатам составлен график зависимости величины угла разворота торцевой части бандажной полки относительно замковой от возникающего между лопатками усилия.

8. Разработана модель расчёта натягов по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток с учётом возникающих сил между ними.

ГЛАВА 3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОЧНОСТИ СБОРКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ

В главе приведены теоретические исследования зависимостей геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины от точности изготовления составляющих деталей. Исследования включали две серии. Первая серия посвящена исследованиям зависимостей натягов и зазоров по полкам лопаток от их положения в пазах диска согласно данным, указанным в чертежах. Во второй серии представлен расчёт определяющего геометрического сборочного параметра – натяга, на основе данных, полученных в ходе статистических исследований геометрической точности лопаток и диска. Теоретические исследования выполнялись с использованием разработанных во второй главе моделей.

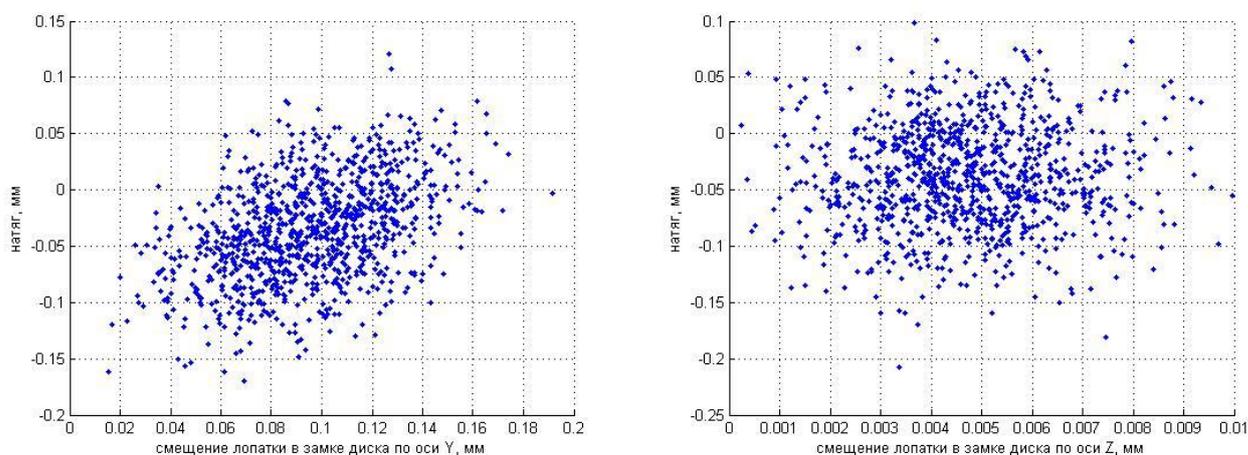
В данной главе также приведена методика проведения экспериментальных исследований, включающих измерение основных геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины. Выполнен анализ результатов экспериментальных исследований, показавший, что величина натяга по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток имеет нормальное распределение, что соответствует принятому распределению в моделях, разработанных во второй главе.

3.1 Исследование зависимости сборочных параметров рабочего колеса турбины от положения лопатки в пазу диска

При расчёте взаимосвязанных размерных цепей большое влияние на результирующее значение геометрического сборочного параметра оказывает положение лопаток друг относительно друга. Во-первых, от этого зависит величина силового фактора. Во-вторых, высока вероятность деформации стыковых поверхностей бандажа, что приведёт к изменению значения конечного натяга по контуру лопаточных венцов.

Как было сказано ранее, лопатка может перемещаться в пазу диска (качаться) и занимать различное положение. Рассмотрим, какое влияние это может оказать на основные геометрические параметры сборки рабочего колеса турбины: натяг и зазоры. В п. 2.3 описаны плоскопараллельное смещение лопатки в пазу, а также качка и суммарное перемещение центра лопатки по базовой плоскости. По составленным в п. 2.4 размерным цепям можно определить зависимость результирующих значений сборочных параметров от передвижений лопатки в пазу. В качестве поля допустимых значений переменных выбраны данные, указанные в технической документации (в чертеже).

На рисунке 3.1 представлены графики распределения величины натяга по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток в зависимости от плоскопараллельного смещения и последующей качки лопатки.



а – по координате Y

б – по координате Z

Рисунок 3.1 – График поля рассеивания величины натяга при плоскопараллельном смещении и качки лопатки в пазу

Анализируя графики, видим, что плоскопараллельное перемещение вдоль оси Z оказывает несущественное влияние на изменение натяга. Основное воздействие наблюдается при перемещении вдоль оси Y, при этом с ростом величины смещения лопатки уменьшается величина натяга. Это объясняется

тем, что смещение направлено в противоположную от соседней лопатки сторону.

Стоит также заметить, что возможны случаи возникновения положительного натяга, то есть зазора. Вероятность такой ситуации составляет 28%. В этом случае отсутствие натяга между рассматриваемыми лопатками проявляется в виде излишней его величины в контакте с соседней лопаткой с другой стороны, либо данная лопатка непригодна для своего паза и отправляется в брак.

На рисунке 3.2 представлены графики распределения величины зазора по бандажным полкам соседних лопаток в зависимости от плоскопараллельного смещения и последующей качки лопатки в пазу диска.

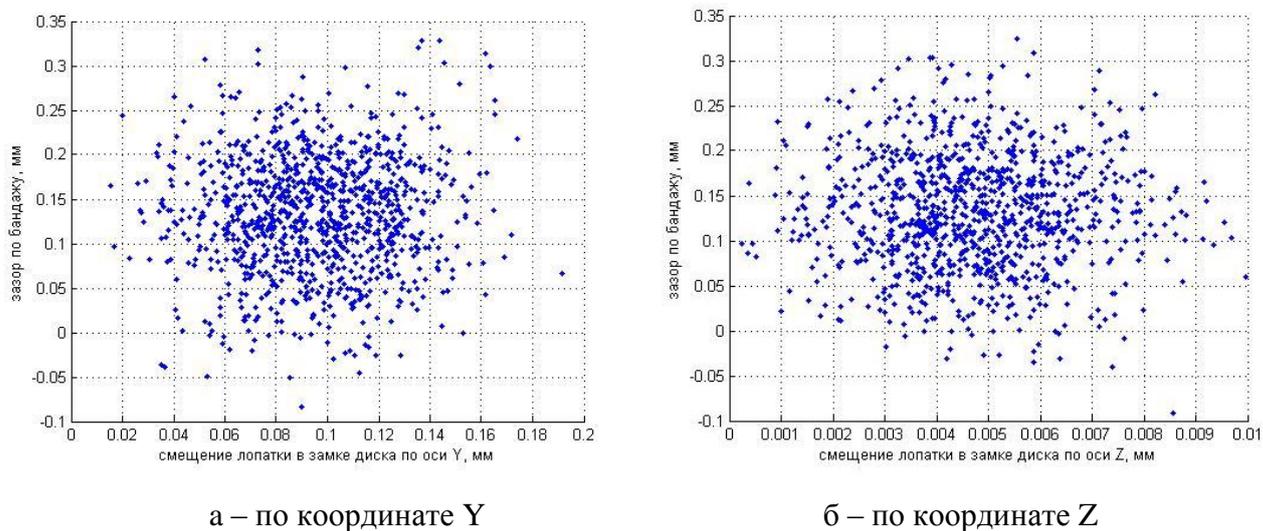
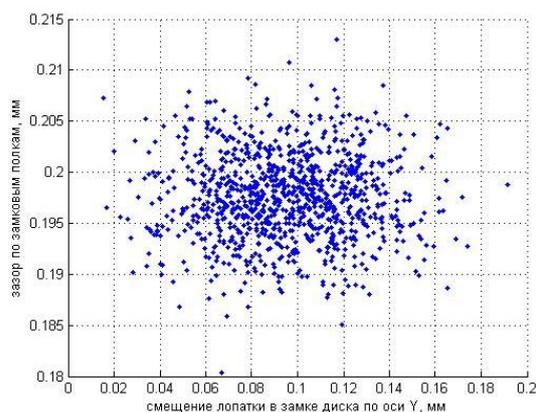


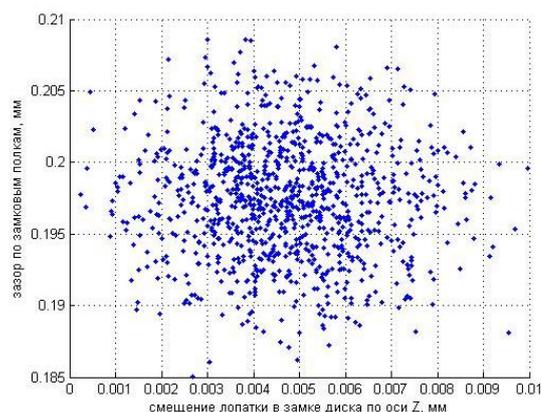
Рисунок 3.2 – График поля рассеивания величины зазора по бандажным венцам лопаток при плоскопараллельном смещении и качки лопатки в пазу

Анализируя графики, видим, что возможные перемещения лопатки в пазу не оказывают значительного влияния на изменение величины зазора по бандажным полкам соседних лопаток.

На рисунке 3.3 представлены графики распределения величины зазора по замковым полкам соседних лопаток в зависимости от плоскопараллельного смещения и последующей качки лопатки.



а – по координате Y



б – по координате Z

Рисунок 3.3 – График поля рассеивания величины зазора по замковым полкам лопаток при плоскопараллельном смещении и качки лопатки в пазу

В данном случае, как и в предыдущей зависимости, движение лопатки в пазу значительного влияния на результирующую величину зазора по замковым полкам не оказывает.

Исследование подтверждает, что натяг в большей степени зависит от влияния внешних факторов, что указывает на детальную проработку именно этого сборочного параметра. Наибольшее влияние на изменение этого сборочного параметра оказывает перемещение лопатки в пазу диска вдоль оси Y. Разность значений достигает 25%.

Кроме того, при расчёте размерной цепи натяга по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток методом имитационно-статистического моделирования около четверти возможных значений показали положительный результат величины натяга, что свидетельствует об образовании зазора (рисунок 3.4).

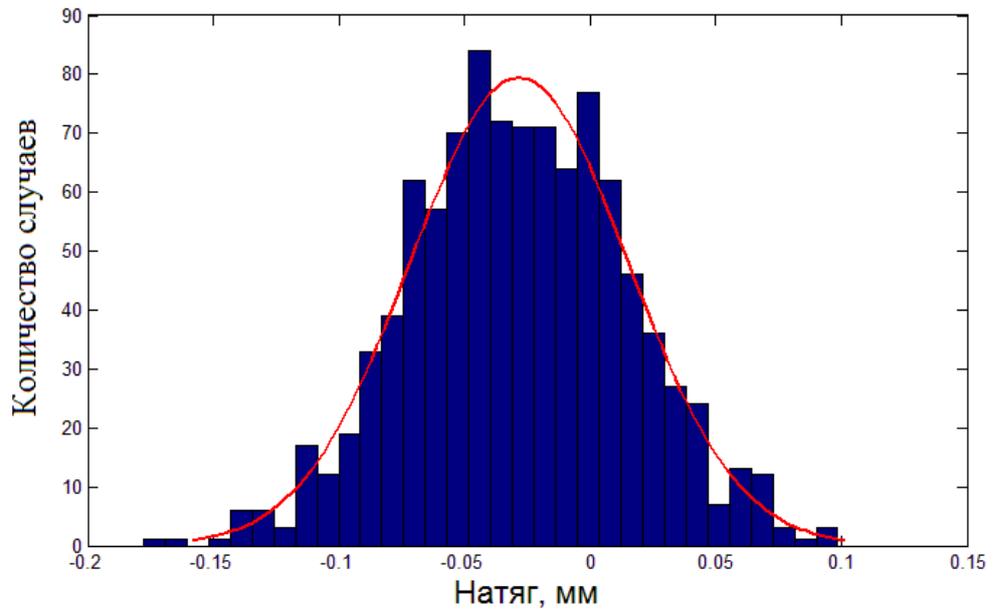


Рисунок 3.4 – Распределение величины натяга

Допустимыми величинами натяга для рассматриваемого рабочего колеса является диапазон (0...4,15) мм на весь диаметр. Соответственно, при равномерном распределении натяга, для пары соседних лопаток эта величина должна удовлетворять диапазону значений (0...0,0456) мм. Однако условие равномерного распределения натяга практически невыполнимо в реальности, поэтому диапазон значений носит условный характер. И превышающий натяг между двумя соседними лопатками может компенсироваться зазором между другими двумя соседними лопатками. Что указывает на необходимость детального исследования точности формирования натяга между лопатками рабочего колеса в ходе его сборки посредством компьютерного моделирования. Если эта величина будет соответствовать заданной в чертеже, то значения остальных сборочных параметров так же будут находиться в пределах допустимых.

3.2 Исследование зависимости геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины от точности изготовления замковой части лопатки и диска

Расчёт натяга по стыковым полкам соседних лопаток выполнялся по алгоритму, представленному на рисунке 2.21. В расчёте использовались статистические данные, полученные с помощью модели, разработанной в главе 2. В качестве инструмента воспользуемся программным пакетом MATLAB. В результате решения размерной цепи получаем первое значение натяга, то есть в условиях абсолютно жёстких тел и без учёта перемещения лопаток в пазах диска. Далее, исключая статичность лопаток, находим их оптимально возможное положение при условии минимизации значения натяга между полками. График с результатом расчёта в условиях возможного перемещения лопаток в пазах диска представлен на рисунке 3.5, где тонкой линией отображена кривая натягов между соседними лопатками без учёта качки, а толстой линией – учитывая.

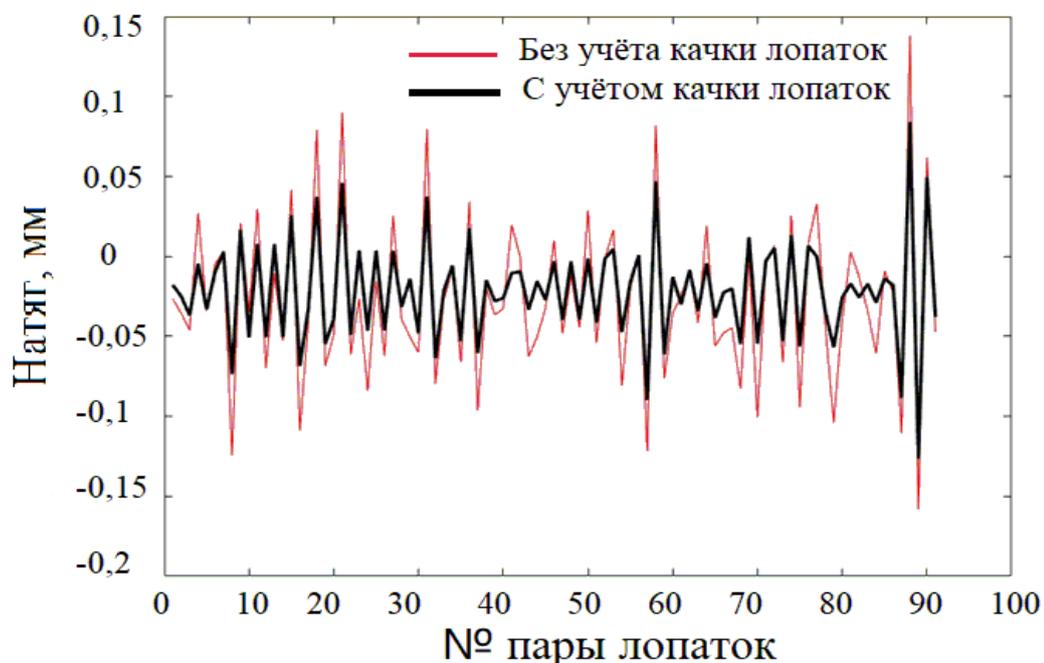


Рисунок 3.5 – График распределения натяга между соседними лопатками в условии перемещения лопаток в пазах диска

По графику видно, что оптимизация позволяет сократить величину перепадов между натягами соседних пар лопаток. Стоит отметить, что между некоторыми парами лопаток образуется зазор, что не является недопустимым согласно технологии сборки.

По полученным координатам расположения лопаток рабочего колеса еще раз осуществляется расчёт размерной цепи – уточняется значение натяга. Далее определяем силу действия лопаток друг на друга. Как было сказано ранее, между лопатками может возникнуть положительный натяг. В таком случае сила между лопатками равна нулю, т.к. стыковые поверхности бандажных полок таких лопаток в этом случае не контактируют.

Используя величину силового фактора по графику зависимости угла разворота торцевой части бандажной полки лопатки относительно замковой от приложенного усилия определяем угол. Величину угла можно использовать для сравнения с экспериментальными данными.

В таблице 3.1 представлены основные данные результатов расчёта геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины на основе модельных данных на примере натяга.

Таблица 3.1 – Результаты расчета натяга рабочего колеса турбины на основе модельных данных (натяг и сила)

Номера лопаток (пара)	Натяг N (мм)	Сила F (Н)	Номера лопаток (пара)	Натяг N (мм)	Сила F (Н)	Номера лопаток (пара)	Натяг N (мм)	Сила F (Н)
1-2	-0,1320	0,0208	31-32	-0,0109	0,0017	61-62	-0,1095	0,0172
2-3	-0,0281	0,0044	32-33	-0,0383	0,0060	62-63	-0,0210	0,0033
3-4	0,0610	0	33-34	-0,0369	0,0058	63-64	-0,0810	0,0128
4-5	-0,0630	0,0100	34-35	-0,0193	0,0030	64-65	-0,0408	0,0064
5-6	-0,0691	0,0108	35-36	-0,1064	0,0167	65-66	0,0167	0
6-7	0,0095	0	36-37	-0,0415	0,0065	66-67	-0,0575	0,0090
7-8	-0,0775	0,0122	37-38	-0,0008	0,0001	67-68	0,0067	0
8-9	0,0109	0	38-39	-0,0938	0,0147	68-69	-0,0213	0,0033
9-10	-0,1337	0,0211	39-40	-0,0178	0,0028	69-70	-0,0457	0,0072
10-11	0,0861	0	40-41	0,0036	0	70-71	0,0508	0
11-12	-0,1047	0,0164	41-42	-0,0691	0,0109	71-72	-0,0495	0,0078

Продолжение таблицы 3.1

Номера лопаток (пара)	Натяг N (мм)	Сила F (Н)	Номера лопаток (пара)	Натяг N (мм)	Сила F (Н)	Номера лопаток (пара)	Натяг N (мм)	Сила F (Н)
12-13	0,0236	0	42-43	-0,0986	0,0156	72-73	-0,1311	0,0206
13-14	-0,0316	0,0050	43-44	0,0444	0	73-74	0,0131	0
14-15	-0,0125	0,0020	44-45	0,0677	0	74-75	-0,0190	0,0030
15-16	-0,0475	0,0075	45-46	-0,0600	0,0094	75-76	0,0522	0
16-17	-0,0258	0,0040	46-47	0,0426	0	76-77	-0,0660	0,0103
17-18	0,0365	0	47-48	-0,0647	0,0101	77-78	-0,0720	0,0113
18-19	-0,0663	0,0104	48-49	-0,0115	0,0018	78-79	-0,0347	0,0054
19-20	-0,0712	0,0112	49-50	-0,0894	0,0141	79-80	-0,0271	0,0043
20-21	-0,0025	0,0004	50-51	-0,0533	0,0084	80-81	0,0092	0
21-22	-0,0909	0,0143	51-52	-0,0356	0,0056	81-82	-0,0690	0,0108
22-23	-0,0413	0,0065	52-53	-0,0103	0,0016	82-83	-0,1148	0,0180
23-24	0,0746	0	53-54	0,0131	0	83-84	0,1065	0
24-25	-0,0084	0,0013	54-55	-0,0268	0,0042	84-85	-0,0831	0,0130
25-26	-0,0829	0,0130	55-56	-0,0945	0,0149	85-86	-0,0922	0,0145
26-27	0,0294	0	56-57	-0,0188	0,0030	86-87	-0,0643	0,0101
27-28	-0,0976	0,0153	57-58	-0,0275	0,0043	87-88	0,0804	0
28-29	0,0212	0	58-59	-0,0341	0,0054	88-89	-0,0891	0,0139
29-30	-0,0985	0,0155	29-60	-0,0108	0,0017	89-90	-0,1453	0,0229
30-31	0,0107	0	60-61	0,1115	0	90-91	0,0188	0
31-32	-0,0109	0,0017				91-1	0,0615	0

По данным таблицы можно проследить, какие лопатки находятся в жёсткой сцепке и образуют так называемый клин. Количество лопаток в таком состоянии колеблется в среднем от 3 до 7, максимальное количество лопаток в зацеплении – 9.

Таблица 3.2 – Результаты расчета натяга рабочего колеса турбины на основе модельных данных (угол разворота)

Номер лопатки	Угол разворота, радианы						
1	0,0609	24	0,0039	47	0,0297	70	-0,0066
2	-0,0067	25	0,0369	48	-0,0041	71	0,0228
3	-0,0041	26	-0,0122	49	0,0396	72	0,0533
4	0,0291	27	0,0451	50	0,0115	73	-0,0192

Продолжение таблицы 3.2

Номер лопатки	Угол разворота, радианы						
5	0,0224	28	-0,0144	51	0,0086	74	0,0088
6	-0,0100	29	0,0454	52	-0,0004	75	-0,0028
7	0,0358	30	-0,0144	53	-0,0015	76	0,0303
8	-0,0115	31	0,0051	54	0,0123	77	0,0236
9	0,0617	32	0,0161	55	0,0396	78	0,0055
10	-0,0195	33	0,0114	56	-0,0052	79	0,0074
11	0,0482	34	0,0035	57	0,0099	80	-0,0039
12	-0,0153	35	0,0463	58	0,0118	81	0,0318
13	0,0146	36	0,0035	59	-0,0001	82	0,0428
14	0,0011	37	-0,0057	60	-0,0016	83	-0,0166
15	0,0200	38	0,0431	61	0,0503	84	0,0383
16	0,0050	39	-0,0055	62	-0,0062	85	0,0303
17	-0,0038	40	-0,0026	63	0,0343	86	0,0164
18	0,0306	41	0,0320	64	0,0068	87	-0,0095
19	0,0232	42	0,0354	65	-0,0060	88	0,0410
20	-0,0093	43	-0,0146	66	0,0265	89	0,0540
21	0,0415	44	0	67	-0,0084	90	-0,0214
22	0,0059	45	0,0276	68	0,0098	91	0
23	-0,0060	46	-0,0087	69	0,0179		

Из таблицы 3.2 видно, что лопатки под воздействием друг друга разворачиваются как по часовой стрелке, так и против. В случаях с нулевым углом контакт (зацепление) с соседними лопатками отсутствует.

На рисунке 3.6 графически отображено распределение случаев жёсткой сцепки или «заклинивания» лопаток в РК.

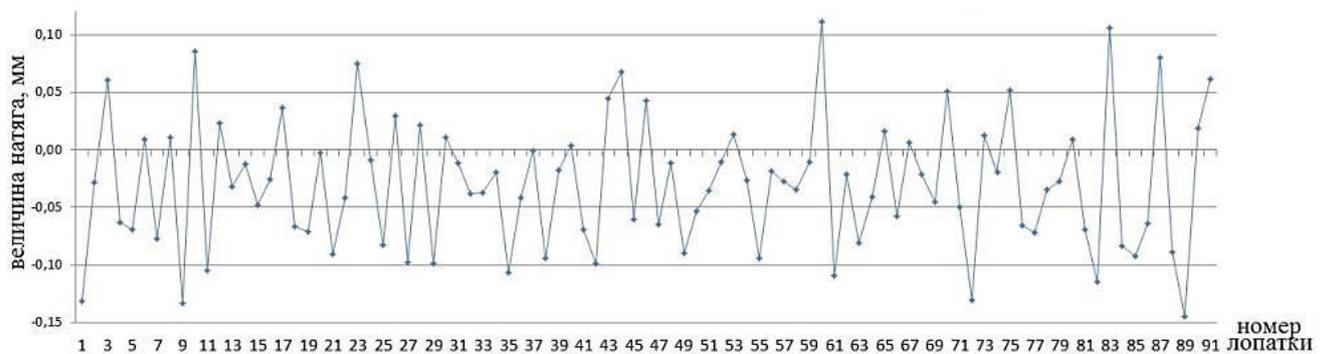


Рисунок 3.6 – График распределения, показывающий соотношение лопаток, находящихся в жёсткой сцепке

3.3 Проведение экспериментальных исследований

В текущем разделе приведены экспериментальные исследования, заключающиеся в измерении геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины.

3.3.1 Этапы проведения экспериментальных исследований

Согласно технологическому процессу сборки рабочего колеса турбины контроль величины натяга осуществляют путём проведения двух операций: измерения разворота торца бандажной полки лопатки относительно замковой в свободном состоянии (до сборки) и в собранном (с диском).

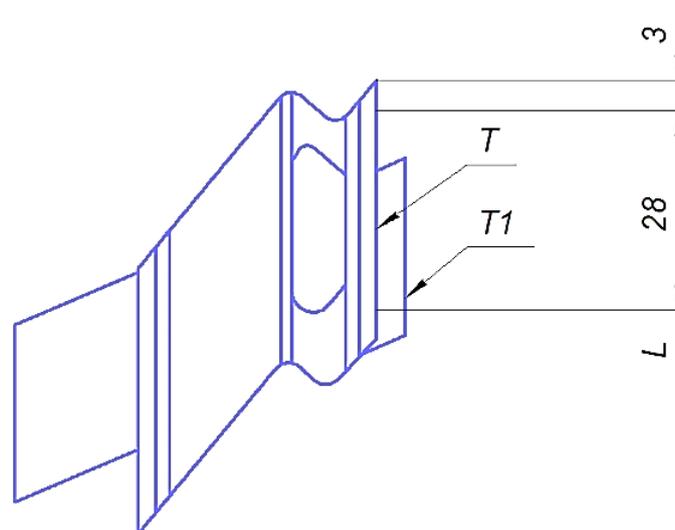


Рисунок 3.7 – Схема измерения разворота торца бандажной полки относительно замковой

На рисунке 3.7 представлена схема замера на лопатках положения выходного торца Т бандажной полки относительно выходного торца Т₁ нижней полки на некоторой длине L. Для измерения используют эталон и индикаторные часы. Конечная цифра разворота Δ_T вычисляется по формуле (3.1):

$$\Delta_T = \Delta_2 - \Delta_1, \quad (3.1)$$

где Δ_2 – положение торца Т бандажной полки, когда лопатка поставлена в диск, Δ_1 – положение торца Т бандажной полки, когда лопатка не поставлена в диск.

Эксперимент проводится в рамках выполнения ремонтных работ, то есть с рабочим колесом турбины ГТД, находящегося в эксплуатации. Вместе с разворотом будут производиться измерения для определения других важных сборочных параметров: трёх зазоров. Рассмотрим этапы проведения экспериментальных исследований:

1. Выполнить очистку рабочего колеса от нагара.
2. Выполнить измерение зазоров Е, Ж, Д и разворота торца бандажной полки Т относительно торца Т₁. Измерение выполнять в соответствии с требованиями технологии сборки и ремонта.
3. Разобрать рабочее колесо, очистить от нагара и подготовить к измерению лопатки. При выполнении разборки выполнить нумерацию лопаток с учётом их занимаемого положения в диске. Разборку рабочего колеса выполнять в соответствии с существующей технологией сборки и ремонта.
4. Выполнить дефектацию лопаток рабочего колеса в соответствии с контрольными образцами и использованием ЛЮМ контроля. Определить необходимое количество лопаток для выполнения замены. Дефектацию выполнять в соответствии с существующей технологией сборки и ремонта.
5. Выполнить доукомплектование рабочего колеса новыми лопатками.
6. Выполнить измерение снятых с рабочего колеса и доукомплектованных лопаток на координатно-измерительной машине (КИМ) в ЦИЛ, используя фиксирующее приспособление Х1 и контрольный эталон Х2 в следующей последовательности:

Измерение I серии:

- а) установить и надёжно закрепить приспособление Х1 на рабочем столе КИМ;
- б) установить в приспособлении Х1 контрольный эталон Х2;
- в) создать черновую и чистовую системы координат измеряя поверхности контрольного эталона Х2, сохранить резервную копию управляющей программы;

г) последовательно выполнять измерения геометрических параметров лопаток в соответствии с эскизом (рисунок 3.8), для каждого измерения сохранять рабочую программу, указывая в её названии номер лопатки и принадлежность – снятая с рабочего колеса или доукомплектованная;

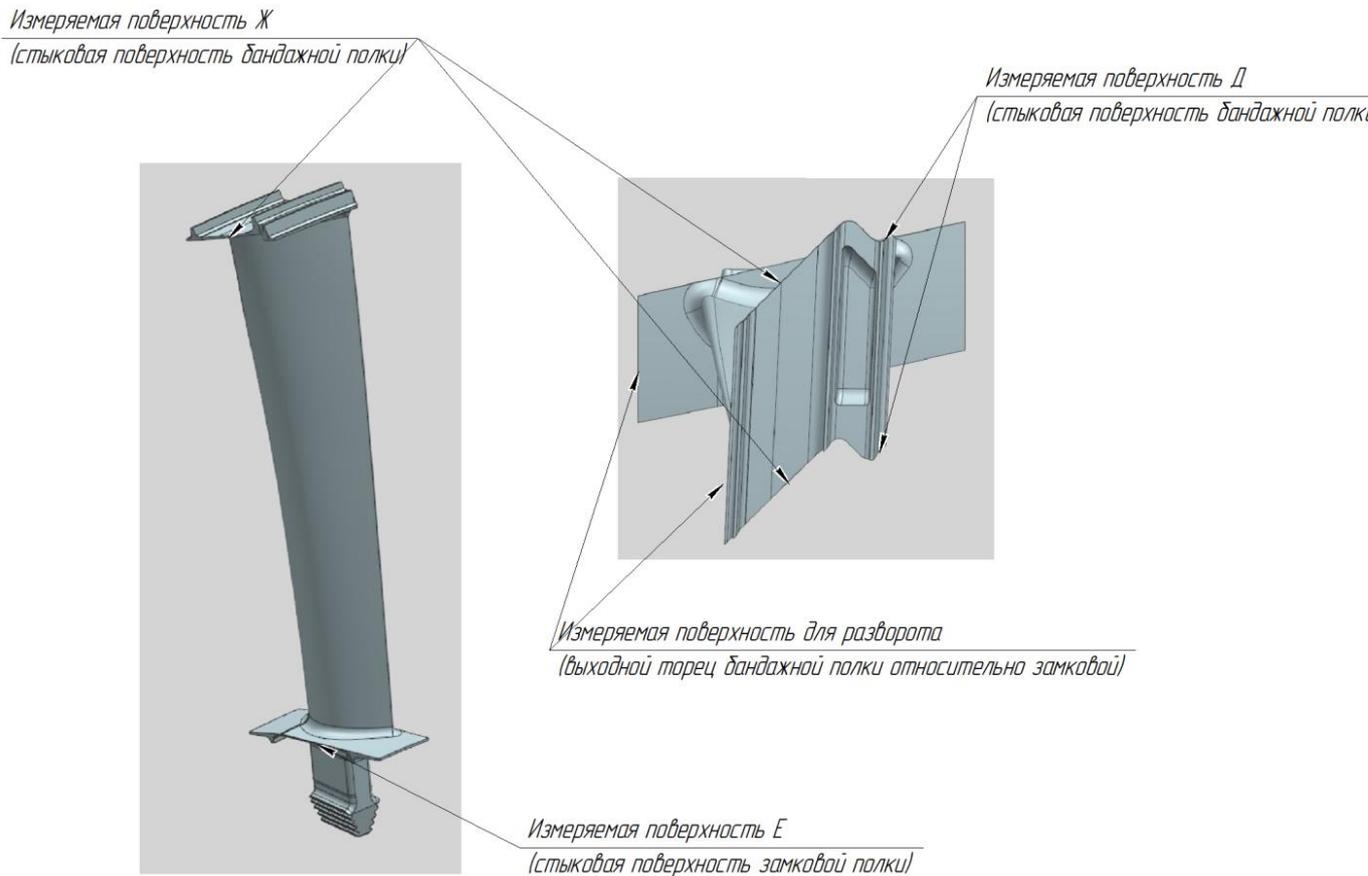


Рисунок 3.8 – Измеряемые поверхности лопатки

д) сформировать первый архив измерений лопаток, включающий лопатки снятые с рабочего колеса и доукомплектованные, называть – первая серия.

Измерение II серии:

е) выбрать по две лопатки из числа разобранных и доукомплектованных, подготовить универсальную оснастку для закрепления таким образом, чтобы можно было выполнить измерение за один установ поверхностей, образующих зазоры и Еі, Жі, Ді и разворот, замок, торец на замке, и перо, а также по пять точек на спинке и корытце в 5 сечениях и торец лопатки;

ж) создать черновую систему координат используя торец подошвы, боковые плоские поверхности замка и входной торец;

з) выполнить сканирование хвостовика в двух сечениях, измерение пяти точек на спинке и корытце в 5 сечениях и торец лопатки, а также поверхностей образующих зазоры и E_i , J_i , D_i и разворот, торец на замке, и перо, а также по пять точек на спинке и корытце в 5 сечениях и торец лопатки; для каждого измерения сохранять рабочую программу, указывая в её названии номер лопатки;

и) сформировать второй архив измерений лопаток, включающий лопатки снятые с рабочего колеса и доукомплектованные, назвать – вторая серия.

Измерение III серии:

к) установить диск на стол КИМ на высоте 100 мм, произвести надёжное закрепление предусматривающее выполнение экспериментов по установке лопаток без смещения;

л) выполнить черновое и чистовое базирование по торцевой и цилиндрической поверхностям диска, а также поверхности под призонный болт, задающей нулевой положение согласно эскизу;

м) выполнить сканирование двух пазов в диске в двух сечениях, измеряемые пазы пометить;

н) выполнить установку в помеченный паз 1 лопатки 1 из числа доукомплектованных, участвующих в измерении по пункту е;

о) выполнить измерение пяти точек на спинке и корытце в 5 сечениях и торец лопатки, а также поверхностей, образующих зазоры и E_i , J_i , D_i и разворот, сохранить измеренные точки в программе с индексами – среднее;

п) прижать лопатку к левому краю, скопировать в программе измеряемые точки по пункту о, присвоить индексы – левое и повторно выполнить измерение по пункту о;

р) прижать лопатку к правому краю, скопировать в программе измеряемые точки по пункту о, присвоить индексы – правое и повторно выполнить измерение по пункту о;

с) сформировать третий архив измерений лопаток и диска, назвать – третья серия.

7. Выполнить измерение качки каждой лопатки согласно технологии, а также ширины хвостовика зафиксировать результаты измерений в таблице.

8. Зафиксировать данные паспорта по диску, включающие толщины пазов для установки лопаток их радиальное и угловое расположение относительно баз.

9. Произвести сборку диска с лопатками, включая доукомплектованные, выполнить измерение зазоров E_i , J_i , D_i и разворот согласно существующей технологии сборки и ремонта.

10. Результаты скомплектовать в одном месте.

Данные, полученные в ходе эксперимента, будут использованы для проверки теоретического исследования, описанного во второй главе, а именно, соответствия принятого закона распределения величины натяга по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток, то есть основных параметров закона распределения: среднеквадратичное отклонение и математическое ожидание.

3.3.2 Анализ данных экспериментальных исследований

В приложении 1 приведены данные измерений, проводимых в процессе сборки рабочего колеса турбины. Для проверки правильности модели расчёта размерных цепей при сборке на предмет верности принятых законов распределения величин сборочных параметров проанализируем полученные в ходе эксперимента данные.

В таблице 3.3 представлены исходные данные для анализа и определения закона распределения величины натяга по стыковым поверхностям бандажных полосок соседних лопаток. Диапазон полученных в ходе измерения величин был разделён на 14 интервалов и для каждого определены опорные характеристики для расчёта: частота, частотность, накопленная частота и другие.

Таблица 3.3 – Исходные данные для подтверждения вида закона распределения величины разворота лопаток

Группы	Середина интервала, $X_{\text{центр}}$	Кол-во, f_i	$x_i \cdot f_i$	Накопленная частота, S	$ x - x_{\text{cp}} \cdot f_i$	$(x - x_{\text{cp}})^2 \cdot f_i$	Относительная частота, f_i/f
0.01 - 0.155	0.0825	1	0.0825	1	1.01	1.021	0.011
0.155 - 0.3	0.228	0	0	1	0	0	0
0.3 - 0.445	0.373	0	0	1	0	0	0
0.445 - 0.59	0.518	0	0	1	0	0	0
0.59 - 0.735	0.663	2	1.325	3	0.86	0.37	0.022
0.735 - 0.88	0.808	5	4.038	8	1.426	0.407	0.0549
0.88 - 1.025	0.953	25	23.813	33	3.505	0.492	0.275
1.025 - 1.17	1.098	31	34.023	64	0.148	0.000708	0.341
1.17 - 1.315	1.243	17	21.123	81	2.546	0.381	0.187
1.315 - 1.46	1.388	6	8.325	87	1.769	0.521	0.0659
1.46 - 1.605	1.533	2	3.065	89	0.88	0.387	0.022
1.605 - 1.75	1.678	1	1.678	90	0.585	0.342	0.011
1.75 - 1.895	1.823	0	0	90	0	0	0
1.895 - 2.04	1.968	1	1.968	91	0.875	0.765	0.011
Итого		91	99.438		13.605	4.686	1

Для оценки ряда распределения величины натяга найдем следующие показатели.

1. Показатели центра распределения.

Средняя взвешенная (выборочная средняя):

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i \cdot f_i}{\sum f_i} \quad (3.2)$$

Мода.

Мода – наиболее часто встречающееся значение признака у единиц данной совокупности:

$$M_0 = x_0 + h \cdot \frac{f_2 - f_1}{(f_2 - f_1) + (f_2 - f_3)}, \quad (3.3)$$

где x_0 – начало модального интервала;

h – величина интервала;

f_2 – частота, соответствующая модальному интервалу;

f_1 – предмодальная частота;

f_3 – послемодальная частота.

Выбираем в качестве начала интервала 1,03, так как именно на этот интервал приходится наибольшее количество. В таком случае величина моды составит $M_0 = 1,03 + 0,15 \cdot \frac{31-25}{(31-25)+(31-17)} = 1,07$ мм. Наиболее часто встречающееся значение ряда – 1,07.

Медиана.

Медиана делит выборку на две части: половина вариант меньше медианы, половина — больше. Медиана служит хорошей характеристикой при асимметричном распределении данных, т.к. даже при наличии «выбросов» данных, медиана более устойчива к воздействию отклоняющихся данных.

В интервальном ряду распределения сразу можно указать только интервал, в котором будут находиться мода или медиана. Медиана соответствует варианту, стоящему в середине ранжированного ряда. Медианным является интервал (1,025; 1,17), т.к. в этом интервале накопленная частота S , больше медианного номера (медианным называется первый интервал, накопленная частота S которого превышает половину общей суммы частот). Медиана рассчитывается по формуле (3.4).

$$M_e = x_0 + \frac{h}{f_{me}} \left(\frac{\sum f_i}{2} - S_{me-1} \right) \quad (3.4)$$

В таком случае расчётное значение медианы $M_e = 1,03 + \frac{0,145}{31} \left(\frac{91}{2} - 33 \right) = 1,08$.

Таким образом, 50% единиц совокупности будут меньше по величине 1,08.

В симметричных рядах распределения значение моды и медианы совпадают со средней величиной ($x_{cp}=M_e=M_o$), а в умеренно асимметричных они соотносятся таким образом: $3(x_{cp}-M_e) \approx x_{cp}-M_o$

Квартили.

Квартили – это значения признака в ранжированном ряду распределения, выбранные таким образом, что 25% единиц совокупности будут меньше по величине Q_1 , 25% будут заключены между Q_1 и Q_2 , 25% – между Q_2 и Q_3 . Остальные 25% превосходят Q_3 . Расчётное значение первого квартиля согласно формуле (3.5) составит $Q_1 = 0,88 + \frac{0,145}{25} \left(\frac{91}{4} - 8 \right) = 0,97$.

$$Q_1 = x_0 + \frac{h}{f_{me}} \left(\frac{\sum f}{4} - S_{me-1} \right). \quad (3.5)$$

Таким образом, 25% единиц совокупности будут меньше по величине 0,97.

Второй квартиль Q_2 совпадает с медианой и составляет $Q_2 = 1,08$. Значение третьего квартиля рассчитаем по формуле (3.6) и оно составит $Q_3 = 1,17 + \frac{0,145}{17} \left(\frac{3 \cdot 91}{4} - 64 \right) = 1,21$. Остальные 25% превосходят значение 1,21.

$$Q_3 = x_0 + \frac{h}{f_{me}} \left(\frac{3 \sum f}{4} - S_{me-1} \right) \quad (3.6)$$

Квартильный коэффициент дифференциации.

Этот параметр является отношением первого и третьего квартилей и составляет $k = 0,97 / 1,21 = 0,8$.

Децили (децентили).

Децили – это значения признака в ранжированном ряду распределения, выбранные таким образом, что 10% единиц совокупности будут меньше по величине D_1 ; 80% будут заключены между D_1 и D_9 ; остальные 10% превосходят D_9 .

Запишем формулы расчёта этих параметров:

$$D_1 = x_0 + \frac{h}{f_{me}} \left(\frac{\sum f}{10} - S_{me-1} \right) \quad (3.7)$$

$$D_9 = x_0 + \frac{h}{f_{me}} \left(\frac{9 \sum f}{10} - S_{me-1} \right) \quad (3.8)$$

Тогда численные значения децилей $D_1 = 0,88 + \frac{0,145}{25} \left(\frac{91}{10} - 8 \right) = 0,89$ и $D_9 = 1,32 + \frac{0,145}{6} \left(\frac{9 \cdot 91}{10} - 81 \right) = 1,34$. Таким образом, 10% единиц совокупности будут меньше по величине 0,89, остальные 10% превосходят 1,34.

2. Среднее значение изучаемого признака по способу моментов.

Этот параметр определим, как:

$$\bar{x} = \frac{x_i' f_i}{\sum f_i} \cdot h + A, \quad (3.9)$$

где A – условный нуль, равный варианту с максимальной частотой (середица интервала с максимальной частотой),

h – шаг интервала,

$x_i' = \frac{x_i - A}{h}$ – средняя величина.

Для наших данных $A = 1,0975$, шаг интервала $h = 0,145$.

3. Средний квадрат отклонений по способу моментов.

Этот параметр определим по формуле:

$$D = \frac{[x_i']^2 \cdot f_i}{\sum f_i} \cdot h^2 + (\bar{x} - A)^2 \quad (3.10)$$

Занесем промежуточные данные, необходимые для расчёта среднего квадрата отклонений, в таблицу 3.4.

Используя данные, представленные в таблице 3.4, получаем следующие значения характерных величин $\bar{x} = \frac{-3}{91} \cdot 0,145 + 1,0975 = 1,09$, $D = \frac{223}{91} \cdot 0,145^2 - (1,09 - 1,0975)^2 = 0,0515$.

Тогда *среднее квадратическое отклонение* составит $\sigma = \sqrt{D} = \sqrt{0,0515} = 0,227$.

Таблица 3.4 – Данные для расчёта среднего квадратичного отклонения

№	$x_{ц}$	x_i	$x_i \cdot f_i$	$[x_i]^2 \cdot f_i$
1	0.0825	-7	-7	49
2	0.2275	-6	-0	0
3	0.3725	-5	-0	0
4	0.5175	-4	-0	0
5	0.6625	-3	-6	18
6	0.8075	-2	-10	20
7	0.9525	-1	-25	25
8	1.0975	0	0	0
9	1.2425	1	17	17
10	1.3875	2	12	24
11	1.5325	3	6	18
12	1.6775	4	4	16
13	1.8225	5	0	0
14	1.9675	6	6	36
Σ			-3	223

4. Показатели вариации.

Абсолютные показатели вариации.

Размах вариации – разность между максимальным и минимальным значениями признака первичного ряда. В нашем случае он составляет $R = x_{\max} - x_{\min} = 2,04 - 0,01 = 2,03$.

Среднее линейное отклонение – вычисляют для того, чтобы учесть различия всех единиц исследуемой совокупности. Для нашей выборки оно

составляет $d = \frac{\sum |x_i - \bar{x}| \cdot f_i}{\sum f_i} = \frac{13,605}{91} = 0,15$. Это означает, что каждое значение ряда отличается от другого в среднем на 0,15.

Дисперсия – характеризует меру разброса около ее среднего значения (мера рассеивания, т.е. отклонения от среднего). Тогда $D = \frac{\sum (x_i - \bar{x})^2 \cdot f_i}{\sum f_i} = \frac{4,686}{91} = 0,0515$.

Несмещённая оценка дисперсии – состоятельная оценка дисперсии (исправленная дисперсия). Определим, как $S^2 = \frac{\sum (x_i - \bar{x})^2 \cdot f_i}{\sum f_i - 1} = \frac{4,686}{90} = 0,0521$.

Среднее квадратическое отклонение будет равно $\sigma = \sqrt{D} = \sqrt{0,0515} = 0,227$. Каждое значение ряда отличается от среднего значения 1,09 в среднем на 0,227.

Оценка среднеквадратического отклонения $s = \sqrt{S^2} = \sqrt{0,0521} = 0,228$.

5. Относительные показатели вариации.

К относительным показателям вариации относят: коэффициент осцилляции, линейный коэффициент вариации, относительное линейное отклонение.

Коэффициент вариации – мера относительного разброса значений совокупности: показывает, какую долю среднего значения этой величины составляет её средний разброс.

В нашем случае он составит $\vartheta = \frac{\sigma}{\bar{x}} = \frac{0,227}{1,09} \cdot 100\% = 20,77\%$.

Поскольку $\vartheta \leq 30\%$, то совокупность однородна, а вариация слабая. Полученным результатам можно доверять.

Линейный коэффициент вариации или *относительное линейное отклонение* – характеризует долю усреднённого значения признака абсолютных отклонений от средней величины.

В нашем случае он составит $Kd = \frac{d}{\bar{x}} = \frac{0,15}{1,09} \cdot 100\% = 13,73\%$.

Коэффициент осцилляции – отражает относительную колеблемость крайних значений признака вокруг средней, $Kr = \frac{R}{\bar{x}} = \frac{2,03}{1,09} \cdot 100\% = 185,77\%$.

6. Показатели формы распределения.

Относительный показатель квартильной вариации выборки

$$Kq = \frac{0,97}{1,08} \cdot 100\% = 89,81\%.$$

Степень асимметрии.

Симметричным является распределение, в котором частоты любых двух вариантов, равностоящих в обе стороны от центра распределения, равны между собой. Наиболее точным и распространённым показателем асимметрии является моментный коэффициент асимметрии. Определим его значение, как

$$A_s = M_3/s^3, \quad (3.11)$$

где M_3 – центральный момент третьего порядка,

s – среднеквадратическое отклонение.

$$\text{Если } M_3 = -0,12/91 = -0,00137, \text{ тогда } A_s = \frac{-0,00137}{0,227^3} = -0,117.$$

Отрицательный знак свидетельствует о наличии левосторонней асимметрии.

Оценка существенности показателя асимметрии дается с помощью средней квадратической ошибки коэффициента асимметрии:

$$s_{A_s} = \sqrt{\frac{6(n-2)}{(n+1)(n+3)}}. \quad (3.12)$$

Если выполняется соотношение $|A_s|/s_{A_s} < 3$, то асимметрия незначительная, её наличие объясняется влиянием различных случайных обстоятельств. Если имеет место соотношение $|A_s|/s_{A_s} > 3$, то асимметрия существенная и распределение признака в генеральной совокупности не является симметричным.

В таблице 3.5 представлены данные расчёта центральных моментов для каждой группы выборки.

Таблица 3.5 – Данные расчёта центральных моментов

Группы	Середина интервала, $x_{\text{центр}}$	Кол-во, f_i	$(x-x_{\text{cp}})^3 \cdot f_i$	$(x-x_{\text{cp}})^4 \cdot f_i$
0.01 - 0.155	0.083	1	-1.03	1.04
0.155 - 0.3	0.23	0	-0	0
0.3 - 0.445	0.37	0	-0	0
0.445 - 0.59	0.52	0	-0	0
0.59 - 0.735	0.66	2	-0.16	0.069
0.735 - 0.88	0.81	5	-0.12	0.033
0.88 - 1.025	0.95	25	-0.069	0.00966
1.025 - 1.17	1.1	31	3.0E-6	0
1.17 - 1.315	1.24	17	0.057	0.00856
1.315 - 1.46	1.39	6	0.15	0.045
1.46 - 1.605	1.53	2	0.17	0.075
1.605 - 1.75	1.68	1	0.2	0.12
1.75 - 1.895	1.82	0	0	0
1.895 - 2.04	1.97	1	0.67	0.59
Итого		91	-0.12	1.98

Тогда средняя квадратическая ошибка коэффициента асимметрии составит $s_{A_s} = \sqrt{\frac{6(14-2)}{(14+1)(14+3)}} = 0,531$. В исследуемом ряду распределения величины натяга наблюдается несущественная асимметрия ($-0,117/0,531 = -0,22 < 3$).

Применяются также структурные показатели (коэффициенты) асимметрии, характеризующие асимметрию только в центральной части распределения, т.е. основной массы единиц, и независимые от крайних значений признака. Рассчитаем структурный коэффициент асимметрии Пирсона $Asp = \frac{\bar{x} - M_0}{\sigma} = \frac{1,09 - 1,07}{0,227} = 0,1$.

Для симметричных распределений рассчитывается показатель эксцесса (островершинности). Эксцесс представляет собой выпад вершины эмпирического распределения вверх или вниз от вершины кривой нормального распределения.

Чаще всего эксцесс оценивается с помощью показателя E_x :

$$E_x = \frac{M_4}{s^4} - 3. \quad (3.13)$$

Для распределений более островершинных (вытянутых), чем нормальное, показатель эксцесса положительный ($E_x > 0$), для более плосковершинных (сплюснутых) - отрицательный ($E_x < 0$), т.к. для нормального распределения $M_4/s^4 = 3$.

$$\text{Если } M_4 = 1.98/91 = 0,0218, \text{ тогда } E_x = \frac{0,0218}{0,227} - 3 = 5,22.$$

Число 3 вычитается из отношения μ^4/σ^4 потому, что для нормального закона распределения $\mu^4/\sigma^4 = 3$. Таким образом, для нормального распределения эксцесс равен нулю. Островершинные кривые обладают положительным эксцессом, кривые более плосковершинные – отрицательным эксцессом.

В нашем распределении $E_x > 0$, следовательно, имеем островершинное распределение.

Чтобы оценить существенность эксцесса рассчитывают статистику E_x/s_{E_x} где s_{E_x} – средняя квадратическая ошибка коэффициента эксцесса, определяется по формуле:

$$s_{E_x} = \sqrt{\frac{24n(n-2)(n-3)}{(n+1)^2(n+3)(n+5)}}. \quad (3.14)$$

Если отношение $E_x/s_{E_x} > 3$, то отклонение от нормального распределения считается существенным. Согласно данным, получаем

$$s_{E_x} = \sqrt{\frac{24 \cdot 14(14-2)(14-3)}{(14+1)^2(14+3)(14+5)}} = 0,78.$$

Поскольку $s_{E_x} < 3$, то отклонение от нормального распределения считается не существенным.

7. Проверка гипотез о виде распределения.

А) Проверим гипотезу о том, что X распределено по нормальному закону с помощью критерия согласия Пирсона [4]:

$$K = \sum \frac{(f_i - fp_i)^2}{fp_i}, \quad (3.15)$$

где p_i — вероятность попадания в i -й интервал случайной величины, распределенной по гипотетическому закону.

Для вычисления вероятностей p_i попадания в i -й интервал используем формулу и таблицу функции Лапласа [4]:

$$p_i = \Phi\left(\frac{x_{i+1} - \bar{x}}{s}\right) - \Phi\left(\frac{x_i - \bar{x}}{s}\right), \quad (3.16)$$

где $s = 0,227$,

$x_{cp} = 1,09$.

Теоретическая (ожидаемая) частота равна $f_i = fp_i$, где $f = 91$.

Вероятность попадания в i -й интервал: $p_i = \Phi(x_2) - \Phi(x_1)$

Занесём полученные данные в таблицу 3.6.

Таблица 3.6 – Результирующие данные проверки гипотезы о виде распределения

$x_i \div x_{i+1}$	f_i	$x_1 = (x_i - x_{cp})/s$	$x_2 = (x_{i+1} - x_{cp})/s$	$\Phi(x_1)$	$\Phi(x_2)$	$p_i = \Phi(x_2) - \Phi(x_1)$	Ожидаемая частота, $91p_i$	Слагаемые статистики Пирсона, K_i
0.01 - 0.155	1	-4.7447	-4.1093	-0.49999	-0.49999	0	0	0
0.155 - 0.3	0	-4.1093	-3.4739	-0.49999	-0.49984	0.00015	0.01365	0.01365
0.3 - 0.445	0	-3.4739	-2.8385	-0.49984	-0.4977	0.00214	0.1947	0.1947
0.445 - 0.59	0	-2.8385	-2.203	-0.4977	-0.4868	0.0109	0.9919	0.9919
0.59 - 0.735	2	-2.203	-1.5676	-0.4868	-0.4418	0.045	4.095	1.0718
0.735 - 0.88	5	-1.5676	-0.9322	-0.4418	-0.3264	0.1154	10.5014	2.882

Продолжение таблицы 3.6

$x_i \div x_{i+1}$	f_i	$x_1 = (x_i - \bar{x}_{cp})/s$	$x_2 = (x_{i+1} - \bar{x}_{cp})/s$	$\Phi(x_1)$	$\Phi(x_2)$	$p_i = \Phi(x_2) - \Phi(x_1)$	Ожидаемая частота, $91p_i$	Слагаемые статистики Пирсона, K_i
0.88 - 1.025	25	-0.9322	-0.2968	-0.3264	-0.1179	0.2085	18.9735	1.9142
1.025 - 1.17	31	-0.2968	0.3387	-0.1179	0.1331	0.251	22.841	2.9145
1.17 - 1.315	17	0.3387	0.9741	0.1331	0.3365	0.2034	18.5094	0.1231
1.315 - 1.46	6	0.9741	1.6095	0.3365	0.4463	0.1098	9.9918	1.5948
1.46 - 1.605	2	1.6095	2.2449	0.4463	0.4881	0.0418	3.8038	0.8554
1.605 - 1.75	1	2.2449	2.8804	0.4881	0.4981	0.01	0.91	0.0089
1.75 - 1.895	0	2.8804	3.5158	0.4981	0.49984	0.00174	0.1583	0.1583
1.895 - 2.04	1	3.5158	4.1512	0.49984	0.49999	0.00015	0.01365	71.2737
	91							83.997

Определим границу критической области. Так как статистика Пирсона измеряет разницу между эмпирическим и теоретическим распределениями, то чем больше её наблюдаемое значение $K_{набл}$, тем сильнее довод против основной гипотезы. Поэтому критическая область для этой статистики всегда правосторонняя: $[K_{кр}; +\infty)$. Её границу $K_{кр} = \chi^2(k-r-1; \alpha)$ находим по таблицам распределения χ^2 и заданным значениям s , k (число интервалов), $r=2$ (параметры \bar{x}_{cp} и s оценены по выборке). Тогда $K_{кр} = \chi^2(14-2-1; 0,05) = 19,67$, $K_{набл} = 84$.

Наблюдаемое значение статистики Пирсона попадает в критическую область: $K_{набл} > K_{кр}$, поэтому есть основания отвергать основную гипотезу. Данные выборки распределены не по нормальному закону.

Б). Проверим гипотезу о том, что X распределено по нормальному закону с помощью показателей A_s и E_x .

В случае нормального распределения справедливо следующее условие:

$$|A_s| < 3S_{A_s}; |A| < 3S_{A_s}; |E| < 3S_{E_x}. \quad (3.17)$$

Проверим выполнение этого условия. Для нашего случая $S_{A_s}=0,5314$, $S_{E_x}=0,7812$ и $A_s=-0,117$, $E_x=5,22$. Тогда получим $|-0,117| < 3*0,5314=1,5941$ и $|5,22| \geq 3*0,7812=2,3436$. Условия не выполняются.

В). Проверим гипотезу о том, что X распределено по нормальному закону с помощью правила 3-х сигм.

Если случайная величина распределена нормально, то абсолютная величина её отклонения от математического ожидания не превосходит утроенного среднеквадратического отклонения, т.е. все значения случайной величины должны попасть в интервал $(\bar{x} - 3\sigma; \bar{x} + 3\sigma)$.

В нашем случае этот интервал составит $(1,09-3*0,227; 1,09+3*0,227) = (0,409; 1,771)$.

Согласно проведенным вычислениям, можно сделать выводы о соответствии распределения измеренной величины натяга нормальному закону.

Каждое значение ряда отличается от среднего значения 1,09 в среднем на 0,227.

Среднее значение примерно равно моде и медиане, что свидетельствует о нормальном распределении выборки.

Поскольку коэффициент вариации меньше 30%, то совокупность однородна. Полученным результатам можно доверять.

Гипотеза о том, что случайная величина X подчинена нормальному закону распределения, отвергается (по критерию согласия Пирсона).

Значения A_s и E_x мало отличаются от нуля. Поэтому можно предположить близость данной выборки к нормальному распределению.

Полученный результат указывает на допустимость выбора нормального распределения для величины натяга при моделировании размерной цепи в Matlab.

Во второй главе при моделировании размерных цепей сборочных параметров в Matlab для величины натяга был принят именно нормальный закон распределения.

На рисунке 3.9 представлена гистограмма распределения измеренной величины натяга.

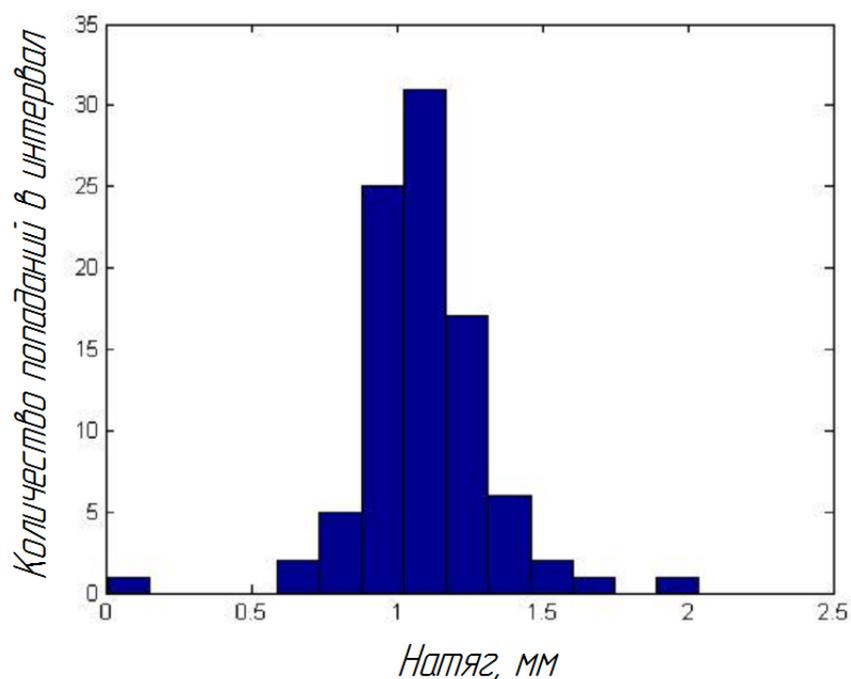


Рисунок 3.9 – Гистограмма распределения величины разворота лопаток рабочего колеса турбины в собранном состоянии

По рисунку 3.9 видно, что визуально гистограмма соответствует нормальному распределению. Для построения теоретической кривой распределения необходимо две характеристики – центр группирования размеров χ и среднее квадратичное отклонение σ .

На рисунке 3.10 представлены экспериментальная и теоретическая кривые распределения значений разворота лопаток.

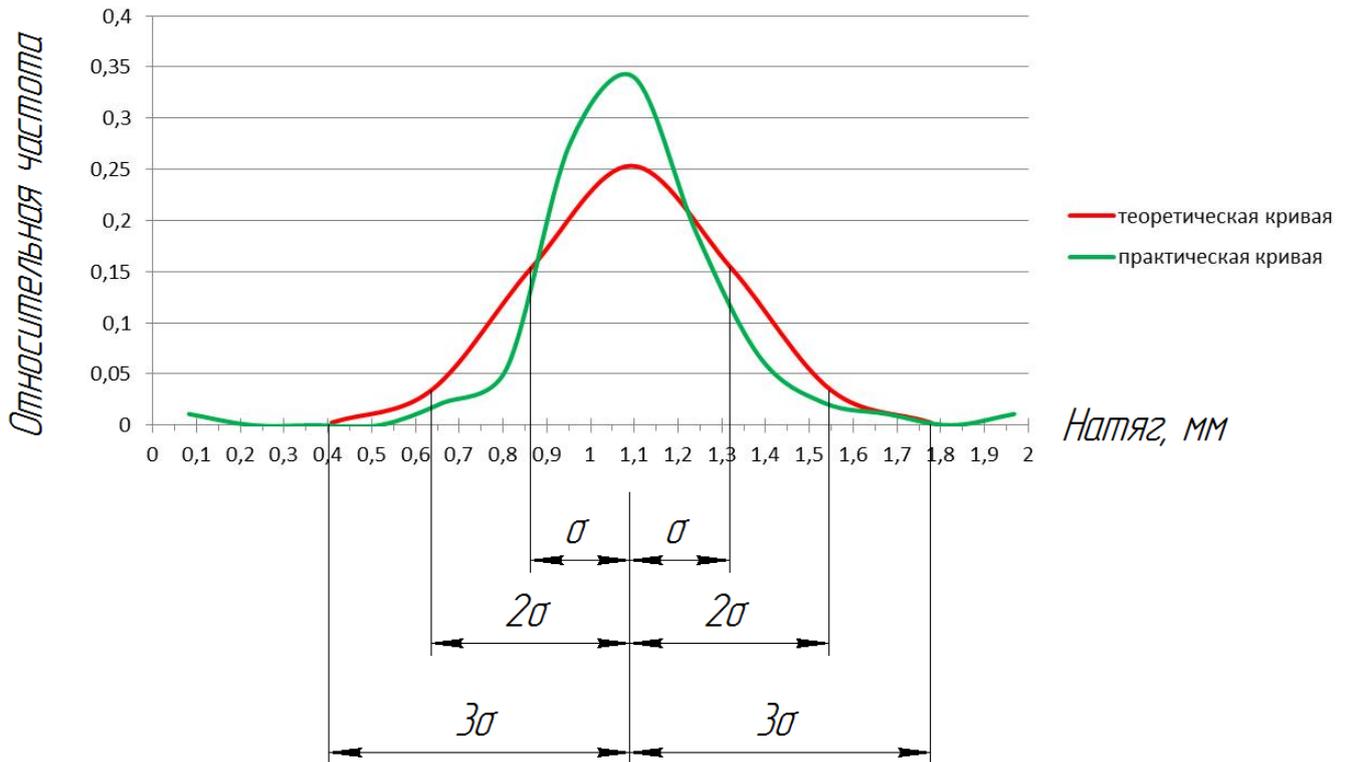


Рисунок 3.10 – Экспериментальная и теоретическая кривые распределения значений разворота лопаток

Анализируя рисунки 3.9 и 3.10, следует отметить, что 2 измеренные лопатки не входят в границы интервала $\pm 3\sigma$ теоретической кривой распределения разворота лопаток. Иными словами, не все пары лопаток образуют соединения, точность которых соответствует прописанным в технологии значениям величин.

В таблице 3.7 представлены результаты сравнения теоретического и экспериментального исследований по параметрам и форме закона распределения величины натяга между лопатками. Для удобства сравнения данные обоих исследований были приведены к единому знаменателю – углу разворота бандажного венца лопатки, исчисляемому в радианах.

Таблица 3.7 – Сравнение результатов теоретического и экспериментального исследований

Параметр	Исследование		Погрешность	
	Теоретическое	Экспериментальное	Абсолютная	Относительная, %
Среднеквадратическое отклонение геометрического сборочного параметра	0,01623	0,01842	0,002	11,89
Математическое ожидание геометрического сборочного параметра	0,013691	0,015728	0,002	12,95

Расхождения по величинам среднеквадратических отклонений и математических ожиданий натягов по бандажным полкам лопаток не превысило 13%.

Выводы по главе 3

1. Исследовано влияние положения лопаток в пазах диска на величины геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины. Результаты показали, что наибольшее влияние перемещение лопатки в пазу диска (качка) оказывает на натяг, причём перемещение в направлении оси Y. Величина параметра в данном случае может отличаться до 25%. Так же анализ показал возможность возникновения зазора вместо натяга по стыковым поверхностям бандажных полок с вероятностью 28%. На остальные сборочные параметры качка лопатки в пазу значительного влияния не оказывает.

2. Исследованы зависимости геометрических сборочных параметров рабочего колеса турбины от точности изготовления входящих деталей. Приведён расчёт натяга с использованием статистических данных, полученных с помощью разработанной во второй главе модели. Результаты показывают, как распределяется величина натяга между лопатками по колесу, какие лопатки находятся в сцепке и образуют клин, а так же силу, возникающую между контактирующими лопатками, и величину разворота бандажной полки под её воздействием.

3. Рассмотрены этапы проведения экспериментальных исследований с целью определения величин геометрических параметров сборки рабочего колеса турбины: зазоров по стыковым поверхностям бандажных и замковых полок лопаток, а так же натяга по стыковым поверхностям бандажных полок, определяемого разворотом выходного торца бандажной полки лопатки относительно замковой.

4. Проведён анализ полученных в ходе эксперимента данных. Анализ показал, что не все величины находятся в диапазоне полей рассеивания значений, указанных в технологии сборки. Результаты подтвердили верность суждений, используемых при разработке теоретической модели, применяемой для расчёта геометрических сборочных параметров. Расхождение по сравниваемым параметрам не превысило 13%.

ГЛАВА 4 ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

В главе приведен алгоритм комплектования рабочего колеса турбины при сборке с использованием метода, моделей и функциональной зависимости, описанных во второй главе.

В пунктах 4.2 и 4.3 данной главы обоснована целесообразность компьютерного исследования при сборке рабочего колеса турбины с точки зрения временных затрат и объёмов незавершённого производства.

4.1 Алгоритм комплектования лопаток при сборке рабочего колеса турбины

На результат сборочного процесса значительное влияние оказывает порядок комплектования диска лопатками. В основе алгоритма комплектования лежит используемая на производстве технология, с применением разработанных в главе 2 метода, моделей и функциональной зависимости.

В начале сборки рабочего колеса турбины осуществляется взвешивание лопаток и их комплектование для диска по массе. Лопатки подбираются в соответствии с размерами замковой части, а также в соответствии с основными геометрическими сборочными параметрами: натягу по бандажу и зазорам по замковым и бандажным полкам лопаток. В рамках исследования был разработан алгоритм комплектования сборки рабочего колеса турбины, включающий расчёт геометрических сборочных параметров РК (рисунок 4.1).

Использование данного алгоритма позволит уменьшить количество предварительных сборок и повысить точность результатов сборочного процесса.

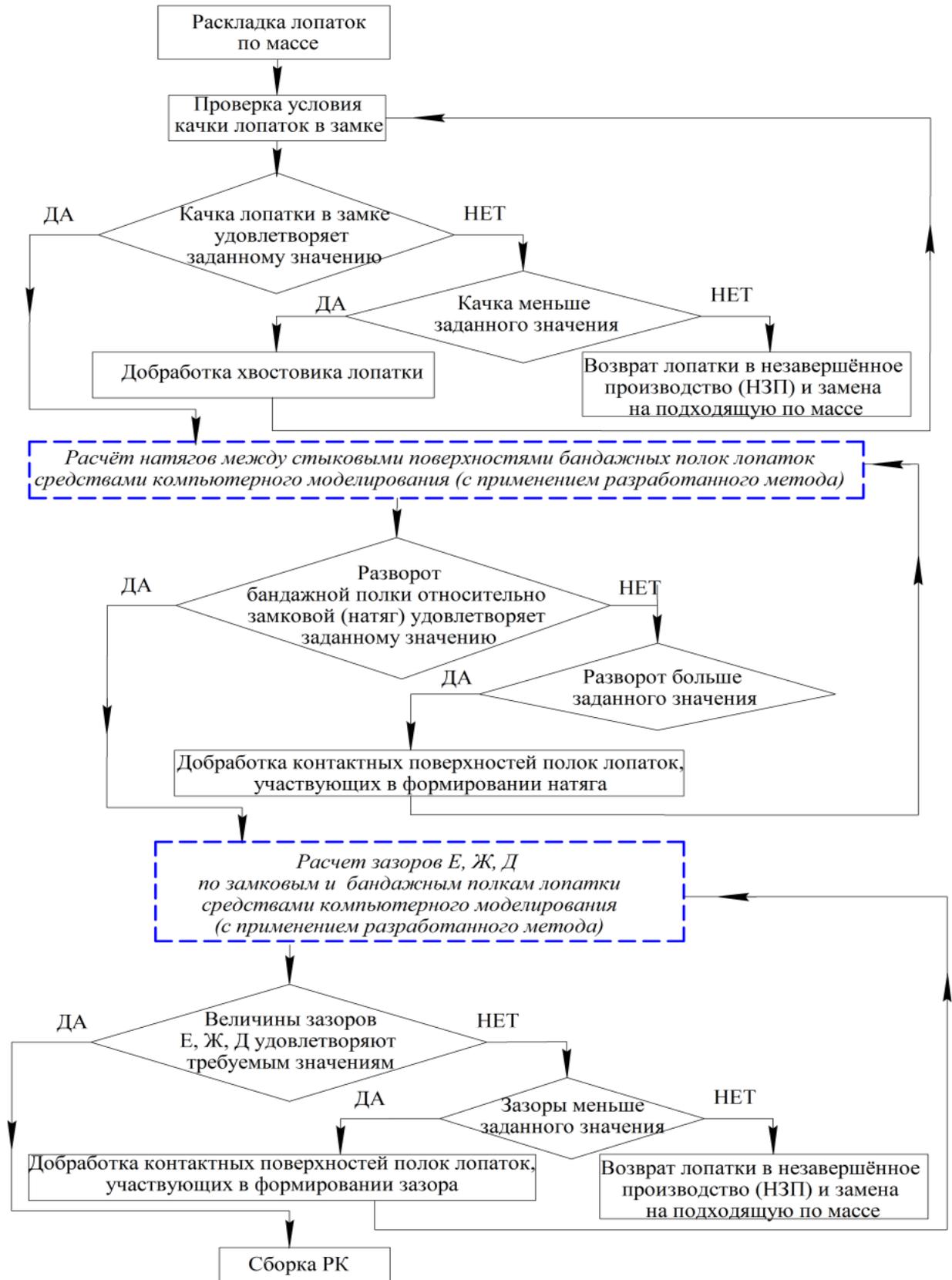


Рисунок 4.1 – Блок-схема алгоритма комплектования лопаток для сборки РК турбины

Укрупненно алгоритм включает в себя четыре этапа. На первом осуществляется подбор лопаток по массе. Для этого производят предварительное взвешивание лопаток согласно требованиям, указанным в технологии сборки: комплектования колеса лопатками попарно по диаметру в порядке уменьшения, при этом разность весов в паре не более 2,5 грамм.

На втором этапе происходит отбор деталей по качке. Это операция заключается в проверке соответствия размеров паза диска и величины размеров хвостовика лопатки, предназначенной для рассматриваемого паза согласно рекомендациям комплектования по массе. При условии несоответствия возможны два случая: проверяемая величина меньше требуемой – тогда лопатка подлежит доработке, и проверяемая величина больше требуемой – здесь лопатка подлежит замене на соответствующую по массе, неподходящая лопатка возвращается в задел незавершённого производства.

На третьем этапе производится регулирование натяга. Согласно технологии этот параметр проверяют косвенным образом: контролируется разворот торца бандажной полки относительно замковой в состояниях «до сборки» и «в собранном». Для расчёта натяга используются модели и функциональная зависимость, описанные в главе 2.

Четвёртый этап дает представление о комплектовании лопаток по зазорам по стыковым поверхностям бандажных полок и зазору по замковым полкам соседних лопаток. В данном случае проверка осуществляется в совокупности с расчётом взаимосвязанных размерных цепей, прописанных для соответствующих геометрических сборочных параметров, алгоритмы расчёта которых были рассмотрены в главе 2.

Завершающим элементом является сборка рабочего колеса.

Алгоритм комплектования может быть реализован в программном пакете MATLAB, например. Результатом работы программы будет таблица с перечнем лопаток, которые составят наиболее благоприятный вариант рабочего колеса турбины.

4.2 Сравнительный анализ трудоёмкости сборки РК турбины согласно существующей технологии и с применением разработанного метода

В главе 1 отмечено, что финальной сборке рабочего колеса турбины предшествуют предварительные сборки. Согласно схеме, представленной на рисунке 1.6, предусмотрено выполнение как минимум трех предварительных сборок, после чего производятся окончательная сборка и балансировка.

Применение метода обеспечения геометрической точности сборки рабочего колеса турбины позволяет уменьшить количество предварительных сборок узла вплоть до полного их исключения. На рисунке 4.2 представлена схема процесса сборки при использовании компьютерного расчёта по разработанному методу.

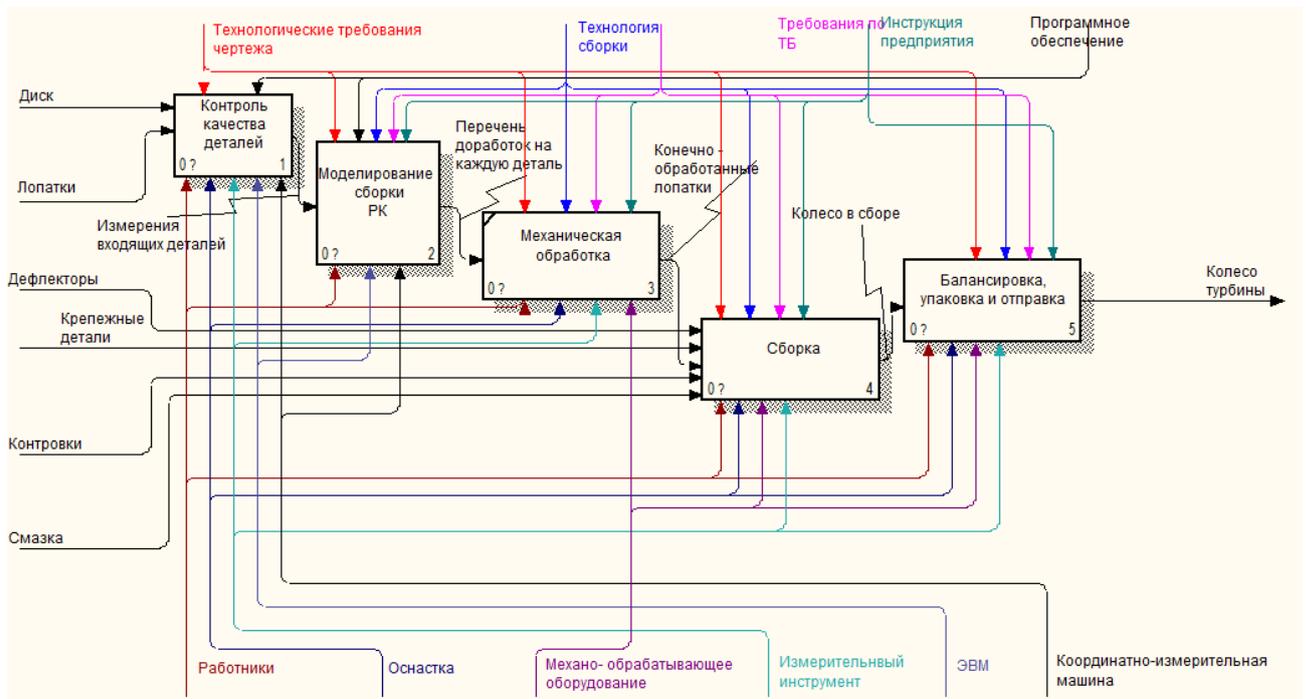


Рисунок 4.2 – Схема процесса сборки РК турбины с применением предварительного компьютерного расчёта

Оценим экономическую целесообразность применения разработанного в диссертации метода.

Как уже было сказано в работе, этап предварительной сборки представляет собой последовательное уточнение геометрических сборочных параметров и приведения их к допустимым значениям. При этом трудозатраты,

закладываемые на этапы предварительных сборок, будем рассматривать и оценивать, как временные затраты. Трудоёмкость сборки определяется суммой временных затрат на каждый этап сборки. Другими словами, извлекая время на предварительные сборки (для традиционного подхода) и время, необходимое для компьютерного расчёта, и сопоставляя эти значения, получим экономическую эффективность.

Согласно [77] для получения точной и полной информации, характеризующей состояние трудового процесса, необходимо правильно выбрать соответствующие способы и технические средства исследования. К таковым относятся метод расчёта затрат времени наблюдением, метод сравнения и расчёта по типовым нормам и аналитически-расчётный метод. Остановимся на последнем методе, а именно сравним традиционный подход к процессу сборки и сборку с применением компьютерного расчёта с помощью главного показателя трудоёмкости – штучно-калькуляционного времени. Согласно [77], этот показатель можно рассчитать по формуле 4.1:

$$t_{\text{шт-к}} = (t_{\text{осн}} + t_{\text{всп}} + t_{\text{отд.л.н.}} + t_{\text{орг.о.}} + t_{\text{тех.о.}} + \frac{t_{\text{пз}}}{n}), \quad (4.1)$$

где $t_{\text{шт-к}}$ – штучно-калькуляционное время,

$t_{\text{осн}}$ – время основное, непосредственно затрачиваемое на изменение формы, размеров, внешнего вида и внутренних свойств предмета труда,

$t_{\text{всп}}$ – время вспомогательное, затрачиваемое на элементы операции, связанные с обеспечением основной работы, повторяющиеся при обработке с каждым предметом труда,

$t_{\text{отд.л.н.}}$ – время на отдых и личные надобности,

$t_{\text{орг.о.}}$ – время на раскладку и уборку инструмента, обтирка, чистка, смазка оборудования, установка, уборка документации и т.п.,

$t_{\text{тех.о.}}$ – время на смену инструмента, подналадку станка и т.п.,

$t_{\text{пз}}$ – подготовительно-заключительное время (подготовка к работе и её окончание),

n – число деталей в партии, обрабатываемых при однократной затрате $t_{\text{пз}}$.

Обобщив некоторые слагаемые, формула 4.1 при условии сборки одного рабочего колеса приобретает вид:

$$t_{шт} = t_{оп} \left(1 + \frac{\beta + \gamma}{100} \right), \quad (4.2)$$

где $t_{шт}$ – штучная норма времени на операцию,

$t_{оп}$ – оперативное время сборки,

β и γ – коэффициенты, определяющие соответственно время организационного обслуживания и время перерывов в работе (в процентах).

Согласно статистическим производственным данным, оперативное время сборки $t_{оп}$ рабочего колеса турбины, приходящееся на одну предварительную сборку, в среднем составляет 1,5-2 часа. Схема операций предварительной сборки, представлена на рисунке 4.3.

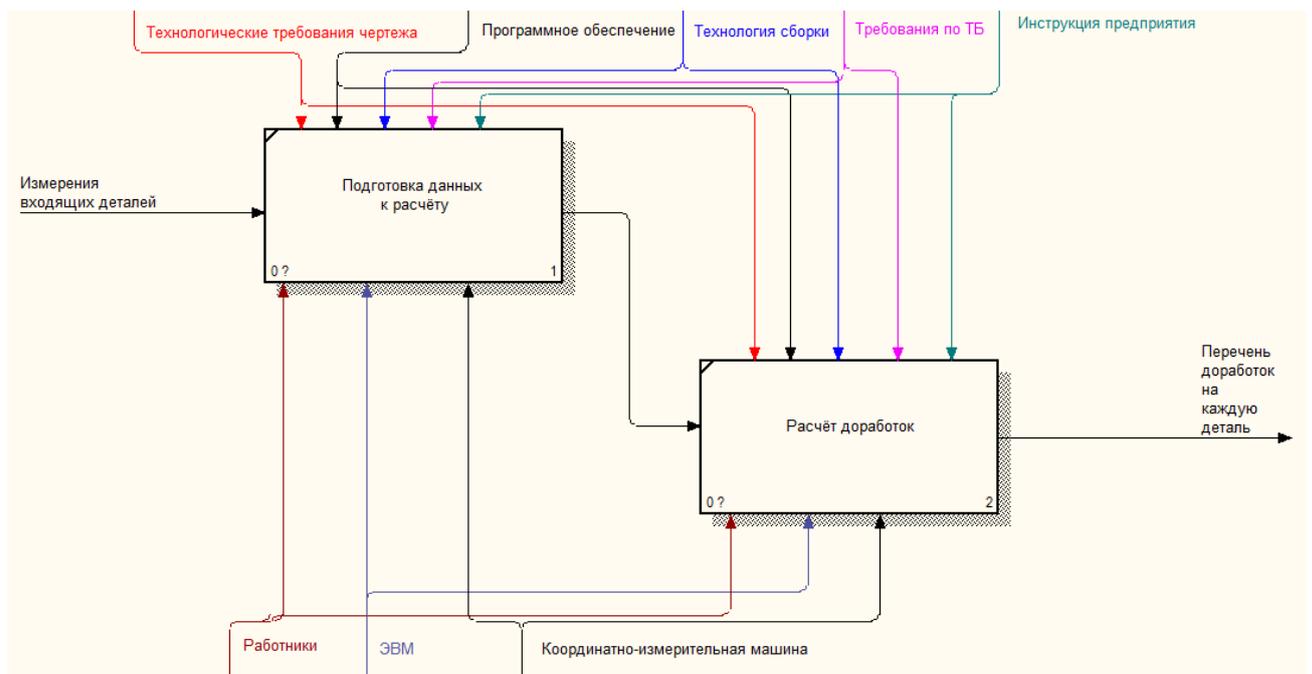


Рисунок 4.3 – Схема реализации этапа предварительного моделирования сборки РК турбины

Время, приходящееся на компьютерный расчёт, составляет не более одного часа. Здесь заложено время на измерение основных параметров лопаток и диска, необходимых для расчёта размерных цепей, отладку программы расчёта и анализ полученных данных.

Допустим, что коэффициенты β и γ для сравниваемых величин приблизительно равны. Тогда снижение трудоёмкости процесса от замены предварительных сборок компьютерным расчётом в процентном соотношении составит 50 %.

4.3 Анализ объёмов незавершённого производства при сборке РК турбины

Еще одним индикатором экономического эффекта от применения компьютерного расчёта на предмет собираемости рабочего колеса турбины является объём незавершённого производства (НЗП).

От объёмов НЗП зависит стоимость выпускаемой продукции, а так же налог на прибыль предприятия, что отражается на общем финансовом состоянии.

Основными способами снижения незавершённого производства являются повышение качества выпускаемых изделий, более точный расчёт требуемых партий изделий, а так же повышение ритмичности производства.

Разработанная в диссертации модель расчёта размерных цепей сборочных параметров может быть использована в алгоритме модели, позволяющей определить количество лопаток для полного комплектования рабочего колеса. В работе [78] описан принцип работы подобной модели и рассматривается суммарный задел НЗП, включающий в себя две составляющие: технологический задел – незавершённая продукция, находящаяся в непосредственном производстве, и страховой задел – определённый запас деталей, создаваемый для обеспечения бесперебойной работы линии в случае аварии или задержек поступления деталей из предыдущих участков производственного процесса. Расчёт технологического задела осуществляется по формуле (4.3):

$$Z_{max} = \frac{n_{opt} * T_{оп}}{П_{зап}},$$

(4.3)

где n_{opt} – размер партии деталей в цехе, измеряется в штуках,

$T_{оп}$ – длительность обработки партии изделий по операциям в цехе,
 $P_{зап}$ – периодичность запуска–выпуска для партии деталей, в сменах.

Расчёт страхового задела осуществляется по формуле (4.4):

$$Z_{стр} = \frac{t_{мо} * N}{T_{пл}}, \quad (4.4)$$

где $t_{мо}$ – время ожидания партии деталей между выпуском её на предыдущем рабочем месте и запуском на последующем (время межоперационного ожидания), обычно принимают равным числу смен,

$T_{пл}$ – длительность планового периода производственной программы, измеряется в сменах,

N – размер партии деталей, между выпуском на предыдущем и запуском на последующем, измеряется в штуках.

Выполнен имитационный расчёт, включающий: формирование комплектов лопаток, размеры которых задавались случайным образом в пределах поля допуска, сборку РК с использованием алгоритма, разработанного в п. 4.1, и оценку колёс на собираемость. В ходе расчёта определено, что для успешного комплектования рабочего колеса (содержащего 91 лопатку) по величине качки лопаток в диске, на этапе сборки необходимо иметь набор, равный 153 лопаткам (рисунок 4.4).

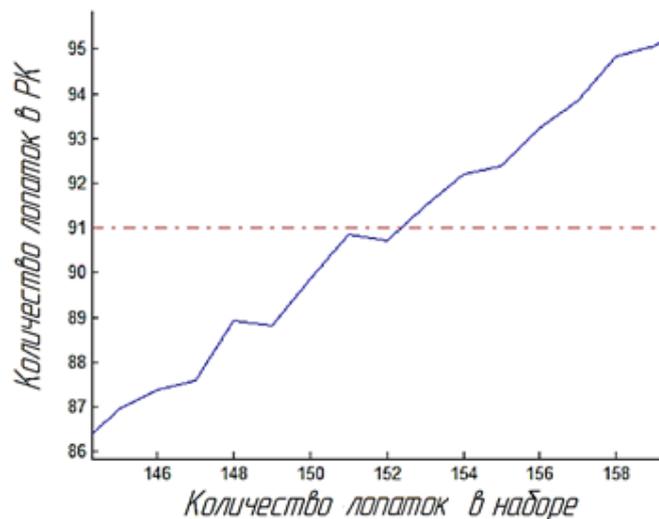


Рисунок 4.4 – Графическое решение определения объёма партии лопаток, используя разработанные в диссертации модели и зависимость

Применяя эти данные при расчёте объёма незавершённого производства, получим следующие результаты (таблица 4.1). Расчёты проводились исходя из статистических данных собранных на предприятии. Так же были приняты следующие условия производства: серийное, при выпуске в год 20 газотурбинных двигателей.

Таблица 4.1 – Результаты расчета незавершённого производства для рабочего колеса турбины

Этапы производства/ вид задела НЗП	Технологический, шт.	Страховой, шт.
Заготовительный	200	400
Механообрабатывающий	300	8
Сборочный	160	64
Всего	660	472

Из таблицы видно, что для комплектования рабочего колеса 91 лопаткой необходимо в общем объеме 1072 единицы, учитывая незавершённое производство. Алгоритм комплектования лопаток для сборки рабочего колеса турбины позволяет точно рассчитать величину объёма незавершённого производства, что способствует повышению эффективности производства.

Выводы по главе 4

1. Разработан алгоритм комплектования при сборке рабочего колеса турбины. Алгоритм может быть реализован в программном пакете MATLAB. Результатом работы программы будет таблица с перечнем лопаток, которые составят наиболее благоприятный вариант рабочего колеса турбины.

2. Проведён анализ стоимости осуществления сборки рабочего колеса турбины, в результате чего при сравнении традиционного подхода к процессу сборки и сборки с применением компьютерного расчёта с помощью главного показателя трудоёмкости – штучно-калькуляционного времени, отмечена

положительная динамика последнего метода ведения сборочного процесса. Иными словами, экономическая целесообразность применяемого в работе метода составляет 50%.

3. Отмечено влияние предварительного компьютерного расчёта сборочного процесса на объёмы незавершённого производства. Такой подход позволяет точно определить количество деталей для обеспечения 100% собираемости на этапе сборки, что приводит к точным расчётам НЗП на более ранних этапах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлено решение значимой научно-технической задачи, заключающейся в обеспечении геометрической точности сборки РК турбины ГТД за счёт разработки метода, модели и функциональной зависимости, позволяющих оценивать величины геометрических сборочных параметров и предназначенных для комплектования деталей в условиях производства.

На основании выполненных исследований получены следующие результаты.

1. Разработан метод обеспечения геометрической точности сборки РК турбины авиационного ГТД, учитывающий её особенности, связанные с деформацией лопаток, и их качкой в пазах диска. Применение метода позволило обеспечить достижение требований к точности сборки РК по геометрическим параметрам за счёт применения комплекса расчётных моделей и алгоритма комплектования деталей для выполнения сборки РК, и при этом снизить трудоёмкость процесса за счёт уменьшения количества предварительных сборок с 5 до 2.

2. Разработана модель и функциональная зависимость для расчёта геометрического сборочного параметра РК турбины – натяга по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток, позволяющие производить поэтапный расчёт натягов, учитывающий взаимовлияние и возникающие между лопатками силы. Для реализации модели и зависимости были разработаны: размерные цепи для расчёта сборочных параметров рабочего колеса турбины; параметрическая модель замковой части лопатки и паза диска, учитывающая плоскопараллельное перемещение лопатки в пазу диска и качку; конечно-элементная расчётная модель лопатки в процессе сборки РК, учитывающая влияние силовых факторов со стороны соседних лопаток. Верификация моделей показала различие между теоретическими и экспериментальными значениями натягов по бандажным полкам лопаток РК не более чем на 13 %, что говорит об удовлетворительной сходимости разработанных моделей.

3. Проведены исследования влияния качки лопаток в пазах диска на величины геометрических параметров РК турбины и их зависимостей от точности изготовления входящих деталей. Качка лопаток, а именно их перемещение в радиальном направлении (вдоль оси Y), оказывает заметное влияние на величину натяга. В рассматриваемом РК относительная разница значений натяга для двух соседних лопаток без учёта качки и с её учётом может достигать 25%. После сборки рабочего колеса соседние лопатки могут находиться в жёсткой сцепке, образуя группы количеством до 9 единиц, что говорит о возможности возникновения зазоров. Выявленный характер неравномерности натяга по РК может быть скорректирован за счёт перекомплектования и механической доработки стыковых поверхностей бандажных полок лопаток.

4. Разработан алгоритм комплектования лопаток для сборки рабочего колеса турбины. Использование алгоритма позволит технологу выбирать благоприятный вариант комплектования рабочего колеса турбины. Компьютерный расчёт сборочного процесса РК позволил определить, что для обеспечения 100 % собираемости одного рабочего колеса, содержащего 91 лопатки при использовании предложенного метода, необходимый объём незавершенного производства, составляет 153 лопатки, в то время как при традиционном подходе расчётный задел должен составлять 400 лопаток.

Таким образом, поставленная цель достигнута и может считаться выполненной в полном объёме. Разработанный метод, включающий модель и функциональную зависимость, позволяет решать практические задачи для обеспечения заданной геометрической точности сборки РК турбины авиационного ГТД, при этом сокращая временные затраты, что повышает эффективность процесса сборки. Представленные модель и функциональная зависимость могут быть использованы при проведении прочностных расчётов изделия на различных режимах его работы с учётом формы контакта бандажных полок лопаток РК турбины.

Перспектива дальнейшего развития темы исследования состоит в разработке и апробации инженерной методики комплектования РК турбины авиационного ГТД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балакшин, Б.С. Основы технологии машиностроения /Б.С. Балакшин. – М.: Машиностроение, 1982. 559с.
2. Бородачев, Н.А. Анализ качества точности производства / Н.А. Бородачев. – М.: Машиностроение, 1946. 251с.
3. Бородачев, Н.А. Основные вопросы теории точности производства / Н.А. Бородачев. – М.: Издательство АН СССР, 1950.
4. Венцель, Е.С. Теория вероятностей: учеб. для вузов / Е.С. Венцель. – 10-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2006. – 575 с.
5. Шевелев, А.С. Исследование точности размерных связей в авиадвигателестроении: дис. докт. техн. наук: 05.214 / Шевелев А.С. – Казань, 1970.
6. Шевелев, А.С. Структурно-логическая схема обеспечения показателей качества. – ИВУЗ.: Авиационная техничка N1, 1977. с. 117-124
7. Солонин, И.С. Расчет сборочных технологических размерных цепей / И.С. Солонин, С.И. Солонин – М.: Машиностроение, 1977. 158 с.
8. Дунаев, П.Ф. Размерные цепи /П.Ф. Дунаев – М.: Машгиз, 1963. 308с.
9. Дунаев, П.Ф. Расчет допусков размеров /П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – М.: Машгиз, 1963. 308с.
10. Непомилуев, В.В. Методология обеспечения робастности процесса сборки на основе метода индивидуального подбора деталей / Непомилуев В.В., Олейникова Е.В. // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. 2015. № 1 (32). С. 108-112.
11. Непомилуев, В.В. Вероятностно-статистическая модель процесса индивидуального подбора деталей / Непомилуев В.В., Олейникова Е.В., Гусарова Н.И. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 1. С. 8-13.
12. Непомилуев, В.В. Обеспечение объективности оценки качества, достигнутого при сборке изделия / Непомилуев В.В. // Проблемы и перспективы развития машиностроения Сборник научных трудов международной научно-

технической конференции, посвящённой 60-летию Липецкого государственного технического университета. А.М. Корнеев (ответственный редактор). 2016. С. 182-186.

13. Непомилуев, В.В. Систематизация методов сборки изделий машиностроения по способам обеспечения качества / Непомилуев В.В., Олейникова Е.В., Семенов А.Н. // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. 2018. № 2 (45). С. 77-82.

14. Непомилуев, В.В. Повышение качества изготовления высокоточных машин на основе совершенствования процесса их сборки / Непомилуев В.В., Семенов А.Н., Шуваев В.Г., Рыкунов А.Н. // СТИН. 2018. № 12. С. 25-31.

15. Непомилуев, В.В. Компьютерное моделирование при исследовании качества сборки методом подбора деталей / Танапурн Ф., Непомилуев В.В. // Качество продукции: контроль, управление, повышение, планирование. Сборник научных трудов 5-й Международной молодежной научно-практической конференции. 2018. С. 281-285.

16. Непомилуев, В.В. Обеспечение качества сборки на основе метода индивидуального подбора деталей / Непомилуев В.В., Олейникова Е.В. // Управление качеством продукции в машиностроении и авиакосмической технике (ТМ-18) Сборник научных трудов X международной научно-технической конференции. 2018. С. 21-23.

17. Польский, Е.А. Модель комплексного анализа размерных связей для одноступенчатого технологического обеспечения точности сборочных соединений / Польский Е.А., Филькин Д.М. // Известия Орловского государственного технического университета. Серия: Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2008. № 3-7 (271). С. 92-99.

18. Польский Е.А. Технологическое обеспечение требуемой точности сборочной единицы методом генерации технологических процессов отдельных деталей на основе анализа размерных связей с учетом условий эксплуатации для условий современного производства / Польский Е.А. // Известия Юго-Западного

государственного университета. Серия: Техника и технологии. 2011. № 2. С. 21-30.

19. Польский Е.А. Технологическое обеспечение качества сборочных единиц на этапах жизненного цикла на основе анализа размерных связей с учетом эксплуатации / Польский Е.А., Филькин Д.М. // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия: Техника и технологии. 2014. № 3. С. 8-19.

20. Польский Е.А. Технологическое обеспечение качества сборочных единиц на основе анализа размерных связей с учетом эксплуатации / Польский Е.А., Филькин Д.М. // Научные технологии в машиностроении. 2014. № 11 (41). С. 36-43.

21. Польский, Е.А. Технологическое обеспечение требуемой точности при механической обработке на основе анализа размерных связей / Польский Е.А., Прыткова Е.С. // Поколение будущего: Взгляд молодых ученых - 2014 сборник научных статей 3-й Международной молодежной научной конференции: в 2-х томах. Ответственный редактор Горохов А.А.. 2014. С. 369-272.

22. Польский, Е.А. Применение CALS технологий на основе анализа размерных связей для технологического обеспечения требуемой точности сборочных единиц / Сидоренкова А.И., Польский Е.А. // Научному прогрессу – творчество молодых. 2016. № 2. С. 89-91.

23. Польский, Е.А. Технологическое обеспечение точности и качества поверхностей деталей машин при проектировании маршрутно-операционного технологического процесса методом синтеза на основе анализа размерных связей / Польский Е.А. // Научные технологии в машиностроении. 2016. № 10 (64). С. 39-48.

24. Шабалин, А.В. Перспективы использования системы автоматизированного анализа трёхмерных допустимых отклонений в машиностроении / Шабалин А.В., Евстигнеев Ю.С., Пискунов Д.Ю. // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2013. № 12 (83). С. 116-121.

25. Шабалин, А.В. К проблеме обеспечения точности в изделиях машиностроения / Хващевская Л.Ф., Шабалин А.В. // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2014. № 1 (84). С. 25-29.

26. Шабалин, А.В. Методика пространственного размерного анализа в системе гепард / Журавлев Д.А., Шабалин А.В. // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2015. № 8 (103). С. 58-65.

27. Шабалин, А.В. Сравнительный обзор возможностей автоматизированного размерного анализа в современных (сат) системах автоматизированного размерного анализа / Фарактинов Д.А., Евстигнеев Ю.С., Шабалин А.В. // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2015. № 7 (102). С. 97-104.

28. Беликов, В.Н. Сборка авиационных двигателей/ В.Н. Беликов. – М.: Машиностроение, 1971. – 236 с.

29. Демин, Ф.И. Технология изготовления основных деталей газотурбинных двигателей: учебник / Ф. И. Демин, Н. Д. Проничев, И. Л. Шитарев; под. общ. ред. проф. Ф. И. Демина. – 2-е изд. – Самара: Изд-во СГАУ, 2012. – 324 с.

30. РД 50-635-87 Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 46 с.

31. Демин, Ф.И. Обеспечение точности геометрических параметров при изготовлении деталей ГТД [Электронное учебное пособие] /Ф.И. Демин. – Самара: издательство СГАУ, 2010.

32. Безъязычный, В.Ф. Обеспечение качества изделий при сборке: монография / В.Ф. Безъязычный, В.В. Непомилуев, А.Н. Семенов. – М.: Издательский дом «Спектр», 2012. – 204 с.

33. Чевычелов, С.А. Размерный анализ сборок с пространственными допусками/ С.А. Чевычелов, П.П. Чистяков, А.В. Горбунов // Юность и знания – гарантия успеха. Курск, Россия, 17-18 декабря 2014 г.

34. Ильина, М.Е. Разработка метода управления технологическим процессом сборки ротора ГТД дискового типа на основе компьютерного моделирования: автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.02.08 / Ильина Мария Евгеньевна. – Рыбинск, 2004. – 20 с.

35. Деризин, В.Я. О размерном анализе как этапе решения размерной цепи / В.Я. Деризин, Б.С. Ожгибцев // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2005. - №2 (18). – С. 11-12.

36. Меркулов, В.М. Разработка бандажированных рабочих лопаток турбин с учетом требований надежности и технологичности / В.М. Меркулов, Ф.Д. Ильющенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – №9(35). – С. 86-89.

37. Соломахо, В.Л. Комплексный подход к расчету размерных цепей / В.Л. Соломахо, Ю.В. Спесивцева // Вестник Полоцкого государственного университета. – 2009. – №8. – С. 63-70.

38. Золотарев, Ю.Н. Синтез статистической модели прогноза качества собираемой авиационной конструкции / Ю.Н. Золотарев // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2014. – №1(10).

39. Галкин, М.Г. Практика размерного моделирования сборочных операций с использованием неподвижных компенсаторов / М.Г. Галкин, А.С. Смагин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2015. – №12(669). – С. 71-76.

40. Осетров, В.Г. Выбор метода достижения точности замыкающего звена размерной цепи / В.Г. Осетров, Е.С. Слащев // Интеллектуальные системы в производстве. – 2016. - №1(28). – С. 55-58.

41. Расторгуев Г.А. Проверочный расчет сборочной размерной цепи / Г.А. Расторгуев // Вестник РУДН. Инженерные исследования. – 2009. – №2. – С. 42-47.

42. Jbira, I. CAD/Tolerancing integration: Mechanical assembly with form defects / I. Jbira, M. Tlija, B. Louhichi, A. Tahan // Advances in Engineering Software. – 2017. – №114. – P. 312-314.

43. Lupinetti, Katia. Multi-criteria retrieval of CAD assembly models / Katia Lupinetti, Franca Giannini, Marina Monti, Jean-Philippe Pernot // *Journal of Computational Design and Engineering*. – 2018. – №5. – С. 41-53.
44. Zhua, Zuowei. An Improved Tolerance Analysis Method Based on Skin Model Shapes of Planar Parts / Zuowei Zhua, Lihong Qiao, Nabil Anwerb // *Procedia CIRP*. – 2016. – №56. – P. 237-242
45. Song, Wenbin. Turbine blade fir-tree root design optimisation using intelligent CAD and finite element analysis / Wenbin Song, Andy Keane, Janet Rees, Atul Bhaskar, Steven Bagnall // *Computers and Structures*. – 2002. – №80. – P. 1853-1867.
46. Xiaodong, Qi. Multidisciplinary Design Optimization of Turbine Disks Based On ANSYS Workbench Platforms / Qi Xiaodong, Shen Xiulib // *Procedia Engineering*. – 2015. – №99. – P. 1275-1283.
47. Ahmad, Ali. Virtual Assembly of an Airplane Turbine Engine / Ali Ahmad, Abdulrahman M. Al-Ahmari, Muhammad Usman Aslam, Mustufa H. Abidi, Saber Darmoul // *IFAC-PapersOnLine*. – 2015. – №48-3. – P. 1726-1731.
48. Непомилуев, В.В. Перспективные направления совершенствования качества сборки изделий машиностроения / В.В. Непомилуев, А.Н. Семенов // *Известия ТулГУ. Технические науки*. – 2016. - №2(8). – С. 71-78.
49. Сибирский, В.В. Использование компьютерных моделей пространственных размерных цепей и метода виртуальных сборок для повышения производительности монтажных операций / В.В. Сибирский, С.К. Чотчаева // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. – 2012. - №5(36). – С. 297-303.
50. Гаер, М.А. Виртуализация селективного подбора деталей больших сборок / М.А. Гаер, А.В. Шабалин, Л.Ф. Хвощевская // *Вестник ИрГТУ*. – 2013. – №12(83). – С. 53-56.
51. Сурков, О.С. Прогнозирование и обеспечение точности изделий сложной конструктивной формы: дис. канд. техн. наук: 05.07.05 / Сурков Олег Станиславович. – Самара, 1996. – 185 с.

52. Полетаев, В.А. Анализ связей при автоматической сборке с помощью метода пространства конфигураций / В.А. Полетаев, Д.Е. Турчин // Вестник кузбасского государственного технического университета. – 2005. - №4-2(49). – С. 76-79.

53. Мартынов, В.Г. Роботизация и автоматизация сборочных процессов в современном промышленном производстве / В.Г. Мартынов // Техника и технологии: пути инновационного развития. Материалы 3-й Международной научно-практической конференции. Ответственный редактор Горохов А.А. – 2013. – С. 120-123.

54. Климашов, В.Ю. Автоматизированная система контроля сборочных процессов на производстве и при проведении ремонтных работ / В.Ю. Климашов // Проблемы использования и инновационного развития внутренних водных путей в бассейнах великих рек. Труды международного научно-промышленного форума. – 2016. – С.25.

55. Соколова, О.Ф. Придание робастных свойств сборочным процессам самолетостроительного производства / О.Ф. Соколова, Ф.Е. Ляшко, М.И. Соколова // Известия самарского научного центра российской академии наук. – 2017. - №4-2. Т.19. – С. 271-275.

56. Малкина, И.В. Автоматизация сборочного процесса изделий авиационной техники / И.В. Малкина, А.А. Крестьянсков // Машиностроение: инновационные аспекты развития. Материалы I международной научно-практической конференции. – 2018. – С. 81-84.

57. Погадаева, Р.Р. Анализ состояния проблемы автоматизации сборочных процессов в машиностроении / Р.Р. Погадаева, А.В. Еркулев // Университетский комплекс как региональный центр образования, науки и культуры. Материалы Всероссийской научно-методической конференции. – 2019. – С.859-863.

58. Киричек, А.В. Совершенствование сборки методом пригонки вероятностным расчетом размерных цепей / А.В. Киричек, В.Ф. Начвай // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. - №3. – С. 7-12.

59. Слащев, Е.С. Совершенствование метод сборки групповой взаимозаменяемости / Е.С. Слащев, В.Г., Осетров, В.Б. Федоров // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2013. - №3. – С. 004-006.

60. Мохова, А.О. Анализ возможностей повышения качества изготовления машин с использованием различных методов сборки / А.О. Мохова, В.В. Непомилуев, А.А. Соловьева // Потенциал современной науки. – 2014. - №2. – С. 23-27.

61. Иванов, А.А. Оптимизация управления технологическим процессом сборки методом динамического программирования / А.А. Иванов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2014. - №8. – С. 3-5.

62. Набатников, Ю.Ф. Метод селективной сборки соединений деталей машин в условиях мелкосерийного производства / Ю.Ф. Набатников // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. - №9. – С. 19-32.

63. Безбородов, И.А. Технологическая стратегия обеспечения точности сборки ДВС методом неполной взаимозаменяемости / И.А. Безбородов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2013. - №9. – С. 07-11.

64. Ераткин, Д.В. Исследование точности сборки КШМ при ремонте двигателя методом размерного анализа / Д.В. Ераткин, В.А. Ермолов, А.И. Миргородский, В.И. Ковалевский // Механики XXI века. – 2004. - №3. – С. 16-19.

65. Саблин, П.А. Подготовка производства к сборке изделий сложной формы методом электронного описания / П.А. Саблин, Б.Н. Марьин, А.М. Шпилёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2010. - №12. – С. 3-8.

66. Спиридонов, В.А. Имитационное моделирование сборочных процессов / В.А. Спиридонов // Тезисы докладов научно-практической конференции кафедр Омского института инженеров железнодорожного транспорта, посвященной 60-летию ОМИИТА. – 1990. – С.141.

67. Шатских, Н.Ю. Разработка программного средства трехмерной визуализации сборочного технологического процесса / Н.Ю. Шатских, П.Ю. Гусев // Инновации, качество и сервис в технике и технологиях. Сборник

научных трудов 7-ой международной научно-практической конференции. Редколлегия: А.А. Горохов (отв. Ред.). – 2017. – С. 398-401.

68. Овсянникова, Д.Ю. Имитационное моделирование процессов сборочного цеха предприятия / Д.Ю. Овсянникова // Синергия наук. – 2017. - №16. – С. 471-476.

69. Бычков, В.П. Алгоритмы и оценки меры готовности изделия к сборке и их зависимости от модели комплектования изделия / В.П. Бычков, В.П. Желтов, Е.А. Курябина // Вестник Чувашского университета. – 2014. – №2. – С.84-92.

70. Стельмах, Н.В. Формирование последовательности сборки изделия согласно математической модели описания изделия и оценка ее эффективности / Н.В. Стельмах // Вісник національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Серія: приладобудування. – 2011. - №42. – С.92-100.

71. Кушнир, А.П. Виртуальный контроль сборки изделия на стадии проектирования /А.П. Кушнир // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2009. - №5. – С. 54-56.

72. Сибирский, В.В. Использование компьютерных моделей пространственных размерных цепей и метода виртуальных сборок для повышения производительности монтажных операций / В.В. Сибирский, С.К. Чотчаева // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. - № 5-2(36). – С. 297-303.

73. Иванюк, А.К. Проведение имитационных исследований в современных САД средах /А.К. Иванюк, Ю.П. Сердобинцев // Системы проектирования, технологической подготовки производства и управления этапами жизненного цикла промышленного продукта (CAD/CAM/PDM - 2016). Труды XVI-ой международной молодёжной конференции. – 2016. – С. 432-433.

74. Безъязычный, В.Ф. Технология Виртуальной сборки / В.Ф. Безъязычный, В.В. Непомилуев // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2011. - №6. – С. 3-14.

75. Биггер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

76. Иванов, В.А. Прогнозирование и обеспечение точности сборки колес турбины ГТД: дис. канд. техн. наук: 05.07.05 / Ивано Владимир Алексеевич. – Куйбышев, 1987. – 227 с.

77. Абрамова, И.Г. Основы организации производства машиностроительного предприятия (Лекционный курс и практикум): Учебное пособие / И.Г. Абрамова. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, изд. 2-е и доп., 2011. – 174 с.

78. Болотов, М.А. Теоретико-вероятностная оценка объемов незавершенного производства при сборке рабочего колеса турбины /М.А. Болотов, Т.В. Ефремова, М.В. Янюкина // Известия Самарского научного центра РАН. – 2019. – Т. 21. № 1 (87). — С. 86-90.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А.1 – Данные измерения разворота выходного торца бандажной полки лопаток относительно замковой в собранном с диском состоянии

№ лопатки	Δ_2	Δ_1	$\Delta_T = \Delta_2 - \Delta_1$	№ лопатки	Δ_2	Δ_1	$\Delta_T = \Delta_2 - \Delta_1$
1	0,1	1,12	1,02	40	0,13	1,19	1,06
2	0,12	1,33	1,21	41	-0,41	0,74	1,15
3	0,07	1,14	1,07	42	-0,27	0,96	1,23
4	0,2	1,41	1,21	43	-0,1	1,27	1,37
5	0,21	1,35	1,14	44	-0,26	1,78	2,04
6	0,18	1,16	0,98	45	0,2	1,47	1,27
7	0,12	1,18	1,06	46	0,05	1,07	1,02
8	0,06	1,07	1,01	47	0,14	1,06	0,92
9	0,08	1,18	1,1	48	0,12	1,41	1,29
10	0,12	1,06	0,94	49	0,17	1,24	1,07
11	0,06	1,06	1	50	0,1	1,63	1,53
12	0,11	1,2	1,09	51	0,06	1,04	0,98
13	0,07	1,03	0,96	52	0,05	1,15	1,1
14	0,14	1,39	1,25	53	0,09	1,25	1,16
15	0,16	0,99	0,83	54	0,14	1,4	1,26
16	0,16	1,23	1,07	55	0,27	0,9	0,63
17	0,07	1,31	1,24	56	0,24	1,25	1,01
18	0,12	1,06	0,94	57	0,13	1,19	1,06
19	0,07	1,22	1,15	58	0,24	1,23	0,99
20	0,12	1,02	0,9	59	0,2	0,9	0,7
21	0,02	1,55	1,53	60	0,08	1,51	1,43
22	0,12	1,16	1,04	61	0,14	1,03	0,89
23	0,13	1,16	1,03	62	0,08	1,15	1,07
24	0,22	1,27	1,05	63	0,16	1,47	1,31
25	0,02	1,07	1,05	64	0,22	1,18	0,96

Продолжение таблицы А.1

№ лопатки	Δ_2	Δ_1	$\Delta_T = \Delta_2 - \Delta_1$	№ лопатки	Δ_2	Δ_1	$\Delta_T = \Delta_2 - \Delta_1$
26	0,13	0,14	0,01	65	0,11	1,27	1,16
27	0,14	1,26	1,12	66	0,19	1,12	0,93
28	0,07	0,97	0,9	67	0,1	1,36	1,26
29	0,04	1,14	1,1	68	0,13	1,22	1,09
30	0,11	1,38	1,27	69	0,08	1,32	1,24
31	0,04	1,26	1,22	70	0,04	0,84	0,8
32	0,1	1,12	1,02	71	-0,25	1,09	1,34
33	0,03	1,35	1,32	72	0,21	1,26	1,05
34	0,07	0,84	0,77	73	0,19	1,33	1,14
35	0,12	1,04	0,92	74	0,24	1,08	0,84
36	0,15	1,39	1,24	75	0,1	1,24	1,14
37	0,03	1,06	1,03	76	0,23	1,02	0,79
38	-0,11	1,15	1,26	77	0,04	1,05	1,01
39	0,13	1,06	0,93	78	0,07	1,14	1,07
79	0,26	1,18	0,92	86	0,1	1,02	0,92
80	0,07	1,22	1,15	87	-0,39	0,75	1,14
81	0,16	1,22	1,06	88	-0,44	0,91	1,35
82	0,18	1,29	1,11	89	0,02	1,69	1,67
83	0,14	1,44	1,3	90	0,1	1,09	0,99
84	0,26	1,16	0,9	91	-0,45	0,82	1,27
85	0,04	1,4	1,36				

Таблица А.2 – Данные измерения зазора Е по стыковым поверхностям бандажных полок лопаток в собранном с диском состоянии

№ лопатки	Зазор Е, мм	№ лопатки	Зазор Е, мм	№ лопатки	Зазор Е, мм
1	0,25	32	0,1	62	0,2
2	0,25	33	0,2	63	0,2
3	0,15	34	0,2	64	0,25
4	0,1	35	0,2	65	0,2
5	0,15	36	0,15	66	0,2
6	0,1	37	0,1	67	0,2
7	0,1	38	0,2	68	0,25
8	0,2	39	0,25	69	0,15
9	0,1	40	0,15	70	0,25
10	0,1	41	0,2	71	0,25
11	0,2	42	0,1	72	0,1
12	0,2	43	0,1	73	0,1
13	0,2	44	0,2	74	0,1
14	0,15	45	0,15	75	0,1
15	0,1	46	0,05	76	0,25
16	0,2	47	0,1	77	0,2
17	0,07	48	0,25	78	0,09
18	0,2	49	0,2	79	0,25
19	0,15	50	0,06	80	0,1
20	0,15	51	0,1	81	0,05
21	0,25	52	0,25	82	0,06
22	0,25	53	0,25	83	0,15
23	0,15	54	0,08	84	0,15
24	0,2	55	0,2	85	0,25
25	0,2	56	0,25	86	0,15
26	0,15	57	0,25	87	0,2
27	0,2	58	0,25	88	0,25
28	0,2	59	0,2	89	0,2
29	0,15	60	0,25	90	0,25
30	0,1	61	0,15	91	0,2
31	0,2				

Таблица А.3 – Данные измерения зазора Ж по стыковым поверхностям замковых полок лопаток в собранном с диском состоянии

№ лопатки	Зазор Ж, мм	№ лопатки	Зазор Ж, мм	№ лопатки	Зазор Ж, мм
1	0,35	32	0,7	62	0,35
2	0,35	33	0,25	63	0,6
3	0,25	34	0,45	64	0,1
4	0,35	35	0,35	65	0,35
5	0,1	36	0,2	66	0,15
6	0,35	37	0,3	67	0,3
7	0,15	38	0,15	68	0,3
8	0,2	39	0,55	69	0,3
9	0,2	40	0,25	70	0,15
10	0,35	41	0,45	71	0,1
11	0,1	42	0,1	72	0,45
12	0,25	43	0,3	73	0,15
13	0,3	44	0,2	74	0,1
14	0,2	45	0,3	75	0,1
15	0,1	46	0,1	76	0,1
16	0,2	47	0,45	77	0,35
17	0,2	48	0,55	78	0,45
18	0,15	49	0,75	79	0,45
19	0,65	50	0,1	80	0,1
20	0,1	51	0,1	81	0,3
21	0,35	52	0,3	82	0,1
22	0,7	53	0,45	83	0,7
23	0,4	54	0,55	84	0,55
24	0,2	55	0,2	85	0,45
25	0,15	56	0,2	86	0,1
26	0,25	57	0,25	87	0,15
27	0,1	58	0,25	88	0,35
28	0,75	59	0,25	89	0,25
29	0,35	60	0,25	90	0,1
30	0,35	61	0,25	91	0,35
31	0,45				