

**И.Ф.Кравченко, Э.В.Кондратюк,
В.А.Титов, Г.Б.Филимонихин,
Г.И.Пейчев, А.Я.Качан**

**СБОРКА РОТОРОВ ГТД
БАРАБАННО-ДИСКОВОГО ТИПА:
ТИПОВЫЕ ПРОЦЕССЫ,
АЛГОРИТМЫ РАСЧЕТОВ**

Монография

И.Ф.Кравченко, Э.В.Кондратюк,
В.А.Титов, Г.Б.Филимонихин,
Г.И.Пейчев, А.Я.Качан

**СБОРКА РОТОРОВ ГТД
БАРАБАННО-ДИСКОВОГО ТИПА:
ТИПОВЫЕ ПРОЦЕССЫ,
АЛГОРИТМЫ РАСЧЕТОВ**

Монография

Киев
КВИЦ
2011

УДК 621.4.002.2 : 629.73.002.72

ББК 39.53

С 232

*Печатается по решению научно-технического совета
Государственного предприятия “Запорожское машиностроительное
конструкторское бюро “Прогресс” имени академика А.Г.Ивченко”,
протокол № 10 от 19 октября 2011 года*

Рецензенты:

Долматов Анатолий Иванович – д-р техн. наук, проф., Национальный аэрокосмический университет им. М.Е. Жуковского «ХАИ», заведующий кафедрой технологии производства двигателей летательных аппаратов;

Павленко Иван Иванович – д-р техн. наук, проф., Кировоградский национальный технический университет, заведующий кафедрой технологии машиностроения;

Пасичник Виталий Анатоліевич – д-р техн. наук, доц., Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», заведующий кафедрой Интегрированных технологий машиностроения.

С 232 Сборка роторов ГТД барабанно-дискового типа: типовые процессы, алгоритмы расчетов: Монография / И.Ф. Кравченко, Э.В. Кондратюк, В.А. Титов, Г.Б. Филимонихин, Г.И. Пейчев, А.Я. Качан. – Киев: КВИЦ, 2011. – 198 с.

ISBN 978-966-2003-74-1

В монографии развиваются существующие и разрабатываются новые типовые техпроцессы окончательной сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа.

Разработана обобщенная модель ротора ГТД барабанно-дискового типа, учитывающая деформации звеньев ротора при соединении, неточности изготовления посадочных поверхностей, соединение звеньев по двум и более посадочным поверхностям

Разработаны алгоритмы расчетов и типовые техпроцессы оптимальной сборки указанного типа роторов, основанные на двух пробных сборках.

Монография может быть использована научными и инженерно-техническими работниками в области технологии машиностроения и производства авиационных двигателей.

УДК 621.4.002.2 : 629.73.002.72

ББК 39.53

ISBN 978-966-2003-74-1

© Кравченко И.Ф., Кондратюк Э.В.,
Титов В.А., Филимонихин Г.Б.,
Пейчев Г.И., Качан А.Я. 2011

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	8
ВВЕДЕНИЕ.....	9
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПРОЦЕССОВ СБОРКИ РОТОРОВ БАРАБАННО- ДИСКОВОГО ТИПА ГТД	15
1.1. Общие сведения о конструкции роторов осевых компрессоров ГТД	16
1.2. Роторы барабанно-дискового типа некоторых перспективных или наиболее используемых авиационных ТРДД.....	19
1.2.1. Двигатель Д-36	19
1.2.2. Двигатель Д-18Т.....	22
1.2.3. Двигатель АИ-222	26
1.2.4. Анализ конструкций и особенностей сборки рассмотренных роторов	28
1.3. Способы сборки роторов барабанно-дискового типа.....	29
1.4. Понятие об информационной модели технологического процесса сборки роторов.....	34
1.5. Трудности сборки роторов барабанно-дискового типа, недостатки существующих техпроцессов	37
1.5.1. Трудности сборки роторов барабанно-дискового типа	37
1.5.2. Недостатки методов сборки роторов, использующих информационные модели деталей.....	39
Выводы главы 1	41
ГЛАВА 2. ОБОБЩЕННАЯ МОДЕЛЬ РОТОРА ГТД БАРАБАННО-ДИСКОВОГО ТИПА И ЗАДАЧА ЕГО ОПТИМАЛЬНОЙ СБОРКИ.....	43
2.1. Обобщенная модель ротора барабанно-дискового типа и последовательность его сборки	44
2.2. Особенности определения положений деталей в роторном пакете.....	48
2.2.1. Системы координат для измерений и расчетов	48

2.2.1. Определение эксцентриситетов и перекосов деталей в роторном пакете поиском наибольших отклонений	49
2.2.2. Определения эксцентриситетов и перекосов деталей в роторном пакете по измерениям биений в четырех контрольных точках.....	53
2.3. Требования к точности и качеству сборки роторов, задача оптимальной сборки	56
2.3.1. Требования к точности и качеству сборки роторов, функционалы качества	56
2.3.2. Задача оптимальной полной сборки или досборки ротора.....	57
2.4. Виртуальная сборка ротора как способ решения задачи его оптимальной сборки	58
2.5. Типовые техпроцессы оптимальной сборки ротора, использующие виртуальную сборку ротора	62
2.5.1. Операции техпроцессов.....	62
2.5.2. Особенности операции по окончательной сборке ротора, реализуемой без и с текущим контролем и коррекцией ошибок.....	63
Выводы главы 2	65
ГЛАВА 3. ВИД ПАРЫ, ОБРАЗУЮЩЕЙСЯ ПРИ СОЕДИНЕНИИ ДВУХ ЗВЕНЬЕВ РОТОРА С УСЛОВНОЙ ВОЗМОЖНОСТЬЮ ПОВОРОТА ОДНОГО ЗВЕНА ОТНОСИТЕЛЬНО ДРУГОГО	67
3.1. Определение эксцентриситета и перекоса посадочных поверхностей звеньев ротора.....	68
3.1.1. Постановка задачи, основные предположения	68
3.1.2. Теоретическое определение эксцентриситета узкой боковой посадочной поверхности	69
3.1.3. Теоретическое определение перекоса узкой торцевой посадочной поверхности	72
3.1.4. Определение эксцентриситета и перекоса посадочных поверхностей рабочих колес по замерам биений	74
3.1.5. Учет системных ошибок.....	76
3.2. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по боковым посадочным поверхностям.....	78
3.2.1. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по одной боковой посадочной поверхности	78
3.2.2. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по двум и более боковым посадочным поверхностям	81

3.3. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по торцевым посадочным поверхностям.....	83
3.3.1. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по одной торцевой посадочной поверхности	83
3.3.2. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по двум и более торцевым посадочным поверхностям	85
3.4. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по боковым и торцевым посадочным поверхностям.....	88
Выводы главы 3	89
ГЛАВА 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПАР. ОТБРАКОВКА ПАР.....	91
4.1. Определение характеристик пар по биениям посадочных поверхностей звеньев	92
4.1.1. Типовой техпроцесс.....	92
4.1.2. Алгоритмы расчетов	94
4.2. Определение характеристик пар по результатам двух пробных сборок ротора.....	97
4.2.1. Типовые техпроцессы.....	97
4.2.2. Алгоритмы расчетов	102
4.3. Анализ характеристик пар и отбраковка пар	109
Выводы главы 4	111
ГЛАВА 5. СПОСОБЫ ОПТИМАЛЬНОЙ СБОРКИ РОТОРОВ БАРАБАННО-ДИСКОВОГО ТИПА	113
5.1. Способ последовательной оптимизации положений дисков.....	114
5.1.1. Типовой техпроцесс.....	114
5.1.2. Алгоритмы расчетов	118
5.2. Расчетный способ оптимизации положений дисков	121
5.2.1. Типовой техпроцесс.....	121
5.2.2. Алгоритмы расчетов	124
5.3. Способы сборки ротора методом двух пробных сборок ротора или двух пробных соединений звеньев	126
5.3.1. Типовые техпроцессы.....	126
5.3.1.1. Техпроцесс способа последовательной оптимизации	126
5.3.1.2. Техпроцессы способа расчетной оптимизации	127
5.3.2. Алгоритмы расчетов	129
5.3.2.1. Рекуррентные соотношения разовой виртуальной сборки и досборки ротора.....	129

5.3.2.2. Алгоритм оптимальной сборки ротора по результатам двух пробных сборок	132
5.3.2.3. Алгоритм оптимальной досборки частично собранного ротора	136
Выводы главы 5	139
ГЛАВА 6. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРОМЫШЛЕННОЕ ОСВОЕНИЕ ПРОЦЕССА СБОРКИ РОТОРОВ МЕТОДОМ ДВУХ ПРОБНЫХ СБОРОК	141
6.1. Общие сведения о роторе КВД ТРДД Д-18Т и процессе его сборки	142
6.2. Общие сведения о роторе КВД ТРДД АИ-222 и процессе его сборки	146
6.3. Экспериментальное определение характеристик пар, образуемых соединением трех звеньев ротора КВД ТРДД Д-18Т	151
6.3.1. Сведения о собираемом роторном пакете, задачи экспериментов	151
6.3.2. Экспериментальная оценка точности определения характеристик пар	152
6.3.3. Экспериментальная оценка пригодности использованная для измерений паспортных и технологических контрольных поверхностей	156
6.4. Экспериментальное определение характеристик пары, образованной соединением двух звеньев ротора КВД ТРДД АИ-222	157
6.5. Особенности сборки ротора КВД ТРДД Д-18Т методом двух пробных сборок	161
6.5.1. Разбиение ротора на звенья и пары, особенности двух пробных сборок	161
6.5.2. Системы координат для измерений и расчетов	162
6.5.3. Дополнительные характеристики ротора и его деталей, используемые для оптимизации сборки	163
6.5.4. Структура метода сборки ротора по результатам двух пробных сборок	165
6.6. Сборка ротора КВД ТРДД Д-18Т методом двух пробных сборок с применением последовательной оптимизации	165
6.6.1. Результаты измерений	166
6.6.2. Сборка ротора	166


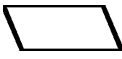
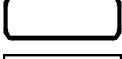
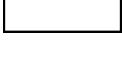

6.7. Сборка ротора КВД ТРДД Д-18Т методом двух пробных сборок с применением полной оптимизации	170
6.7.1. Результаты измерений	170
6.7.2. Сборка ротора.....	171
6.8. Описание роторного комплекта КВД ТРДД АИ-222 и методики его сборки	173
6.9. Эксперимент по сборке ротора КВД ТРДД АИ-222.....	175
6.9.1. Установка на вал передний барабана 3-7 ступеней.....	175
6.9.2. Установка вала заднего	177
6.9.3. Установка колес 0-2 ступеней	182
Выводы главы 6	186
ВЫВОДЫ	187
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	189

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ


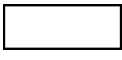

Основные сокращения

ВД	– высокое давление	КСД	– компрессор среднего давления
ГТД	– газотурбинный двигатель	НД	– низкое давление
ГЦОИ	– главная центральная ось инерции	СД	– среднее давление
КНД	– компрессор низкого давления	ТРД	– турбореактивный двигатель
КВД	– компрессор высокого давления	ТРДД	– турбореактивный двухконтурный двигатель

Условные обозначения блок-схем типовых технологических процессов

	- входные и выходные объекты техпроцесса;
	- операции техпроцесса;
	- переходы операций техпроцесса;
	- инструменты, приспособления и т.п., необходимые для выполнения перехода;
	- проверка условия, требующего повторить переходы.

Условные обозначения укрупненных блок-схем алгоритмов и программ

	- блок ввода расчетных данных или вывода результатов расчета;
	- блок расчетов;
	- проверка выполнения логического условия.

ВВЕДЕНИЕ

Роторы барабанно-дискового типа широко используются в конструкциях современных авиационных ГТД, так как они сочетают в себе преимущества роторов дискового и барабанного типа, а именно – имеют бóльшую жесткость (благодаря барабану) и выдерживают бóльшие скорости вращения (благодаря дискам). Окончательная сборка таких роторов заключается в соединении между собой отдельных частей ротора – рабочих колес, неразъемных секций из нескольких рабочих колес, дисков, проставок, валов и т.п. Это наиболее ответственный этап сборки, так как именно на нем формируется геометрическая ось ротора и ось вращения.

Из-за особенностей конструкции, в роторах барабанно-дискового типа нет единого центрирующего элемента – барабана, как в роторе барабанного типа или вала, как в роторе дискового типа. Поэтому отдельные части ротора, соединяемые вместе, существенно и одновременно влияют на формируемую геометрическую ось ротора, а ось вращения ротора появляется только после установки в ротор переднего, заднего валов и всех срединных рабочих колес и проставок.

В большинстве случаев отдельные части ротора осесимметричны, соединение соседних частей – фланцевое, осуществляется при помощи призонных болтов или стяжек. Это делает установку в роторный пакет очередной части многовариантной (например, восемь призонных болтов, расположенных равномерно по кругу, дают возможность соединять соседние части ротора с восьмью различными относительными углами поворота, кратными $360^{\circ} / 8 = 45^{\circ}$). Из-за относительно большого числа отдельных частей ротора и возможных вариантов их установки в роторный пакет, количество возможных вариантов сборки ротора может составлять от нескольких сотен до нескольких миллионов и более.

Вариант сборки ротора является приемлемым, если биения его контрольных поверхностей не превышают предельно-допустимых значений и

дисбаланс ротора, замеренный на балансировочном станке, в каждой из двух плоскостей коррекции, так же не превышает граничного значения для дисбалансов. На практике большинство вариантов сборки ротора являются неприемлемыми. Однако, как правило, существуют один или несколько приемлемых вариантов сборки ротора. В случае нескольких приемлемых вариантов возникает задача выбора наилучшего. Часто вариант считается наилучшим, если сумма модулей распределенных вдоль оси ротора статических дисбалансов деталей, рабочих колес и т.д. наименьшая.

Сборка ротора по определенному варианту – это длительный, трудоемкий процесс, требующий значительных материальных затрат, использования труда квалифицированных рабочих. Так, отдельные части ротора необходимо нагревать или охлаждать для обеспечения соединения с натягом, необходимо время на затягивание призонных болтов, выжидание температурной стабилизации роторного пакета после установки в него очередных частей и т.д. Поэтому найти приемлемый, а особенно – наилучший вариант сборки ротора путем последовательной сборки ротора по всем возможным вариантам невозможно.

Одним из способов решения задачи по оптимальной сборке ротора является метод виртуальной сборки ротора. Под ним понимается числовое моделирование на ЭВМ процесса сборки ротора для прогноза биений контрольных поверхностей ротора после его сборки по определенному варианту и для вычисления по этим биениям функционала качества. Для осуществления виртуальной сборки необходима адекватная математическая модель ротора и дополнительная информация о соединяемых частях ротора, достаточная для проведения расчетов.

В основе типовых технологических процессов сборки роторов барабанно-дискового типа осевых компрессоров ГТД, на этапе прогнозирования качества сборки ротора, лежат предположения об абсолютной жесткости соединяемых частей ротора, идеальной цилиндричности боковых и идеальной плоскостности торцевых их посадочных поверхностей. При таких предположениях при соединении двух частей образуется кинематическая пара V-го класса типа цилиндрический шарнир, если рассматривать угол поворота одной части ротора относительно второй как степень свободы. Оптимизация при сборке таких роторов заключается в том, чтобы определить такие углы поворота отдельных частей в роторе, при котором неточности их изготовления будут максимально компенсировать друг друга, что позволит собрать ротор с наиболее прямой геометрической осью и наименьшим распределенным дисбалансом. При этом характеристики образуемых кинематических пар в типовых технологических процессах определяются замером биений посадочных поверхностей отдельных частей ротора. В процессе сборки роторов деформируемость частей ротора учитывается

при улучшении качества сборки, что отражается в таких переходах как отпуск и перетяжка болтов, перераспределение натягов болтов и т.п.

Основные сведения о конструкции более 350 ГТД, производившихся и выпускаемых в Украине и ближнем зарубежье, приведены в работе [1]. В работе [2] приведены наиболее общие сведения об основных ГТД, выпускаемых и выпускавшихся в мире. Конструкции роторов ГТД и общим вопросам технологии их производства посвящены работы [3-13]. Работы [14-24] это – основные отраслевые стандарты и руководящие технические материалы по сборке роторов ГТД. Вопросам технологии сборки роторов ГТД посвящены научные работы [25-48]. Вопросам балансировки, динамике роторов посвящены работы [49-62]. Общим и специальным вопросам технологии машиностроения посвящены работы [63-75], теории механизмов и машин, робототехнике и методу однородных преобразований для кинематического исследования манипуляторов – работы [76-81]. В работах [82-91] излагаются основные результаты авторов монографии, касающиеся сборки роторов барабанно-дискового типа.

Техпроцессы сборки роторов дискового, барабанного и барабанно-дискового типов, использующие указанные выше предположения о частях ротора, изучались в научных работах В.А.Богуслаева, А.Я.Качана, А.И.Долматова, Е.А.Корневского, В.Ф.Мозгового [7], В.Ф.Безъязычного, Б.Н.Леонова, В.В.Непомилуева, В.Ю.Ерошкова [25], В.Ф.Безъязычного, В.В.Непомилуева, М.Е.Ильиной [26,27], В.Ф.Безъязычного, А.Н.Семенова [28], В.Н.Брюханова, М.Г.Косова [29], А.А.Гарькавого [30], Ю.В.Ерошкова [31], В.А.Захарова [32], М.Е.Ильиной [33], А.М.Каца, М.М.Ивановой, Г.С.Коняфиева, А.А.Федорова [34], Е.В.Кожевникова, В.В.Непомилуева [35], В.В.Непомилуева [36-39], В.В.Непомилуева, М.Е.Ильиной [40-42], В.В.Непомилуева, Е.В.Кононовой [43], В.В.Непомилуева, Е.А.Майоровой [44], В.В.Непомилуева, А.А.Федорова [45], В.П.Тимофеева [46], Е.В.Тимофеева [47], А.А.Федорова [48], в отраслевых стандартах и руководящих технических материалах по сборке роторов ГТД [14-24] и в других источниках.

Повышение требований к точности сборки роторов ГТД привело к тому, что допуски на радиальные и торцевые биения контрольных поверхностей стали величинами одного порядка с неточностями изготовления посадочных поверхностей элементов ротора, их деформациями при соединении. С другой стороны, появились роторы, в которых соединение элементов производится по двум и более поверхностям. Кроме того, тонкие диски, проставки и другие подобные детали ротора приобретают окончательную жесткость и форму только в полностью собранном роторе, а в свободном состоянии они деформируются и коробятся. При ремонте ГТД разбирается и снова собирается, от чего вырабатываются посадочные поверхности. В процессе эксплуатации

его роторы деформируются, и биения контрольных поверхностей начинают выходить за допустимые значения. Поэтому сборка таких роторов с первоначальным взаимным разворотом элементов не обеспечивает требуемого качества. В процессе сборки таких роторов обнаруживаются существенные отклонения форм посадочных поверхностей от цилиндрических (боковые поверхности) и плоских (торцевые поверхности).

Описанные явления создают трудности в прогнозировании взаимных биений двух и более соединяемых частей ротора по результатам замеров биений их посадочных поверхностей, и делает существующие техпроцессы сборки таких роторов неэффективными.

В цикле работ авторов монографии [82-91] были проведены исследования, направленные на преодоление указанных трудностей. Авторами исследований были впервые последовательно применены для создания теории сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа элементы теории механизмов и машин [76-79]. Так было введено понятие звена ротора, (условно) образованного рабочим колесом, неразборной секцией, состоящей из нескольких рабочих колес, несколькими деталями (дисками и проставками и т.д.), соединяемыми в каждом варианте сборки ротора в одном и том же положении и т.д. Было введено понятие пары ротора, образуемой соединением двух соседних звеньев с условной возможностью вращения одного звена относительно другого. Была поставлена задача определения типа пар, образуемых при соединении двух звеньев по одной или нескольким посадочным поверхностям, в том числе имеющим отклонения от плоских или цилиндрических. Для решения поставленных задач применялся математический аппарат комплексной алгебры, элементы линейной теории упругости, теоретической механики и т.д.

В результате исследований были впервые получены такие наиболее существенные результаты.

1. Установлено, что при неточном изготовлении посадочных поверхностей, при соединении по двум и более поверхностям двух упругих звеньев с натягом, полностью устраняющем зазор в стыке (стыках), образуется кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический шарнир.

2. Показано, что по результатам двух пробныхборок ротора, произведенных с определенным разворотом звеньев, можно определить характеристики пар.

3. Разработана методика и типовые техпроцессы оптимальной сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа, основанные на двух пробных сборках ротора. Показано, что эта методика устойчива к деформациям и короблению деталей в свободном состоянии, а также к неточности изготовления посадочных мест, соединении звеньев по двум и

более посадочным поверхностям.

Следует отметить, что новые техпроцессы позволяют собирать роторы без использования дополнительной оснастки – переходных, прижимных, центрирующих приспособлений.

Полученные результаты были подтверждены при сборке роторов в производственных условиях. Разработанный метод апробирован, а технология сборки отработана для роторов КВД ТРДД АИ-222 и Д-18Т.

Разработанный метод и технологические процессы сборки роторов барабанно-дискового типа внедрены в производстве предприятий ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, ОАО «Мотор Сич» для 11 типов авиационных двигателей, в том числе Д-27, Д-18Т, Д-36, АИ-222 и их модификаций, применяемых в современных самолетах Ан-70, Ан-124, Ан-140, Як-130 и других.

Способ сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа защищен Патентом Украины № 33372 (от 25.06.2008) [90].

Для стандартизации единых требований ISO 9001 и YAQS/EN 9100 по выполнению технологических процессов производства ГТД для конструкций особо ответственного назначения (в соответствии с «Авиационными правилами» АП-145) разработан отраслевой нормативный документ СОУ-Н МПП 49.050-074: 2006 «Складання роторів газотурбінних двигунів барабанно-дискової конструкції методом двох пробних зборок» [89].

В настоящей монографии излагаются основные теоретические и экспериментальные результаты, полученные авторами при изучении процессов и развитии теории сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа. В ней излагаются и ранее известные методы оптимальной сборки роторов барабанно-дискового типа. Последние существенно дополнены типовыми техпроцессами, обеспечивающими алгоритмами, изложены с применением единого математического аппарата и обозначений.

Структура монографии. Монография состоит из вступления, 6 глав, выводов, списка литературных источников.

В главе 1 проводится обзор литературы по сборке роторов ГТД барабанно-дискового типа. Оцениваются существующие технологии и способы сборки, факторы, которые ухудшают качество сборки роторов и снижают точность предсказания результатов сборки с использованием ЭВМ. На примере ротора КВД ТРДД Д-18Т рассматриваются трудности сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа. Обосновываются задачи и цель исследований.

В главе 2 описывается обобщенная модель ротора барабанно-дискового типа, рассматривается последовательность сборки ротора, методика определения положений звеньев ротора в роторном пакете. Вводятся параметры, характеризующие точность и качество сборки

ротора, и ставиться задача оптимальной сборки. Рассматриваются основные способы сборки роторов барабанно-дискового типа.

В главе 3 излагаются теоретический и практический методы определения эксцентриситетов боковых и перекосов торцевых посадочных поверхностей звеньев ротора барабанно-дискового типа по результатам $2n$ измерений соответствующих биений. При этом принимаются во внимание некруглости радиальных и неплоскостности торцевых соединяемых поверхностей, вызванные неточностью их изготовления или выработкой от неоднократных сборок и разборок ротора.

Изучаются виды пар, образующихся при соединении двух звеньев ротора с условной возможностью поворота одного звена относительно другого. При этом принимаются во внимание такие факторы, как соединение звеньев по двум и более посадочным поверхностям, неточности изготовления посадочных поверхностей – некруглости боковых и неплоскостности торцевых поверхностей, их эксцентриситет и перекося.

В главе 4 определяются характеристики пар, образуемых соединением двух звеньев ротора барабанно-дискового типа по неточностям базирования посадочных поверхностей звеньев.

Разрабатывается эмпирический метод определения характеристик пар, основанный на двух пробных сборках ротора или двух пробных соединениях звеньев. При этом в соответствии с результатами главы 3, предполагается, что при соединении двух звеньев ротора образуется кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический шарнир, если за степень свободы принять угол поворота второго звена относительно первого.

Определяются неточности базирования посадочных поверхностей звеньев по характеристикам пары. Анализом характеристик пар выявляются дефекты, не позволяющие собрать ротор, и вырабатываются рекомендации по их устранению.

В главе 5 излагаются машинно-ориентированные алгоритмы виртуальной сборки роторов барабанно-дискового типа и поиска минимума функционала качества. Описываются типовые технологические процессы сборки указанных роторов, использующие алгоритмы.

Разрабатываются алгоритмы виртуальной сборки роторов барабанно-дискового типа, основанные на двух пробных сборках ротора и типовые технологические процессы сборки указанных роторов, применяющие эти алгоритмы.

В главе 6 излагаются результаты экспериментов по сборке роторов КВД ТРДД Д-18Т и АИ-222 методом двух пробныхборок и результаты экспериментов по определению характеристик пар.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПРОЦЕССОВ СБОРКИ РОТОРОВ БАРАБАННО-ДИСКОВОГО ТИПА ГТД

Проводится обзор литературы по сборке роторов ГТД барабанно-дискового типа. Оцениваются существующие технологии и способы сборки, факторы, которые ухудшают качество сборки роторов и снижают точность предсказания результатов сборки с использованием ЭВМ. На примере ротора КВД ТРДД Д-18Т рассматриваются трудности сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа. Обосновываются задачи и цель исследований.

1.1. Общие сведения о конструкции роторов осевых компрессоров ГТД

Описание конструкции роторов ГТД можно найти в литературе [1-13]. Основными деталями, образующими роторы осевых компрессоров являются: *рабочие лопатки, диски, проставки, валы*. Основные требования к деталям ГТД можно найти как в указанной литературе, так и в соответствующих отраслевых стандартах [14-24].

По конструктивному исполнению роторы осевых компрессоров авиационных ГТД подразделяют на следующие типы (рис. 1.1.1) [7, 14]:

- *барабанные*, у которых ряды рабочих лопаток закрепляются на цилиндрическом или коническом барабане (рис. 1.1.1, а);
- *дисковые*, у которых рабочие лопатки закрепляются на дисках, а диски посажены на вал (рис. 1.1.1, б);
- *барабанно-дисковые (смешанные)*, у которых рабочие лопатки закрепляются на дисках, а диски соединяются между собой барабанными секциями (проставками), образующими барабан (рис. 1.1.1, в).

Диск с рабочими лопатками образует *рабочее колесо*.

Рассмотрим подробнее особенности конструкции этих роторов.

В роторе барабанного типа (см. рис. 1.1.1, а) рабочие лопатки 1 закрепляют рядами на цилиндрическом или коническом барабане 2, который выполняют из алюминиевых, титановых сплавов или из стали. С торцов барабан 2 закрывают крышками 3, имеющими цапфы 4, которыми ротор опирается на подшипники. Такой ротор представляет цельную конструкцию и поэтому его можно уравнивать динамически на балансировочном станке или путем перестановки рабочих лопаток. При сборке таких роторов необходимо центрировать ротор с цапфами. К каждой ступени крутящий момент передается через стенку барабана.

Достоинствами ротора барабанного типа являются:

- простота конструкции;
- низкая удельная масса;
- большая изгибная и крутильная жесткость;
- высокая критическая частота вращения;
- высокая вибрационная стойкость.

К недостаткам ротора барабанного типа относят:

- сравнительно невысокую несущую способность барабана;
- низкую рабочую окружную скорость - не более 200 м/с.

В роторе дискового типа (см. рис. 1.1.1, б) на валу 6 закрепляют диски 5, на периферии которых установлены рабочие лопатки 1. Диски 5 стянуты в единый пакет гайками, которые накручены на вал. К каждой ступени крутящий момент передается через вал.

1.1. Общие сведения о конструкции роторов осевых компрессоров ГТД

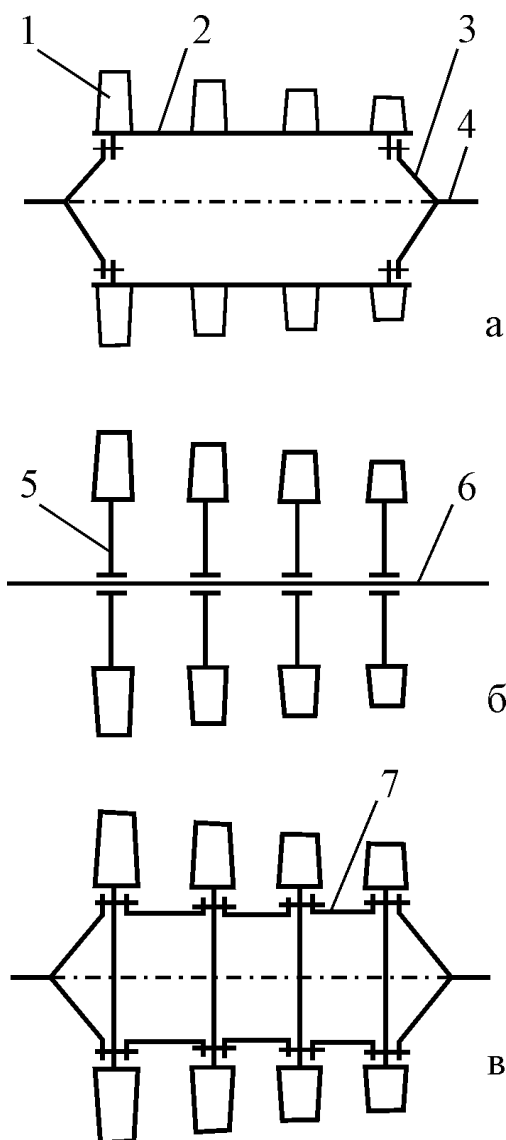


Рис. 1.1.1. Типы роторов осевых компрессоров:

а – барабанный; б – дисковый;
в – смешанный (барабанно-дисковый)

1 – рабочая лопатка; 2 – барабан компрессора; 3 – крышка барабана;
4 – цапфа; 5 – диск; 6 – вал;
7 – барабанные секции

В этих роторах неразъемный вал с подшипниковыми опорами является несущим и центрирующим элементом для дисков рабочих колес. В процессе сборки такого ротора отдельные его части – рабочие колеса, последовательно устанавливаются на вал. В таких роторах несоосность установки какого-либо из дисков не зависит от несоосности установки других дисков.

Достоинствами ротора дискового типа являются:

- большая несущая способность дисков;
- высокая рабочая окружная скорость – до 400 м/с.

Недостатками ротора дискового типа являются:

- сравнительно небольшая изгибная и крутильная жесткость;
- невысокая критическая частота вращения;
- бóльшая удельная масса;
- бóльшая сложность конструкции.

В роторе барабанно-дискового типа (см. рис. 1.1.1, в) сочетаются достоинства роторов барабанного и дискового типа. В таком роторе отдельные диски 5 соединяются между собой барабанными секциями 7. Соединение делается на таком радиусе, где окружная скорость невелика и допускается по условиям прочности барабана.

В межопорном роторе барабанно-дискового типа несоосность каждого рабочего колеса зависит от несоосности остальных рабочих колес, то есть проявляется взаимное влияние неточностей установки рабочих колес. В консольных роторах барабанно-дискового типа несоосность определенного рабочего колеса зависит только от несоосности всех предыдущих рабочих колес, стоящих перед ним до опоры, и является накопленной.

К роторам барабанного-дискового типа относятся и сварные роторы. При их сборке диски центрируются при помощи вала – по центральному отверстию в диске, являющемуся его балансировочной базой (балансировочной базой рабочего колеса). Затем диски и барабанные секции привариваются друг к другу, после чего центрирующий вал вынимается. По сути, такой ротор собирается как дисковый, и при этом общее число звеньев роторного пакета сокращается за счет объединения части из них в одно звено – сварной узел. Это обеспечивает большую точность установки дисков, то есть снижает их несоосность.

Достоинствами ротора барабанно-дискового типа являются:

- сравнительно большая жесткость;
- высокая критическая частота вращения;
- большая несущая способность дисков;
- высокая рабочая окружная скорость – до 400 м/с.

Недостатками ротора барабанно-дискового типа являются:

- большая удельная масса;
- большая сложность конструкции.

Первым этапом сборки ротора ГТД дискового и барабанно-дискового типа является сборка его рабочих колес [14]. Для этого по определенной технологии на отбалансированный диск расставляются рабочие лопатки. Различные способы осуществления этого технологического процесса (без оптимизации – случайная расстановка, ручной способ оптимизации – круговой диаграммы, способы оптимизации с применением ЭВМ) определены в ОСТ 1.41672-77 [20]. В зависимости от ограничений на допустимый дисбаланс рабочего колеса, оно после сборки может подвергаться дополнительной балансировке на балансировочном станке. Дальнейшая технология сборки ротора зависит от его типа.

Описанные типы роторов бывают как жесткие, так и гибкие, в зависимости от диапазона рабочих скоростей вращения.

1.2. Роторы барабанно-дискового типа некоторых перспективных...

Как в нашей стране, так и за рубежом, существует устойчивая тенденция к снижению жесткости роторов новых ГТД, которые вращаются со скоростями, значительно превышающими критические. Поэтому проблема балансировки и уравнивания гибких роторов является одной из самых важных, но одновременно и самых сложных в современной технике и пока еще до конца не решена. Более того, темпы развития конструкций ГТД постоянно и значительно опережают развитие балансировочной техники [49-62]. Это вынуждает использовать все ресурсы и возможности для поэтапного снижения неуравновешенности собираемого ротора. В этом случае особое внимание приобретают технологические методы, повышающие качество готового изделия еще на этапе сборки.

В монографии исследуются технологии и способы окончательной сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа, повышающие точность сборки ротора с одновременным понижением его распределенных дисбалансов.

1.2. Роторы барабанно-дискового типа некоторых перспективных или наиболее используемых авиационных ТРДД

1.2.1. Двигатель Д-36

Авиационный ТРДД (трехвальный) Д-36 (рис. 1.2.1) устанавливается на транспортных самолётах Ан-72, Ан-74 и пассажирском самолете Як-42.

В двигателе Д-36 осевой компрессор состоит из трех каскадов [1]: сверхзвукового вентилятора, околозвукового КНД и дозвукового КВД (рис. 1.2.1, б). Это - лопаточная машина, предназначенная для повышения полного давления воздуха и подачи его в камеру сгорания. Конструктивные характеристики компрессора приведены в табл. 1.2.1.

Таблица 1.2.1.

Конструктивные характеристики компрессора авиационного ТРДД Д-36

Вентилятор	1 ступень, осевой.
Компрессор НД	6 ступеней, осевой.
Компрессор ВД	7 ступеней, осевой.
Турбина ВД	1 ступень.
Турбина НД	1 ступень.
Турбина вентилятора	3 ступени.

В одноступенчатом вентиляторе соединение диска рабочего колеса с валом и коком – болтовое, лопатки крепятся к дискам хвостовиками типа "ласточкин хвост".

Рабочие лопатки вентилятора имеют бандажные антивибрационные полки, расположенные в тракте наружного контура.

КНД – шестиступенчатый, состоит из статора и ротора (рис. 1.2.1). В статоре смонтированы неподвижный и поворотный входные направляющие аппараты; узлы передних подшипников роторов вентилятора и КНД, спрямляющие аппараты ступеней, рабочие кольца и клапаны перепуска воздуха.

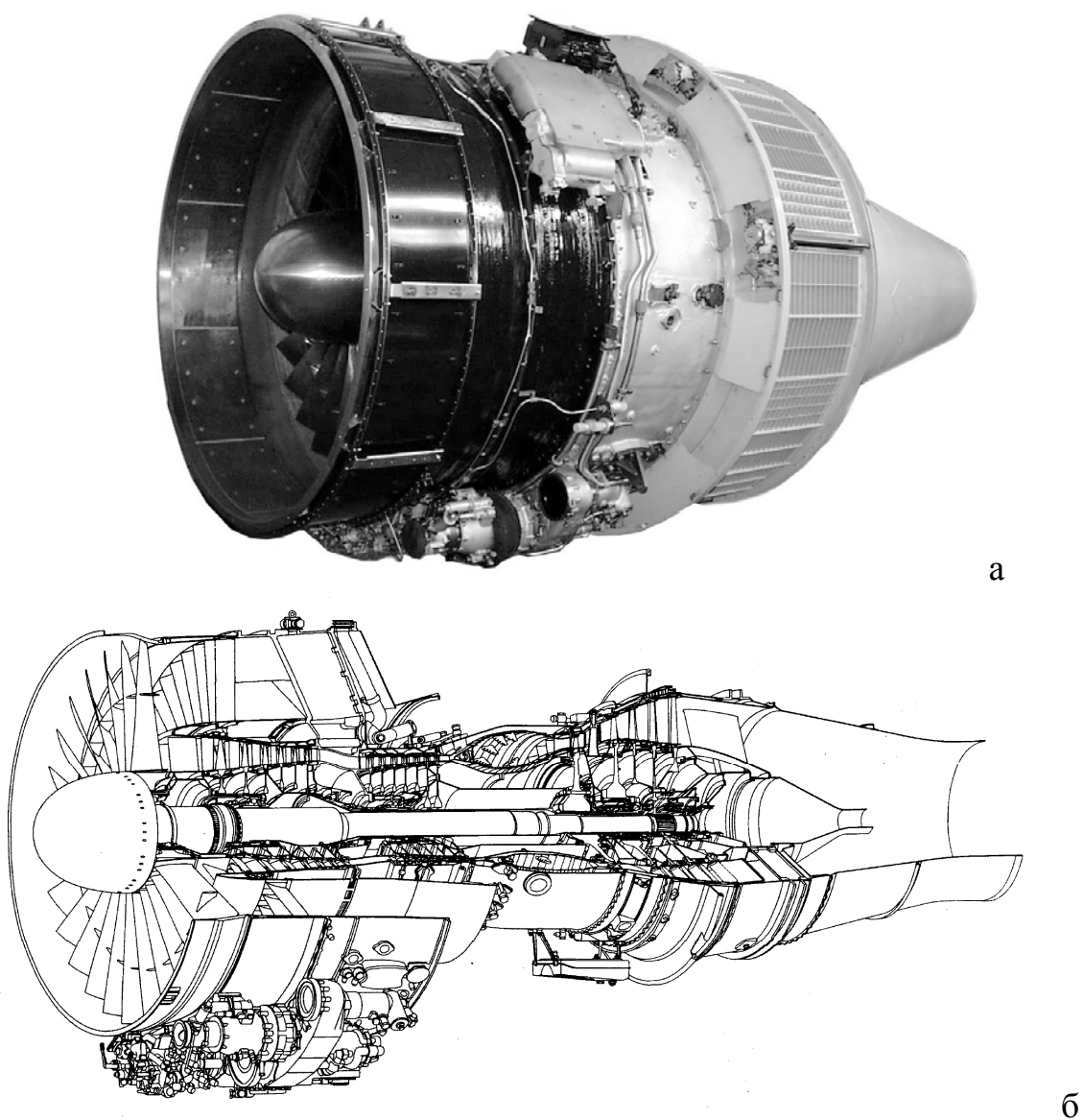


Рис. 1.2.1. Авиационный ТРДД Д-36 (серия 4А):

а – фото; б – схема

1.2. Роторы барабанно-дискового типа некоторых перспективных...

Ротор КНД (рис. 1.2.2) – барабанно-дискового типа, соединен с передним и задним валами с помощью болтов, рабочие лопатки соединены с венцами дисков хвостовиками типа "ласточкин хвост". Ротор КНД соединен с ротором турбины НД с помощью шлицев и установлен на двух подшипниковых узлах, имеющих масляные демпферы (рис. 1.2.1).

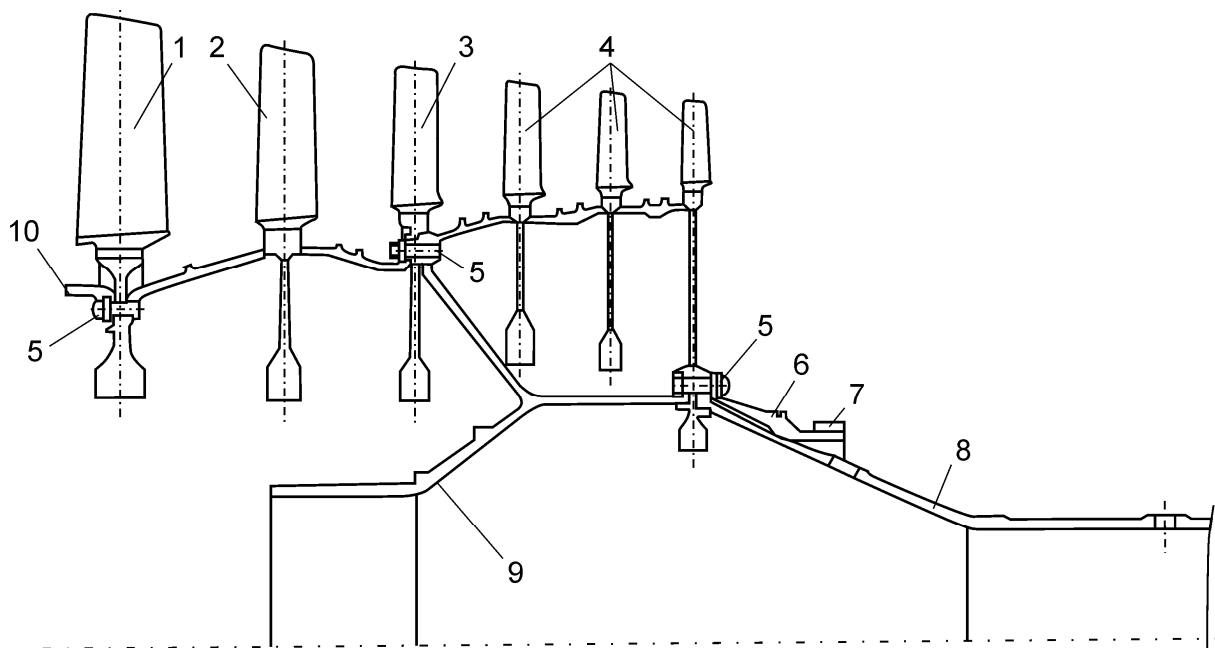


Рис. 1.2.2. Ротор КНД барабанно-дискового типа авиационного ТРДД Д-36

1 – рабочее колесо I ступени; 2 – рабочее колесо II ступени; 3 – рабочее колесо III ступени; 4 – сварная секция рабочих колес IV, V и VI ступеней; 5 – призонные болты; 6 – лабиринт задний; 7 – индуктор; 8 – задний вал; 9 – передний вал; 10 – лабиринт передний

Ротор КВД (рис. 1.2.3) – барабанно-дискового типа. Сварной барабан, диски последних ступеней, проставки и валы соединены между собой призонными болтами.

Лопатки соединены с дисками хвостовиками типа "ласточкин хвост". КВД соединен с турбиной ВД с помощью болтов и образует ротор ВД на двух подшипниках. Передний шариковый подшипник установлен в упругой опоре с жестким ограничителем хода. Задний роликовый подшипник ротора ВД установлен на масляном демпфере (рис. 1.2.1, б).

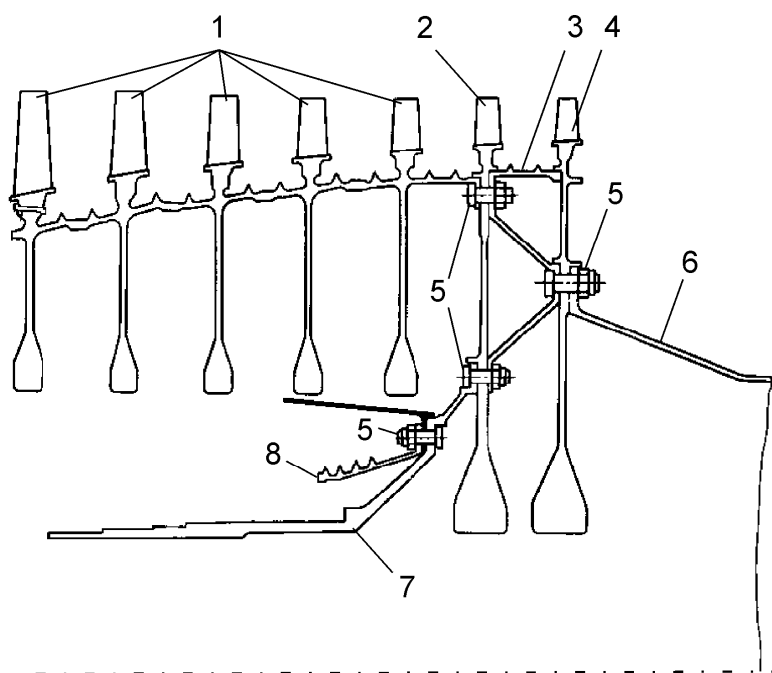


Рис. 1.2.3. Ротор КВД барабанно-дискового типа авиационного ТРДД Д-36

- 1 – секция I – V ступеней ротора;
- 2 – рабочее колесо VI ступени;
- 3 – проставка;
- 4 – рабочее колесо VII ступени;
- 5 – призонные болты;
- 6 – задний вал;
- 7 – передний вал;
- 8 – лабиринт

1.2.2. Двигатель Д-18Т

Двигатели Д-18Т (рис. 1.2.4) устанавливаются на самолеты Ан-124, Ан-124-100, Ан-124М ("Руслан") и Ан-225 ("Мрія").

Д-18Т выполнен по трехвальной системе [1]. Каждый из трех роторов имеют по два подшипника (итого шесть, рис. 1.2.4, б). Он состоит из 17 модулей, которые могут заменяться непосредственно у эксплуатантов без капитальных заводских ремонтов, что позволяет эксплуатировать двигатель по техническому состоянию.

Компрессор Д-18Т - осевой, трехкаскадный, состоит из одноступенчатого сверхзвукового вентилятора, околосвукового семиступенчатого КНД и дозвукового семиступенчатого КВД (рис. 1.2.4, б). Основные конструктивные характеристики компрессора приведены в табл. 1.2.2.

Таблица 1.2.2.

Конструктивные характеристики компрессора авиационного ТРДД Д-18Т

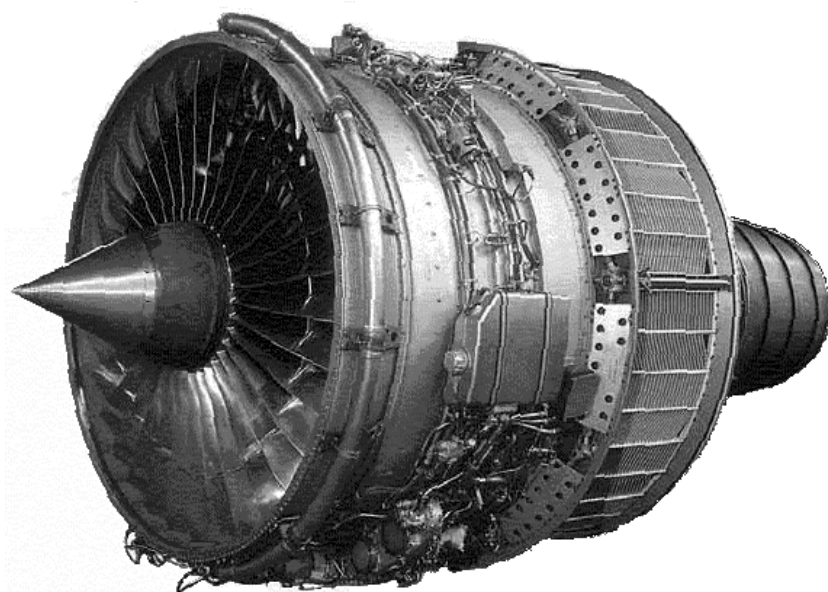
Вентилятор	1 ступень, осевой.
Компрессор СД	7 ступеней, осевой.
Компрессор ВД	7 ступеней, осевой.
Турбина ВД	1 ступень.
Турбина СД	1 ступень.
Турбина вентилятора	4 ступени.

Скорость вращения валов двигателя:

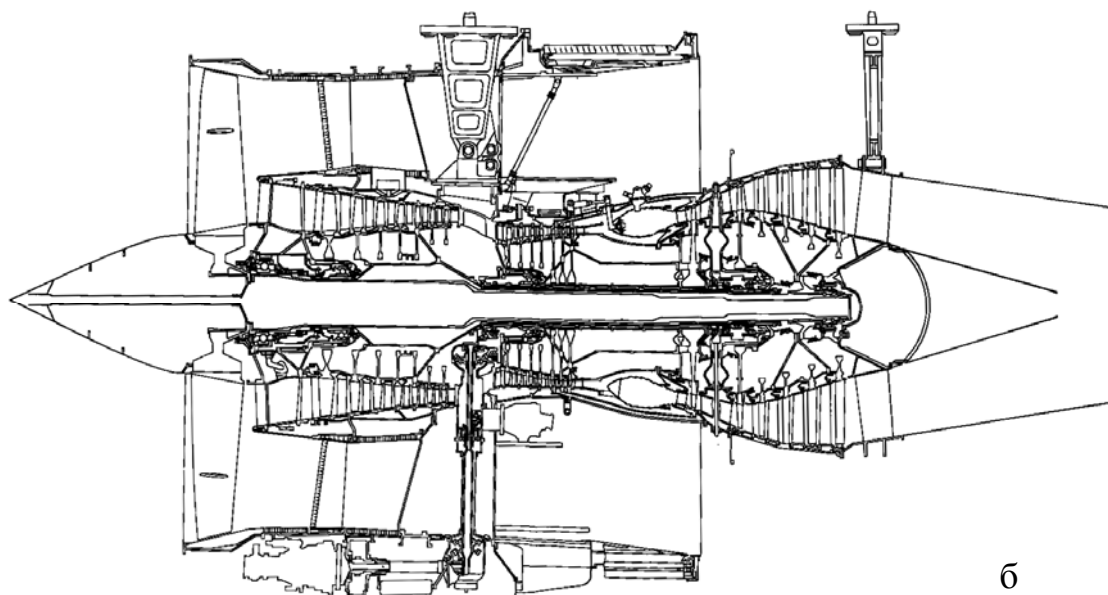
$$n_{\text{в}} = 3450 \text{ об/мин}; n_{\text{кнд}} = 5900 \text{ об/мин}; n_{\text{квд}} = 9100 \text{ об/мин}.$$

1.2. Роторы барабанно-дискового типа некоторых перспективных...

В авиационном двигателе Д-18Т основной конструкции является трехвальная схема (рис. 1.2.4, б). Особенность трехвальной схемы состоит в разделении ротора компрессора на три самостоятельных ротора, каждый из которых приводится во вращение своей турбиной. При этом роторы имеют различные оптимальные для них частоты вращения и связаны между собой только газодинамической связью. Схема роторной части двигателя – шестиопорная, т.е. каждый из трех роторов установлен на двух подшипниках [1].



а



б

Рис. 1.2.4. Авиационный ТРДД Д-18Т:

а – фото; б – схема

Компрессор двигателя – осевой, трехкаскадный, состоит из сверхзвукового вентилятора, околосзвукового КСД и дозвукового КВД.

Одноступенчатый вентилятор состоит из рабочего колеса, корпуса вентилятора, спрямляющего аппарата, вала вентилятора с опорой и вращающегося кока.

Соединение диска рабочего колеса вентилятора с валом и коком – болтовое. Каждая лопатка крепится к диску хвостовиком "елочного" типа с двумя зубьями.

Рабочие лопатки вентилятора имеют антивибрационные полки, контакт которых между собой в колесе вентилятора выполнен с предварительным натягом.

Вал вентилятора соединен с валом турбины вентилятора шлицами. Рабочее колесо вентилятора с коком, вал вентилятора и ротор турбины вентилятора образуют ротор вентилятора, установленный на двух подшипниках. Оба подшипниковых узла ротора вентилятора имеют масляные демпферы.

КСД – семиступенчатый, состоит из переднего корпуса, статора и ротора КСД.

Ротор КСД (рис. 1.2.5) – барабанно-дискового типа. Сварные барабаны 1-4 ступеней и 6-7 ступеней, диск 5-й ступени соединены с передним и задним валами и между собой при помощи (призонных) болтов, рабочие лопатки крепятся в дисках хвостовиками типа "ласточкин хвост".

Ротор КСД соединен с ротором турбины СД при помощи шлицев. В сборе эти узлы образуют ротор СД.

Ротор СД установлен на двух подшипниковых узлах, имеющих масляные демпферы. Кроме того, передний шариковый подшипник установлен в упругой опоре типа "беличье колесо" с жестким ограничителем хода.

КВД – осевой, семиступенчатый, состоит из входного направляющего аппарата, ротора, статора, корпуса и клапанов перепуска воздуха из-за 4-й ступени КВД.

Ротор КВД (рис. 1.2.6) барабанно-дискового типа. Сварной барабан 1-4 ступеней, диски 5-7 ступеней, проставки и валы соединены между собой призонными болтами. Рабочие лопатки крепятся в дисках хвостовиками типа "ласточкин хвост".

Ротор КВД представляет собой барабан, на котором укреплено семь рядов лопаток в виде венцов. Каждый венец лопаток на барабане называется рабочим колесом.

1.2. Роторы барабанно-дискового типа некоторых перспективных...

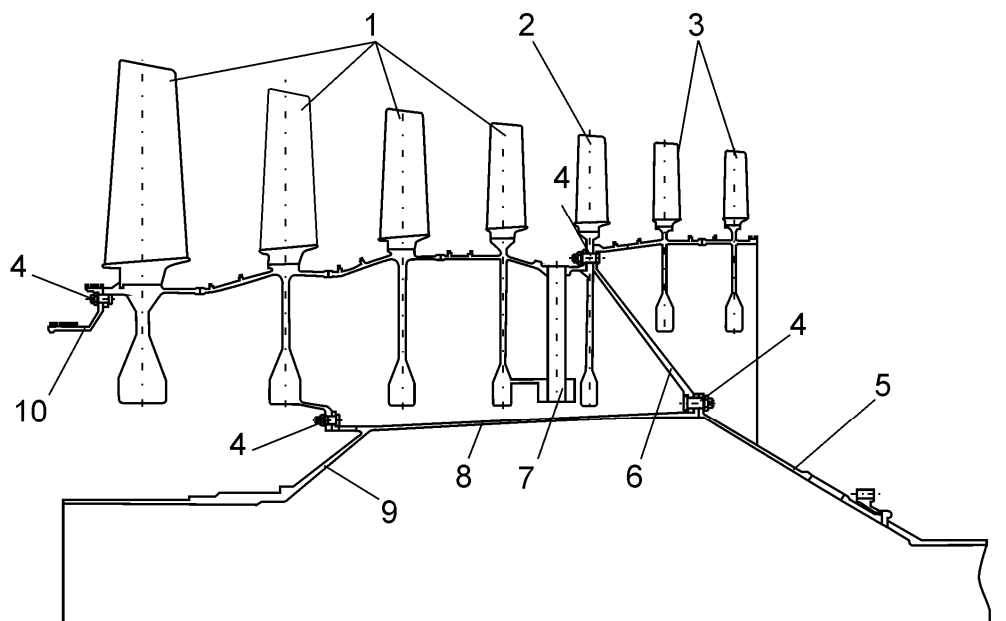


Рис. 1.2.5. Ротор КСД барабанно-дискового типа ТРДД Д-18Т

1 – секция ротора 1-4-й ступеней; 2 – рабочее колесо 5-й ступени; 3 – секция ротора 6-7-й ступеней; 4 – болты (призонные); 5 — задний вал; 6 – проставка; 7 – труба отбора воздуха; 8 – лабиринт; 9 – передний вал; 10 – передний лабиринт

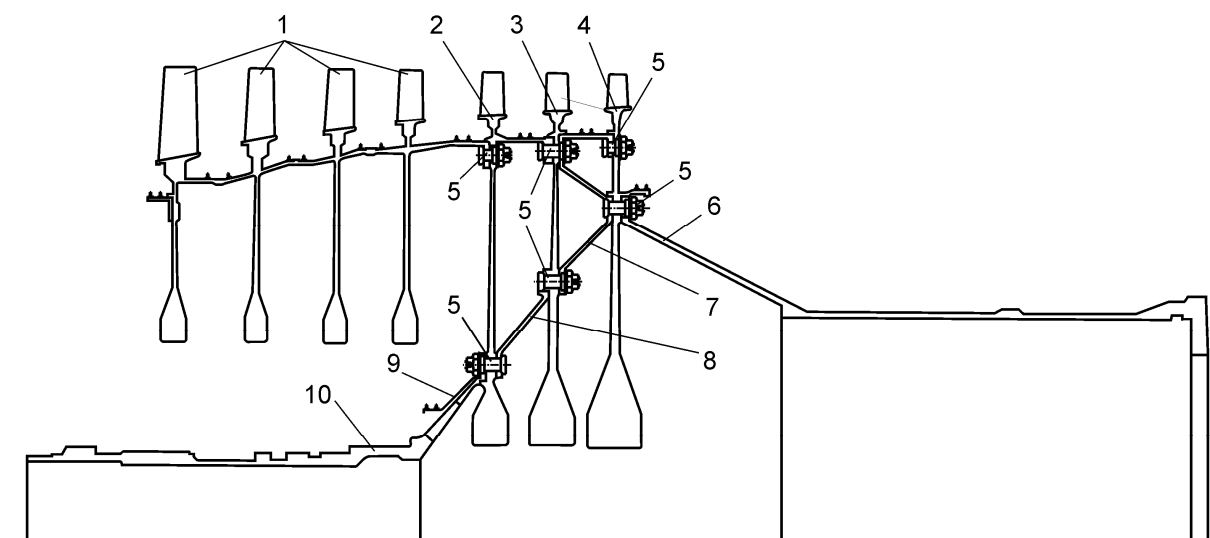


Рис. 1.2.6. Ротор КВД барабанно-дискового типа ТРДД Д-18Т

1 – секция ротора 1-4-й ступеней; 2 – рабочее колесо 5-й ступени; 3 – рабочее колесо 6-й ступени; 4 – рабочее колесо 7-й ступени; 5 – призонные болты; 6 – задний вал; 7 – проставка 7-й ступени; 8 – проставка 6-й ступени; 9 – лабиринт; 10 – передний вал

Рабочее колесо закручивает воздушный поток и увеличивает его скорость. Для выпрямления и торможения потока за каждым рабочим колесом установлен спрямляющий аппарат - неподвижный венец лопаток, прикрепленных внутри к статору (корпусу) КВД.

Ступень КВД образуется рабочим колесом и стоящим за ним спрямляющим аппаратом.

Лопатки ротора первых четырех ступеней изготавливаются из титана, остальные - из стали.

Ротор КВД соединяется с ротором турбины ВД при помощи болтов и образует ротор ВД, установленный на двух подшипниковых узлах, имеющих масляные демпферы. Передний шариковый подшипник КВД установлен в упругой опоре типа "беличье колесо" с жестким ограничителем хода.

1.2.3. Двигатель АИ-222

Семейство двигателей АИ-222 (рис. 1.2.7) предназначено для учебно-тренировочных и учебно-боевых самолетов типа ЯК 130 и др. Есть перспектива использования этих двигателей в беспилотных летательных аппаратах.

В двигателе АИ-222 осевой компрессор состоит из двух каскадов [1]: вентилятора и КВД (рис. 1.2.7, б). Конструктивные характеристики компрессора приведены в табл. 1.2.3.

Таблица 1.2.3.

Конструктивные характеристики компрессора ТРДД АИ-222

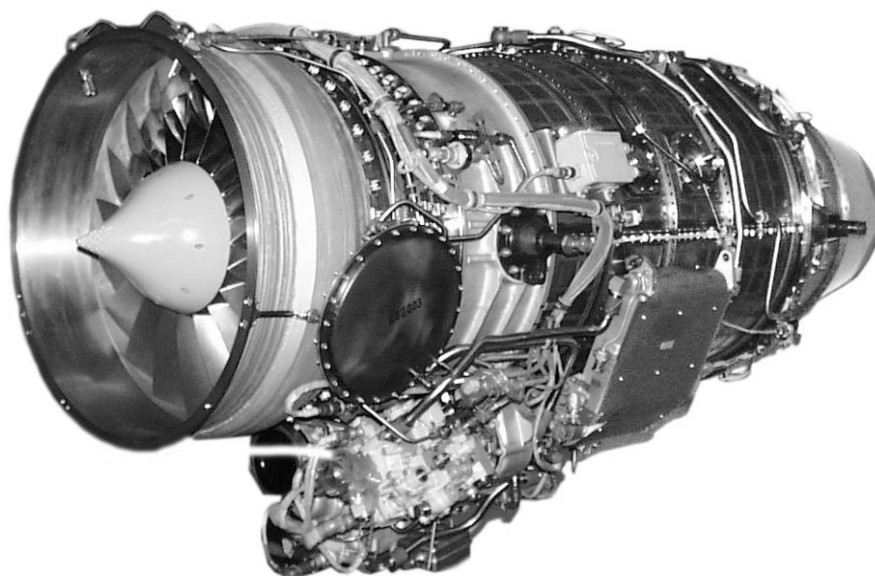
Вентилятор	2 ступени, осевой.
КВД	8 ступеней, осевой.
Турбина ВД	1 ступень.
Турбина вентилятора	4 ступени.

Вентилятор - двухступенчатый, высоконапорный. Диск и рабочие лопатки изготовлены из титанового сплава как одно целое - конструкция "blisk".

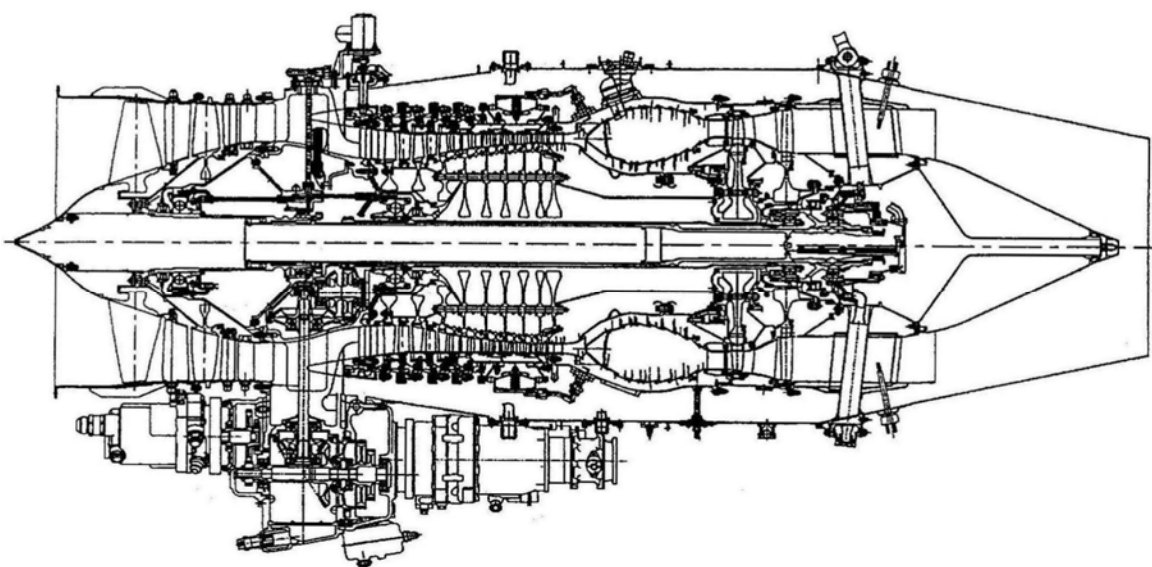
КВД - восьмиступенчатый с регулируемым входным направляющим аппаратом и направляющими аппаратами 1, и 2-й ступени.

Турбина ВД - одноступенчатая; с эффективной системой воздушного охлаждения соплового аппарата и рабочего колеса, рабочие лопатки выполнены методом литья с направленной кристаллизацией.

1.2. Роторы барабанно-дискового типа некоторых перспективных...



а



б

Рис. 1.2.7. Авиационный ТРДД АИ-222

а – фото; б – схема

Турбина НД - одноступенчатая, с охлаждаемым сопловым аппаратом, рабочие лопатки выполнены методом литья с направленной кристаллизацией.

Ротор НД - имеет три опоры, ротор ВД - две опоры.

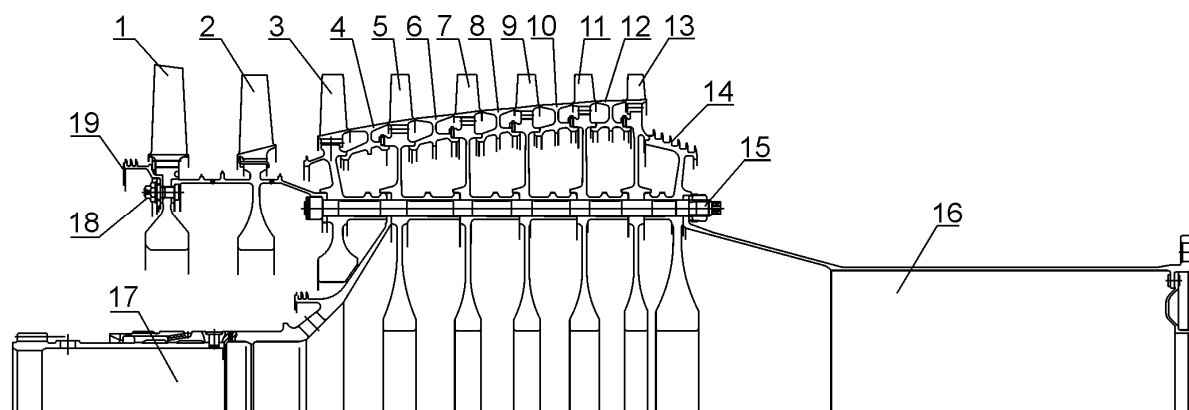


Рис. 1.2.8. Ротор КВД ТРДД АИ-222

1 – колесо 0 ступени; 2 – колесо 1 ступени; 3 – колесо 2 ступени; 4 – проставка 3 ступени; 5 – колесо 3 ступени; 6 – проставка 4 ступени; 7 – колесо 4 ступени; 8 – проставка 5 ступени; 9 – колесо 5 ступени; 10 – проставка 6 ступени; 11 – колесо 6 ступени; 12 – проставка 7 ступени; 13 – колесо 7 ступени; 14 – лабиринт передний; 15 – стяжка; 16 – вал задний; 17 – вал передний; 18 – призонный болт; 19 – лабиринт передний

1.2.4. Анализ конструкций и особенностей сборки рассмотренных роторов

Рассмотренные роторы барабанно-дискового типа имеют следующие особенности конструкции.

1. Ротор состоит из отдельных частей – вала переднего и заднего, рабочих колес, неразъемных секций из нескольких рабочих колес, проставок, лабиринтов (переднего и заднего).

2. Отдельные части ротора соединяются между собой при помощи фланцевых соединений, как правило – призонными болтами. Возможно соединение вместе нескольких рабочих колес и проставок стяжками.

3. Посадочные поверхности – узкие кольцевые, причем торцевые поверхности близки к плоским, а боковые – цилиндрическим. Поэтому с большой точностью неплоскостность или нецилиндричность этих поверхностей можно определять по биениям, замеренным на окружностях, лежащих на этих поверхностях (заметим, что биения, замеренные на боковой поверхности, характеризуют некруглость).

4. Соединение посадочных поверхностей беззазорное, причем боковых – за счет гарантированного натяга, а торцевых – за счет силового замыкания, образованного затяжкой (призонных) болтов или стяжек. Посадочные поверхности отдельных частей ротора соприкасаются между собой не менее чем по 90° от общей поверхности контакта [1-3, 53, 17].

1.3. Способы сборки роторов барабанно-дискового типа

5. Отдельные части ротора являются, как правило, осесимметричными. Для соединения частей используется четное число призонных болтов или стяжек (8, 12, 24, 32 и т.п.), причем болты и стяжки располагаются равномерно по окружности. Поэтому соседние части могут соединяться между собою в нескольких вариантах, равных числу призонных болтов или стяжек (например, восемь призонных болтов, расположенных равномерно по кругу, дают возможность соединять соседние части ротора с восьмью различными относительными углами поворота, кратными $360^0 / 8 = 45^0$).

6. Роторы имеют ветвящуюся структуру. Линейную часть образуют соединяемые последовательно вал передний, серединные рабочие колеса и проставки. Ветвящиеся части образуют неразъемные секции, составленные из нескольких рабочих колес и лабиринты (задний, передний). Использование навесных секций позволят уменьшить длину ротора.

7. Ось вращения ротора окончательно формируется только после установки в ротор валов переднего и заднего и всех серединных рабочих колес и проставок, то есть сборки линейной части ротора. На сформированную после этого ось вращения ротора не влияют устанавливаемые после этого в ротор навесные секции, лабиринты (передние и задние). Так же на ось вращения не влияет последующее уравнивание ротора на балансировочном станке.

8. Геометрическая ось ротора предварительно сформирована после установки в ротор всех частей и в дальнейшем корректируется перестановкой лопаток или уравниванием собранного ротора на балансировочном станке.

1.3. Способы сборки роторов барабанно-дискового типа

Сборка – завершающий, трудоемкий и дорогостоящий технологический процесс, во многом определяющий эксплуатационные качества, себестоимость изготовления и конкурентоспособность любого изделия, а тем более авиационной техники [14,37,38]. Проблема улучшения качества выпускаемых изделий, снижения затрат на их изготовление и сокращения сроков подготовки серийного производства особенно актуально проявляется на современном этапе развития авиационной техники. Необходимость обеспечения постоянной конкурентоспособности на насыщенном мировом рынке диктует частую смену продукции авиастроения. Это требует разработки и применения самых современных технологических процессов сборки, наиболее

совершенного оборудования и оснастки, жесткого сквозного контроля, рационального решения вопросов обеспечения точности и взаимозаменяемости при непрерывно сокращаемых сроках подготовки производства новых изделий.

В области технологии сборочных процессов основополагающее значение имеют работы ведущих отечественных и зарубежных ученых-технологов: Б.М. Арпентьева и Н.К. Резниченко [63], Б.С. Балакшина [64], А.М. Дальского, З.Г. Кулешова [65], И.В. Дунина-Барковского, А.И.Карташова [66], И.М. Колесова [67], А.А. Маталина [68], П.П. Мельничука, А.И. Боровика, П.А. Линчевского, Ю.В. Петракова [69], Л.П. Никитина [70], В.С. Корсакова [72], А.П. Соколовского [73], А.Г. Косиловой, Р.К. Мешерякова [74], К.С. Колесникова [75] и многих других.

Сборка ротора является одним из наиболее сложных технологических процессов, который должен обеспечить высокие параметры качества. Сборке роторов посвящено большое количество исследований.

В основе типовых технологических процессов сборки роторов компрессоров ГТД, на этапе прогнозирования качества сборки, лежат предположения об абсолютной жесткости соединяемых звеньев (дисков, проставок, валов и т.д.), идеальной цилиндричности боковых и идеальной плоскостности торцевых соединяемых поверхностей. При таких предположениях при соединении двух звеньев образуется кинематическая пара V-го класса типа цилиндрический шарнир, если рассматривать угол поворота одного звена пары относительно второго как степень свободы. При сборке таких роторов оптимизация заключается в том, чтобы определить такие углы поворота звеньев в роторном пакете, при которых неточности изготовления звеньев будут максимально компенсировать друг друга, что позволит собрать ротор с наиболее прямой геометрической осью и наименьшим распределенным по оси ротора статическим дисбалансом.

Процессы сборки роторов дискового и барабанно-дискового типов ГТД, использующие указанные выше предположения о звеньях, изучались в работах В.Ф. Безъязычного, А.А. Гарькавого, Ю.В. Ерошкова, В.А. Захарова, М.Е. Ильиной, В.В. Непомилуева, В.П. Тимофеева, Е.В. Тимофеева, А.А. Федорова, и других ученых [25-48]. Способы сборки и рекомендации по реализации процессов описаны в государственных и отраслевых стандартах, руководящих технических материалах [14-24].

Проведенный анализ публикаций позволил установить три основных способа сборки роторов барабанно-дискового типа:

- способ произвольной установки дисков;
- способ последовательной оптимизации;
- расчетный способ оптимизации.

Способ произвольной (случайной) установки дисков по их относительному угловому положению в роторе [14] применяется, если

1.3. Способы сборки роторов барабанно-дискового типа

установленный конструкторской документацией допуск на радиальные и торцевые биения дисков относительно опорных поверхностей ротора при заданной точности обработки деталей роторного пакета удовлетворяется при сборке с первой попытки.

Следует отметить, что этот способ не позволяет достигнуть высокого качества сборки ротора. Более того, собранный по этой методике ротор можно собрать с новым, значительно лучшим вариантом разворота деталей. Однако метод наиболее прост и для своего осуществления не требует никаких дополнительных затрат. Так, не требуется дополнительный замер размеров дисков, определение их оптимальных углов разворота друг относительно друга в роторном пакете и т.д.

Оптимизация положения установки дисков в роторах барабанного типа при их сборке состоит в определении такого взаимного (относительного) углового положения дисков, проставок и съемных цапф в роторном пакете, при котором имеет место существенная взаимная компенсация фактических погрешностей положения сборочных баз деталей и снижение искривленности геометрической оси ротора.

Оптимизация относительного углового положения дисков в роторе применяется [14], если при произвольном (случайном) их положении не гарантирована возможность удовлетворить допуск на радиальные и торцевые биения дисков при сборке с первой попытки.

Способ последовательной оптимизации состоит в том, что очередное рабочее колесо, вал, проставка и т.д. устанавливаются в роторный пакет в таком относительном угловом положении, которое обеспечивает наименьшее радиальное биение его боковой контрольной поверхности. Оптимальное положение очередного звена при этом зависит от достигнутого положения предыдущего звена и неточности базирования верхних посадочных поверхностей установленного звена и нижних посадочных поверхностей устанавливаемого звена. Реализация способа предполагает замер биений контрольных поверхностей установленных звеньев и посадочных поверхностей, проведение расчетов для определения оптимального угла поворота устанавливаемого звена.

Расчетный способ оптимизации заключается в определении оптимальных углов разворота звеньев в роторе расчетным путем – с применением ЭВМ.

В отличие от способа последовательной оптимизации, при расчетном способе оптимизации одновременно определяются углы разворотов всех звеньев ротора. В ряде случаев расчетный способ оптимизации может обеспечить сборку ротора, который не может быть качественно собран методом последовательной оптимизации. Объясняется это тем, что излишняя оптимальная установка предыдущего звена может сделать невозможной установку следующего звена из-за больших погрешностей

базирования посадочных поверхностей двух соединяемых звеньев. Однако очередную деталь можно в принципе установить с допустимыми биениями, если предыдущее звено установить не оптимально.

Обзор указанной выше литературы показывает, что одним из способов решения задачи по оптимальной сборке ротора является метод виртуальной сборки ротора. Под ним понимается числовое моделирование на ЭВМ процесса сборки ротора для прогноза биений контрольных поверхностей ротора после его сборки по определенному варианту и для вычисления по этим биениям функционала качества. Для осуществления виртуальной сборки необходима адекватная математическая модель ротора и дополнительная информация о соединяемых частях ротора, достаточная для проведения расчетов. Следует отметить, что при последовательной оптимизации проводимые расчеты и собираемые дополнительные сведения о роторе минимальны. Расчетный способ оптимизации требует для своей реализации значительно большего объема расчетов и дополнительных сведений о роторе.

Основным математическим аппаратом, моделирующим процесс виртуальной сборки ротора является математический аппарат комплексной алгебры. Это связано с тем, что эксцентриситеты и перекосы звеньев ротора можно представить элементарными векторами, перпендикулярными продольной оси ротора, а такие двухмерные по отношению к ротору векторы удобно задавать комплексными числами. Применение комплексных чисел позволяет уменьшить в два раза количество уравнений, описывающих виртуальную сборку ротора. Современные языки программирования имеют, либо позволяют создавать библиотеку подпрограмм, обслуживающую операции над комплексными числами. Ниже для виртуальной сборки ротора будет использоваться аппарат комплексной алгебры. Известные методы – последовательной и полной оптимизации будут подробно описаны в главе 6.

Метод применения комплексных чисел является не единственным методом виртуальной сборки ротора. Рассмотрим, кратко, альтернативные методы.

В работах Непомилуева В.В. [37, 38] применяется метод виртуальной сборки ротора, основанный на **преобразовании систем координат**. В соответствии с методом с каждой деталью связывается собственная система координат. Виртуальная сборка ротора состоит в определении положения этих систем координат в собранном роторном пакете. Для преобразования систем координат применяется векторно-матричный метод, в том числе матрицы, задающие преобразования систем координат, вызванные взаимным разворотом деталей ротора. Метод имеет следующие недостатки.

1.3. Способы сборки роторов барабанно-дискового типа

1. Громоздкость метода. Она вызвана большим числом уравнений, определяющих преобразование систем координат. Так, матрица поворота имеет порядок 3×3 и применяется к трем 3-х мерным векторам, задающим координаты трех характерных точек одной детали, определяющих ее положение.

2. Отсутствие прямой связи между характеристиками эксцентриситетов и перекосов звеньев в роторном пакете, вводимыми ГОСТами и ОСТАми с одной стороны, и характеристиками, определяющими преобразования систем координат с другой стороны. В связи с этим перекосы и эксцентриситеты звеньев вычисляются дополнительно, после преобразования систем координат, связанных с деталями.

Следует отметить, что этот метод виртуальной сборки ротора тесно связан с теорией **однородных преобразований**, нашедшей широкое применение в робототехнике [80, 81]. Эта теория предназначена для исследования кинематики манипуляторов. Она позволяет определять положения звеньев манипулятора в пространстве при любых относительных перемещениях звеньев. В этом наблюдается прямая аналогия со сборкой роторов, где требуется определить положение деталей ротора в пространстве в зависимости от взаимных углов поворота этих деталей в роторном пакете. Теория однородных преобразований, как и метод, используемый Непомилуевым В.В., позволяет определять любые перемещения в пространстве звеньев манипулятора, в том числе конечные и большие. Этим и вызвана громоздкость алгоритмов методов. С другой стороны эксцентриситеты и перекосы отдельных деталей роторного пакета являются величинами малого порядка. Учет этой малости позволяет значительно упростить алгоритмы преобразования систем координат. В ходе такого упрощения остается минимальное число действительных скалярных уравнений. Однако число уравнений можно уменьшить в два раза, если применить метод комплексного сворачивания.

Таким образом, сравнение методов виртуальной сборки ротора показывает, что метод, основанный на применении комплексных чисел и метода комплексного сворачивания значительно проще и компактнее метода, основанного на преобразовании систем координат или на теории однородных преобразований. Преимущества первого метода достигнуты благодаря учету особенностей задачи по виртуальной сборке роторов, а именно учету, что эксцентриситеты и перекосы деталей в роторном пакете являются величинами малого порядка.

Виртуальная сборка ротора дает новые возможности технологии сборки роторов. Наиболее полно эти возможности изложены в докторской диссертации Непомилуева В.В. [37, 38]. Рассмотрим основные результаты этой работы.

1.4. Понятие об информационной модели технологического процесса сборки роторов

В докторской диссертации Непомилуева В.В. [37, 38] разработан обобщенный технологический процесс сборки роторов ГТД смешанного типа. При этом проблема повышения качества сборки роторов ГТД решалась путем управления процессом сборки ротора на основе информационной модели изделия. Она разрабатывалась для серийного производства и предназначена для индивидуального подбора деталей ротора на ЭВМ с учетом реальных показателей их качества.

Технологический процесс направлен на управление процессом сборки ротора на основе использования информации о действительных размерах деталей сборочного комплекта.

Технология реализована в результате оптимального взаимодействия трех основных продуктообразующих потоков – материального, энергетического и информационного. Разработанный технологический процесс направлен на минимизацию суммарной стоимости этих ресурсов при известных ограничениях по производительности, качеству и срокам выполнения работ. В технологии на первый план выдвигается информационный ресурс, как реальная альтернатива материальному или энергетическому, что приводит к экономии последних. Это и определяет снижение стоимости процесса, так как стоимость использования информационного ресурса быстро и постоянно уменьшается в связи с непрерывным совершенствованием средств для получения и обработки информации, а стоимость материального и энергетического – растет.

На рис. 1.4.1 изображена принципиальная схема технологического процесса [38]. Его основные блоки – следующие.

С целью максимально-полного использования информационных ресурсов, на этапе процесса контроля деталей – блок 1 – формируется информационная база, включающая две составляющие:

- материальная – детали, удовлетворяющие заданным требованиям (требованиям чертежа);
- информационная – информация о показателях качества деталей, их форме, действительных размерах и т.д.

На втором этапе – информационном, происходит обработка поступивших данных, в результате чего формируются сборочные комплекты и фиксируется информация о номерах деталей, входящих в каждый комплект. Так же, для каждого комплекта деталей рассчитываются оптимальные углы поворотов деталей в роторном пакете.

1.4. Понятие об информационной модели технологического процесса...

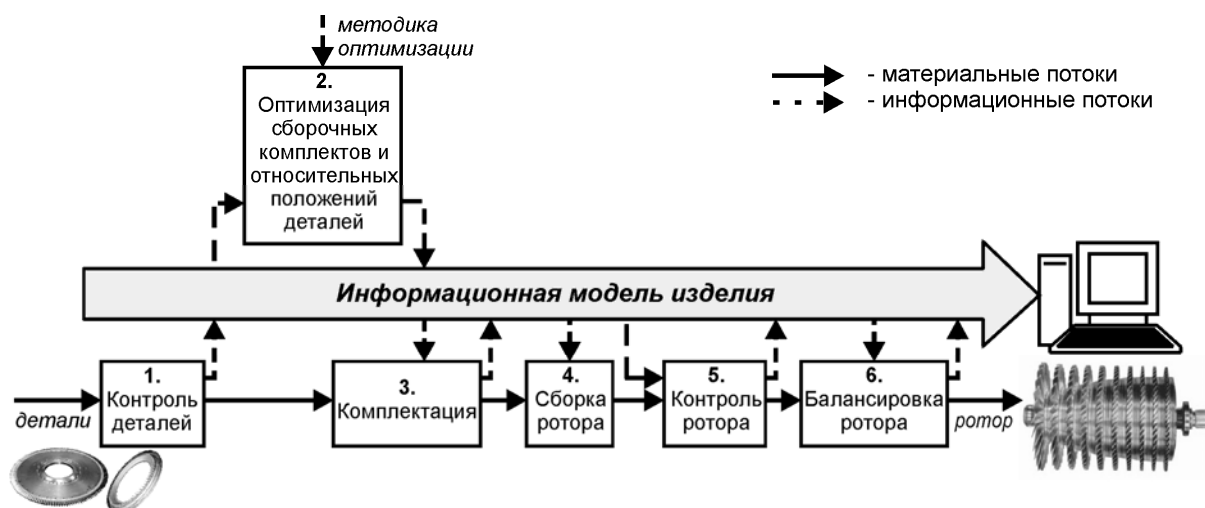


Рис. 1.4.1. Схема процессов при применении информационной модели [38]

Наряду с информационным потоком, осуществляется материальный и технологический. Так формируется сборочный комплект – блок 3, по комплекту собирается ротор – блок 4, производится контроль его параметров – блок 5, балансировка собранного ротора – блок 6. На каждом этапе используется накопленная информация, или получается новая, необходимая для последующих этапов, или их облегчающая. Так, например, после контрольных измерений собранного ротора получается расчетная информация об его дисбалансе. Последняя может использоваться для компенсации дисбаланса при балансировке.

Оптимальная комплектация ротора деталями, определение оптимальных углов поворота деталей – происходит с использованием программы виртуальной сборки ротора.

Для осуществления виртуальной сборки [37, 38] ротора ГТД была разработана методика расчета нежестких размерных цепей, включающая соответствующие математические модели и программное обеспечение, которая позволяет производить математическое моделирование результата сборки на ЭВМ до ее физического осуществления и решать задачу обеспечения точности сборки методом направленного перебора нескольких вариантов комплектации собираемого ротора [37, 38]. Данная методика учитывает показатели качества деталей, существенно влияющие на точность размеров ротора, а также величины сборочных усилий.

Такой подход, при определенных условиях, позволяет:

- подбирать детали ротора таким образом, чтобы они компенсировали погрешности друг друга в максимально возможной степени, что дает возможность снизить требования к качеству деталей, не снижая качества изделия;

- осуществлять качественную сборку ротора по комплекту деталей – с первого раза.

Недостаток метода состоит в следующем:

- увеличивается трудоемкость контроля, измерений и комплектации;
- точность прогноза результатов сборки ротора ухудшается по мере проявления упругости звеньев ротора, неточности изготовления посадочных мест деталей, их соединении по двум и более посадочным поверхностям и т.д.;
- поскольку реальные характеристики ротора могут отличаться от предполагаемых, то в процессе сборки ротора необходимо использовать ЭВМ для корректировки сборки по достигнутым результатам.

Следует отметить, что Непомилуев В.В. (с участием В.Ю.Ерошкова) разработал алгоритм виртуальной сборки ротора, учитывающий деформации ротора от осевой стяжки. Такие расчеты проводятся не для всех вариантов, а только для нескольких – лучших, полученных без учета деформаций [37, 38]. При учете деформаций использовано то, что осевая стяжка меняет перекосы дисков, а через перекосы и их эксцентриситеты. Учет деформаций значительно увеличивает количество расчетов, поэтому и проводится только для некоторых вариантов. Рассмотрим более подробно преимущества и недостатки развитого подхода.

При создании информационной модели деталей было показано, что с достаточной степенью точности геометрию посадочных поверхностей деталей характеризуют биения, замеренные в 8-ми точках, взятых с шагом в 45^0 . При этом 4-х измерений недостаточно, а 12 измерений не дают существенного прироста точности. Замер биений по нескольким точкам предназначен для учета коробления, шероховатости, неточности изготовления посадочных поверхностей.

По замеренным биениям отдельных посадочных поверхностей рассчитывались взаимные положения деталей при их контакте. Предполагалось, что контакт двух деталей происходит в основном по 3-м точкам. Эти точки определялись по определенному алгоритму приближенно по биениям посадочных поверхностей. Затем эти точки использовались как характерные – для задания пространственного положения деталей.

Ниже перечислены недостатки описанного подхода.

1. Геометрия посадочных поверхностей измеряется на одной окружности, лежащей на торцевой или боковой посадочной поверхности. Поэтому точность определения геометрических характеристик стыков уменьшается для широких посадочных поверхностей и становится

1.5. Трудности сборки роторов барабанно-дискового типа ...

неопределенной для двух и более однотипных (например, двух торцевых или двух боковых) посадочных поверхностей.

2. Предположение о том, что звенья в основном контактируют по трем точкам, находится в противоречии с требованиями, что детали должны контактировать не менее чем по 90^0 от общей поверхности посадочных поверхностей [14, 22]. Более того, задача контакта двух тел по трем точкам не всегда определена однозначно. Например, при четырех выступах на торцевой поверхности детали возможны два варианта контакта этой детали с плоскостью по трем точкам (аналог контакта четырех неодинаковых по длине ножек стола с плоским полом). При увеличении числа выступов количество вариантов может возрастать. Для этого достаточно, чтобы по периметру детали чередовались выступы, типа больший – меньший – больший...

3. В подходе не определен в явном виде вид пары, образуемой соединением двух деталей ротора с условной возможностью поворота одной детали относительно другой. Такая задача совмещена с преобразованием систем координат, решается заново для каждого относительного положения двух деталей, что значительно увеличивает как громоздкость метода виртуальной сборки, так и время расчетов.

Исследования, проведенные в докторской диссертации В.В. Непомилуева дополняют последующие работы этого направления – В.Ф. Безъязычного, Б.Н. Леонова, В.В. Непомилуева, В.Ю. Ерошкова [25], В.Ф. Безъязычного, В.В. Непомилуева, М.Е. Ильиной [26, 27], В.Ф. Безъязычного, А.Н. Семенова [28], Е.В. Кожевникова, В.В. Непомилуева [35], В.В. Непомилуева [36, 39], В.В. Непомилуева, М.Е. Ильиной [40-42], В.В. Непомилуева, Е.В. Кононовой [43], В.В. Непомилуева, Е.А. Майоровой [44], В.В. Непомилуева, А.А. Федорова [45], В.П. Тимофеева [46], Е.В. Тимофеева [47], А.А. Федорова [48].

1.5. Трудности сборки роторов барабанно-дискового типа, недостатки существующих техпроцессов

1.5.1. Трудности сборки роторов барабанно-дискового типа

На Государственном предприятии “Запорожское машиностроительное конструкторское бюро “Прогресс” имени академика О.Г.Ивченко” при сборке ротора КВД 18Т.01.06.000-02 применяется технологический процесс, в котором оговорены основные операции и переходы при сборке ротора, порядок сборки, требования к качеству сборки – допуски на радиальные и торцевые биения контрольных поверхностей, требования к сборочному, контрольному и измерительному оборудованию и т.п.

Подробнее эти требования рассмотрены в главе 6, посвященной экспериментам по сборке роторов КВД. Отметим основные трудности сборки ротора, которые затрудняют применение к ротору, как указанной технологии, так и описанных выше технологий.

1. Из схемы ротора КВД ТРДД Д-18Т (рис. 1.2.6) видно, что в конструкцию ротора входит проставка. Она соединяется с натягом с колесами 6-ой и 7-ой ступеней по двум посадочным поверхностям. Эти поверхности имеют различные характеристики биений. Существующие теории такого соединения звеньев не рассматривают.

2. Допуски на биения посадочных поверхностей составляют в среднем $0,05$ мм, что сопоставимо с точностью их изготовления, короблением этих поверхностей в свободном состоянии, деформациями от сил тяжести, изменением первоначальной формы от неоднократных сборок и разборок и т.д. Эти поверхности отклоняются от цилиндрической (боковые посадочные поверхности) или плоской (торцевые посадочные поверхности) форм. Ниже в табл. 1.5.1 приведены типичные результаты замеров радиальных биений соединяемых поверхностей секции 1..4 ст. и колеса 5 ст. При соединении поверхность секции 1..4 охватывает с натягом $0,72$ мм поверхность колеса 5-й ст. на диаметре 686 мм.

Таблица 1.5.1

Радиальные биения соединяемых боковых посадочных поверхностей, мм

Угол Величина	0	45^0	90^0	135^0	180^0	225^0	270^0	315^0
Δ_5	0,0	-0,01	0,0	-0,01	-0,02	-0,03	-0,015	0,0
$\Delta_{1..4}$	0,0	0,02	0,01	0,0	0,0	0,0	-0,01	-0,02

На рис. 1.5.1, а построены графики биений (в мм) на малом радиусе, а на рис. 1.5.1, б – развертка этих биений по угловой координате. Из графика видно, что соединяемые поверхности не являются круглыми. Более того, они отличаются и от эллиптических. Поэтому возникают трудности в прогнозировании характеристик пар, образуемых при соединении двух звеньев ротора (в данном случае колеса 5-й ст. и секции 1..4 ст.).

Аналогичная ситуация и с торцевыми биениями посадочных поверхностей. Поэтому возникает общий вопрос:

- какая кинематическая пара образуется при соединении двух звеньев ротора с натягом и силовым замыканием, с условной возможностью вращения друг относительно друга, если соединяемые поверхности звеньев имеют нецилиндричность (боковые) и неплоскостность (торцевые посадочные поверхности)?

1.5. Трудности сборки роторов барабанно-дискового типа ...

Заметим, что, как было показано выше, для указанных посадочных поверхностей не применима теория контакта двух деталей по трем точкам, разработанная в [37, 38].

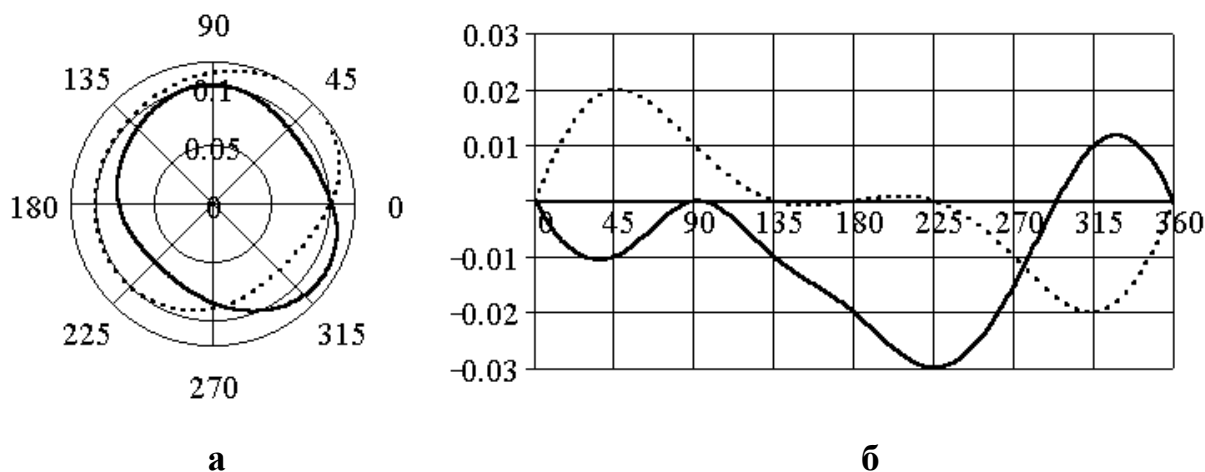


Рис. 1.5.1. Графики радиальных биений боковых соединяемых поверхностей:

- - внутренняя посадочная поверхность (колесо 5-й ст.);
- - внешняя посадочная поверхность (секция 1..4 ст.)

1.5.2. Недостатки методов сборки роторов, использующих информационные модели деталей

Рассмотренные методы сборки роторов барабанно-дискового типа используют так называемые *информационные модели деталей*. Под ними понимается совокупность информации о каждой детали, позволяющая виртуально собирать ротор и определять его основные характеристики. Особое место в этих моделях занимает информация о геометрии и жесткости посадочных поверхностей деталей. Она используется для виртуальной сборки ротора и для численного определения положений звеньев в роторном пакете. Рассмотрим недостатки информационных моделей деталей ротора.

Существуют принципиальные трудности в создании и использовании информационных моделей деталей, предназначенных для прогноза взаимных биений дисков в роторном пакете. Эти трудности состоят в следующем.

1) Значительно возрастает трудоемкость создания информационных моделей деталей из-за большого числа измерений геометрических

параметров посадочных поверхностей, что усложняется такими факторами:

- соединение звеньев по нескольким посадочным поверхностям;
- большая ширина посадочных поверхностей, требующая, например, замеров торцевых биений на нескольких радиусах;
- отклонение посадочных поверхностей от круглых или плоских, что приводит к необходимости замеров биений посадочных поверхностей с мелким шагом поворота детали.

2) Значительно возрастает трудоемкость и стоимость создания информационных моделей деталей из-за большого числа вспомогательных центрирующих, переходных, прижимных и прочих контрольных приспособлений. Так, для замера параметров детали нужно обеспечить ее «идеальную» установку в контрольное поворотное устройство – без эксцентриситета, перекоса и коробления. Этот процесс сам по себе трудоемкий и требует дополнительных дорогостоящих приспособлений.

3) Наиболее существенным недостатком информационной модели детали является ее изменчивость. Эта изменчивость вызвана изменениями посадочных поверхностей деталей от сборок и разборок ротора и от эксплуатации ротора. Посадочные поверхности меняют свою геометрию при первом соединении звеньев с натягом, обеспечивающем беззазорное соединение.

4) Трудности использования информационной модели связаны с ее громоздкостью. Это вызвано двумя противоречивыми тенденциями. С одной стороны для увеличения точности прогнозов по виртуальной сборке ротора нужно иметь наиболее полную информационную модель о его деталях. С другой стороны это приводит к увеличению количества замеров, что усложняет сам процесс получения, хранения и переработки информации. При определенных условиях стоимость создания информационной модели деталей и стоимость последующей виртуальной сборки ротора могут превысить стоимость сборки ротора методом проб при минимальной информации о геометрических характеристиках деталей.

Выводы главы 1

1. Сборка роторов ГТД барабанно-дискового типа многовариантна из-за осевой симметрии деталей ротора и возможности соединения соседних деталей с разным относительным углом поворота. Проведенный анализ публикаций позволил установить три основных способа сборки таких роторов: способ произвольной установки дисков; способ последовательной оптимизации; расчетный способ оптимизации.

2. Приемлемое качество сборки ротора современного ГТД обеспечивают только способы оптимальной сборки. При их осуществлении используется виртуальная сборка ротора, заключающаяся в расчетном определении положений деталей ротора в роторном пакете при их определенном развороте друг относительно друга.

3. В основе типовых технологических процессов оптимальной сборки роторов барабанно-дискового типа компрессоров ГТД, на этапе прогнозирования качества сборки ротора, лежат предположения об абсолютной жесткости соединяемых звеньев (дисков, проставок, валов и т.д.), идеальной цилиндричности боковых и идеальной плоскостности торцевых соединяемых поверхностей. Так же предполагается, что два соседних звена соединяются без зазора по одной торцевой и одной боковой посадочной поверхности, имеющей форму узкого кольца, лежащего в плоскости торца или на цилиндрической боковой поверхности.

4. При таких предположениях при соединении двух звеньев образуется кинематическая пара V-го класса типа цилиндрический шарнир, если рассматривать угол поворота одного звена пары относительно второго как степень свободы и характеристики пары определяются замером эксцентриситетов боковых и перекосов торцевых посадочных поверхностей.

5. Оптимизация при сборке таких роторов заключается в том, чтобы определить такие углы поворота звеньев в роторном пакете, при котором неточности изготовления звеньев будут максимально компенсировать друг друга, что позволит собрать ротор с наиболее прямой геометрической осью и наименьшим распределенным по длине ротора дисбалансом. При этом характеристики образуемых кинематических пар, в типовых технологических процессах, определяются замером биений посадочных поверхностей отдельных звеньев. В процессе сборки роторов деформируемость звеньев учитывается при улучшении качества сборки. Это отражается в таких рабочих операциях, как отпуск и перетяжка болтов, перераспределение натягов болтов и т.п.

6. В современных роторах барабанно-дискового типа некоторые звенья соединяются между собой по нескольким боковым и (или) нескольким торцевым посадочным поверхностям. Повышение требований

к точности сборки этих роторов привело к тому, что допуски на радиальные и торцевые биения контрольных поверхностей стали величинами одного порядка с неточностями изготовления посадочных поверхностей звеньев, а также с их деформациями при соединении. Кроме того, тонкие не жесткие диски, проставки и другие подобные детали ротора приобретают окончательную жесткость и форму только в собранном роторном пакете. Боковые посадочные поверхности звеньев ротора нецилиндричны, а торцевые – неплоскостны.

7. При указанных факторах не определен вид кинематической пары, образуемой при соединении двух звеньев ротора с возможностью условного поворота одного звена относительно другого. Существующий подход, основанный на предположении о контакте тел по трем точкам, не дает однозначного решения и противоречит ряду требований, выдвигаемых к качеству контакта двух соединяемых посадочных поверхностей деталей.

8. Описанные явления создают трудности при моделировании виртуальной сборки ротора по результатам замеров биений посадочных поверхностей отдельных деталей, и делают существующие типовые техпроцессы и способы сборки таких роторов неэффективными.

9. Таким образом, актуально разработать обобщенную модель ротора ГТД барабанно-дискового типа, учитывающую деформации звеньев ротора при соединении, неточности изготовления посадочных поверхностей, соединение звеньев по двум и более посадочным поверхностям. Актуально установить вид кинематической пары, образуемой при соединении двух звеньев такого ротора с условной возможностью поворота одного звена относительно другого.

11. Так же необходимо разработать методы определения характеристик пар, использующие как замер биений посадочных поверхностей звеньев ротора, так и другие методы. Необходимо разработать соответствующие алгоритмы расчетов и типовые техпроцессы сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа, основанные на использовании этих алгоритмов.

ГЛАВА 2.

ОБОБЩЕННАЯ МОДЕЛЬ РОТОРА ГТД БАРАБАННО-ДИСКОВОГО ТИПА И ЗАДАЧА ЕГО ОПТИМАЛЬНОЙ СБОРКИ

Описывается обобщенная модель ротора ГТД барабанно-дискового типа, рассматривается последовательность сборки ротора, методика определения положений деталей ротора в роторном пакете. Вводятся параметры, характеризующие точность и качество сборки ротора, и ставится задача оптимальной сборки. Рассматриваются основные операции типовых техпроцессов оптимальной сборки роторов барабанно-дискового типа.

2.1. Обобщенная модель ротора барабанно-дискового типа и последовательность его сборки

Для построения теории будем рассматривать некоторый обобщенный ротор барабанно-дискового типа, состоящий из N рабочих колес [14, 17]. Первое (рис. 2.1.1, а) и последнее рабочее колесо совмещено с валом нижним и верхним соответственно. Предполагается, что в конструкции каждого диска рабочего колеса k есть контрольные поверхности, предназначенные для измерения радиальных Δ_k и торцевых δ_k биений (рис. 2.1.1), причем в плоскости измерения радиальных биений находится центр масс звена k . У срединного рабочего колеса номер k , $/k = \overline{2, N-1}/$, есть нижние и верхние посадочные поверхности, по которым это колесо соединяется с соседними колесами. В идеальном случае у такого колеса сверху и снизу находятся по одной торцевой идеально плоской и одной боковой идеально цилиндричной посадочной поверхности. У первого рабочего колеса только верхние, а у последнего – нижние посадочные поверхности.

Диски рабочих колес могут иметь торцевые зубья для передачи крутящего момента от колеса к колесу (рис. 2.1.2).

В процессе сборки ротора первое рабочее колесо с валом устанавливается в поворотный сборочный стапель (рис. 2.1.3), центрируясь по поверхности A , предназначенной для посадки подшипников. На первое колесо устанавливается второе, на второе – третье, и т.д. – до полной сборки ротора.

Для соединения диска $(k+1)$ с диском k , $/k = \overline{1, N-1}/$, в обоих дисках на окружности одного радиуса равномерно расположены n_k отверстий для призонных (стягивающих) болтов. Поэтому рабочее колесо $(k+1)$ может соединяться с рабочим колесом k в n_k положениях, $/k = \overline{1, N-1}/$. Поэтому количество различных вариантов сборки ротора

$$n_{\Sigma} = n_1 \cdot n_2 \cdots n_{N-1} = \prod_{k=1}^{N-1} n_k. \quad (2.1.1)$$

Если в роторный пакет уже качественно установлены первые m звеньев, то стоит задача досборки ротора. При этом количество различных вариантов досборки ротора

$$n_{m\Sigma} = n_m \cdot n_{m+1} \cdots n_{N-1} = \prod_{k=m}^{N-1} n_k. \quad (2.1.2)$$

2.1. Обобщенная модель ротора барабанно-дискового типа ...

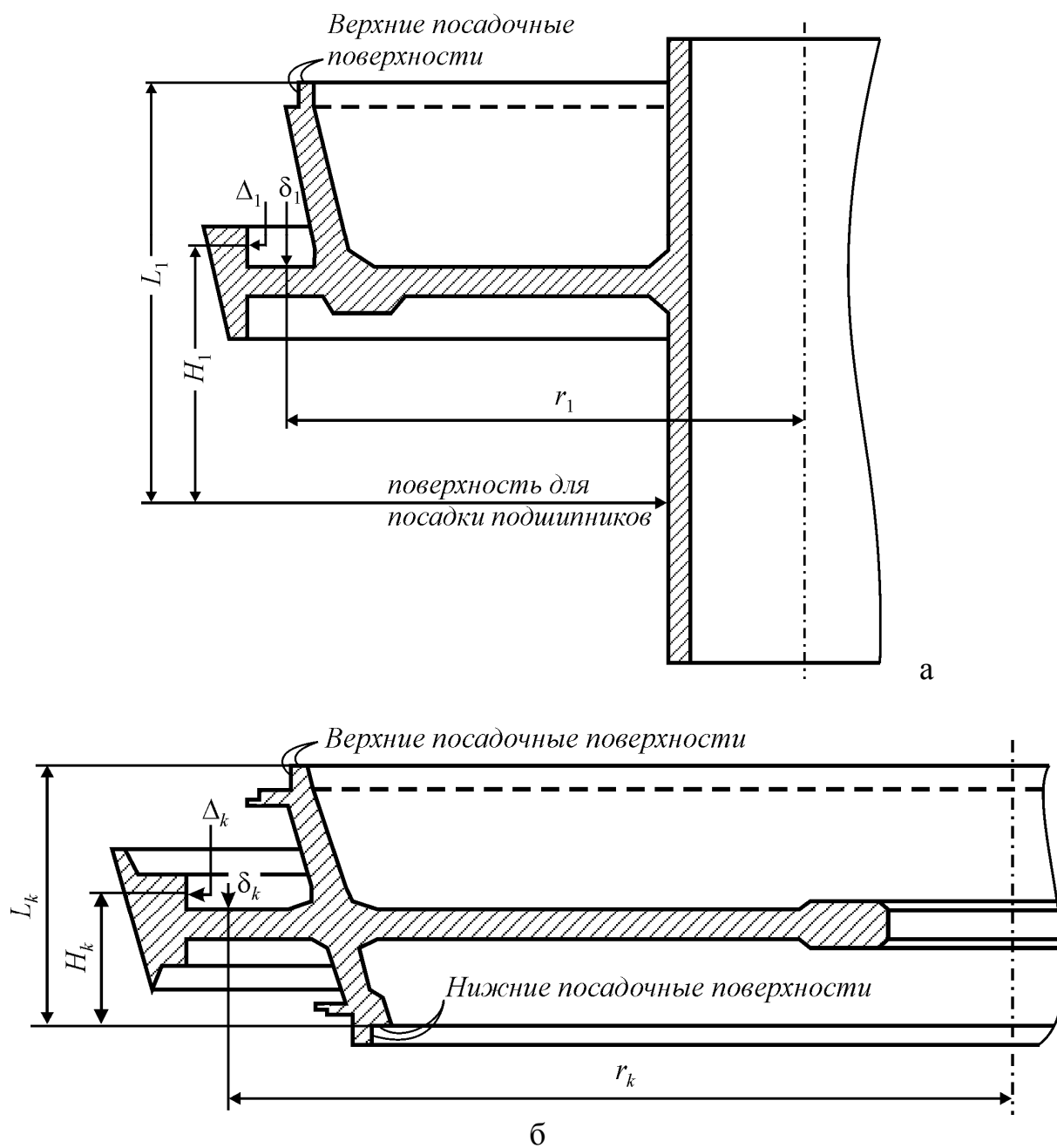


Рис. 2.1.1. Обобщенная модель ротора барабанно-дискового типа и дисками с посадочными поверхностями:

а – диск 1, совмещенный с валом; б – срединный диск k

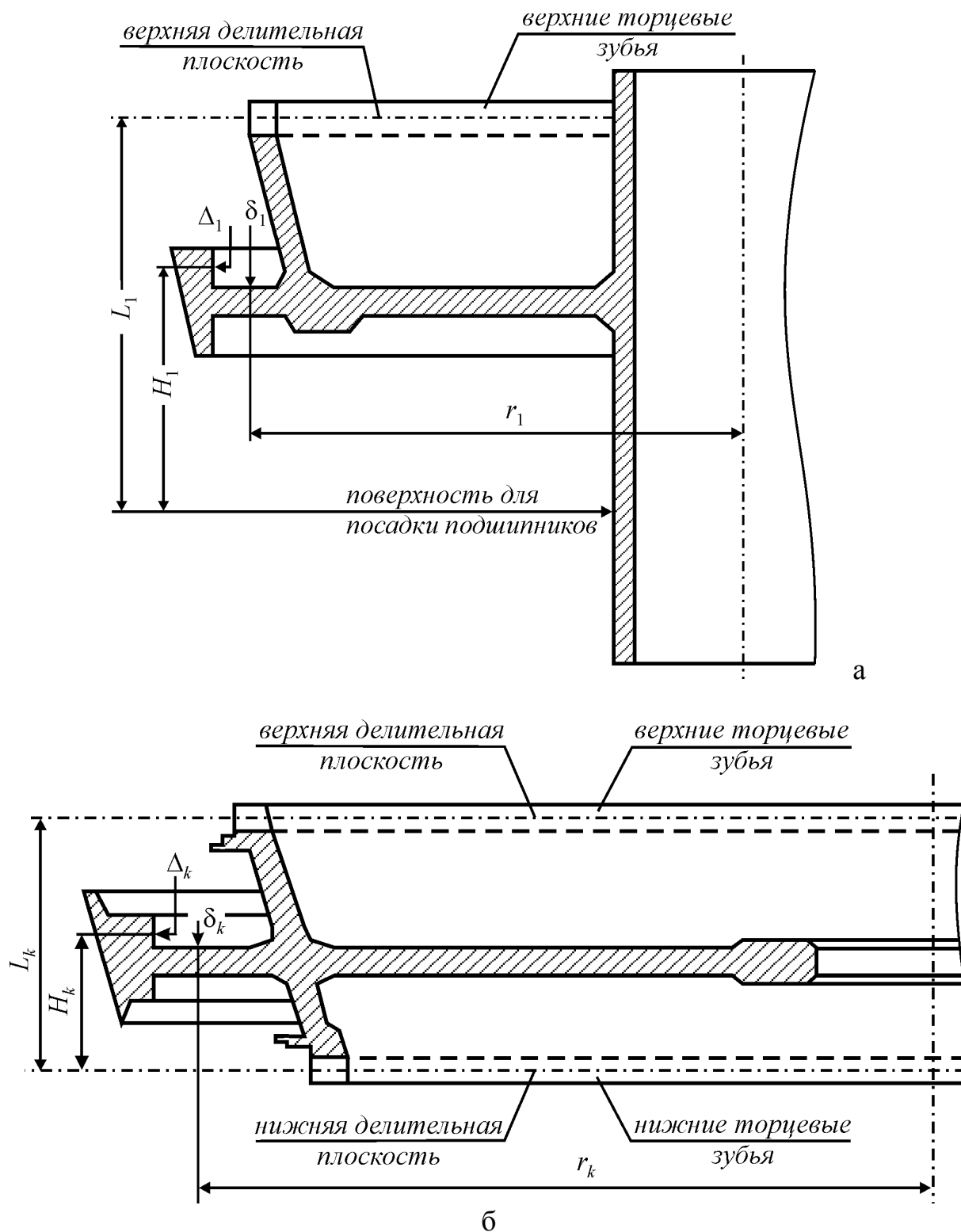


Рис. 2.1.2. Обобщенная модель ротора барабанно-дискового типа и дисками с торцевыми зубьями:

а – диск 1, совмещенный с валом; б – срединный диск k

2.1. Обобщенная модель ротора барабанно-дискового типа ...

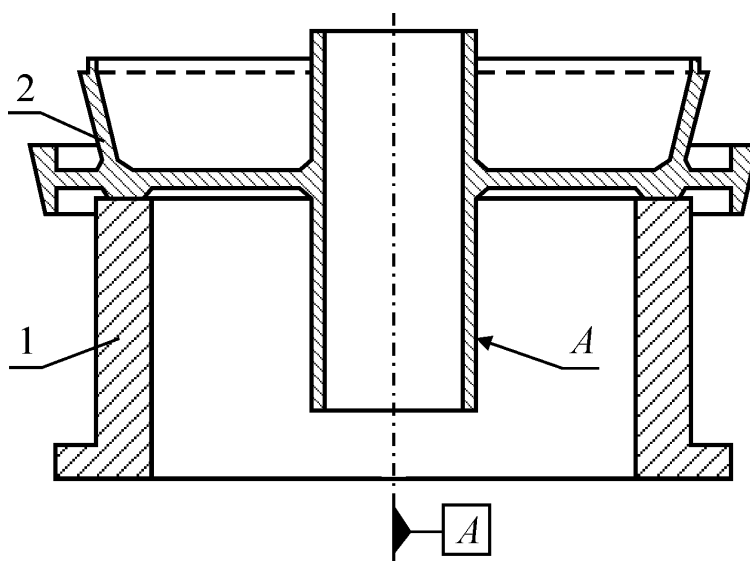


Рис. 2.1.3. Установка на поворотный сборочный стапель (1) первого диска с валом (2)

Различные варианты сборки ротора можно различать по номеру сборки $q \in \{1, 2, \dots, n_\Sigma\}$. Однако удобнее варианты сборки ротора различать по углам поворота его деталей, рабочих колес.

Разметка деталей (звеньев) ротора. Свяжем с каждой деталью (звеном) ротора шкалу отсчета углов поворота (рис. 2.1.4) так, чтобы возрастание угла происходило против хода стрелки часов, если на деталь смотреть сверху. Пусть углам 0° , 90° , 180° , 270° соответствуют метки 1, 2, 3, 4.

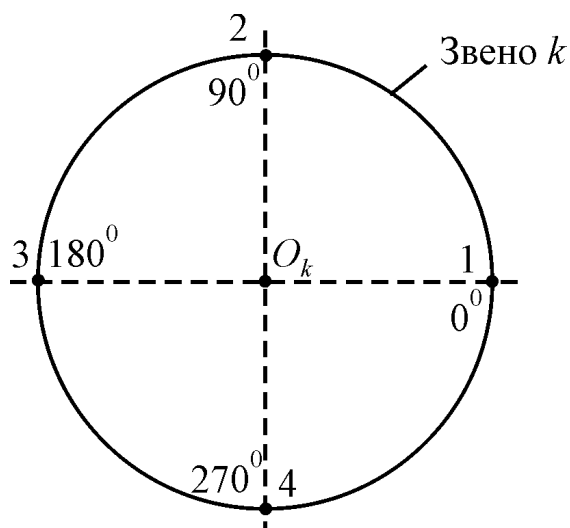


Рис. 2.1.4. Разметка звена k

Диск $(k+1)$ при соединении с диском k может быть повернут относительно диска k на **относительный угол**

$$\varphi_k = 2\pi(j-1)/n_k, \quad / j = \overline{1, n_k}; k = \overline{1, N-1}/. \quad (2.1.3)$$

Угол φ_k меняется с шагом $2\pi/n_k$.

При соединении звена $(k+1)$ со звеном k с относительным углом поворота φ_k будем поворачивать по ходу стрелки часов звено $(k+1)$ относительно звена k до совпадения угла φ_k на шкале углов звена $(k+1)$ с углом 0^0 на шкале углов звена k .

Введем в рассмотрение **абсолютные углы поворота звеньев**, как углы их поворота относительно звена 1. Абсолютный угол ψ_k задает угол поворота по стрелке часов, если на ротор смотреть сверху, звена $(k+1)$ относительно звена 1. Тогда, между абсолютными и относительными углами поворотов звеньев такая связь

$$\psi_k = \varphi_1 + \dots + \varphi_k = \sum_{j=1}^k \varphi_j, \quad /k = \overline{1, N-1}/. \quad (2.1.4)$$

Совокупность $(N-1)$ относительных $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{N-1}$ или абсолютных $\psi_1, \psi_2, \dots, \psi_{N-1}$ углов поворота звеньев однозначно определяет вариант сборки ротора.

2.2. Особенности определения положений деталей в роторном пакете

2.2.1. Системы координат для измерений и расчетов

Уровень начальных и локальных дисбалансов ротора определяется в основном линейной (эксцентриситет) и угловой (перекос) несоосностью установки дисков относительно оси вращения ротора на жестких опорах (в первом приближении относительно общей оси шеек под подшипники).

Пусть роторный пакет находится на поворотном сборочном стапеле, по оси вращения которого, центрируются детали, устанавливаемые в ротор. Пусть собранный ротор установлен на призмы или на контрольное поворотное устройство с совмещением оси вращения ротора с осью вращения контрольного поворотного устройства. Введем в рассмотрение следующие системы координат.

1. Абсолютная система координат $OXYZ$, связана с первым звеном роторного пакета, как правило, валом. Это звено устанавливается в сборочный стапель. Ось Z направлена вертикально вверх по оси вращения сборочного стапеля. Точка O расположена так, что лежит в плоскости измерения радиальных биений звена 1. Ось X направлена в сторону метки «1» звена 1, ось Y – перпендикулярно оси X так, что система осей $OXYZ$ – правая (рис. 2.2.1, а).

2.2. Особенности определения положений деталей в роторном пакете

2. Относительные системы координат, связанные с последующими звеньями – рабочими колесами, проставками и т.д. Относительная система координат $O_k X_k Y_k Z$, связана со звеном k . В ней ось Z направлена вертикально вверх по оси вращения сборочного стапеля, точка O_k лежит в плоскости измерения радиальных биений звена k , причем ось X_k направлена в сторону метки «1» звена k , ось Y_k – перпендикулярно оси X_k так, что система осей $O_k X_k Y_k Z$ – правая (рис. 2.2.1, б). В роторном пакете звено k повернуто относительно первого звена на угол ψ_{k-1} , который выражается через относительные углы поворотов звеньев в парах.

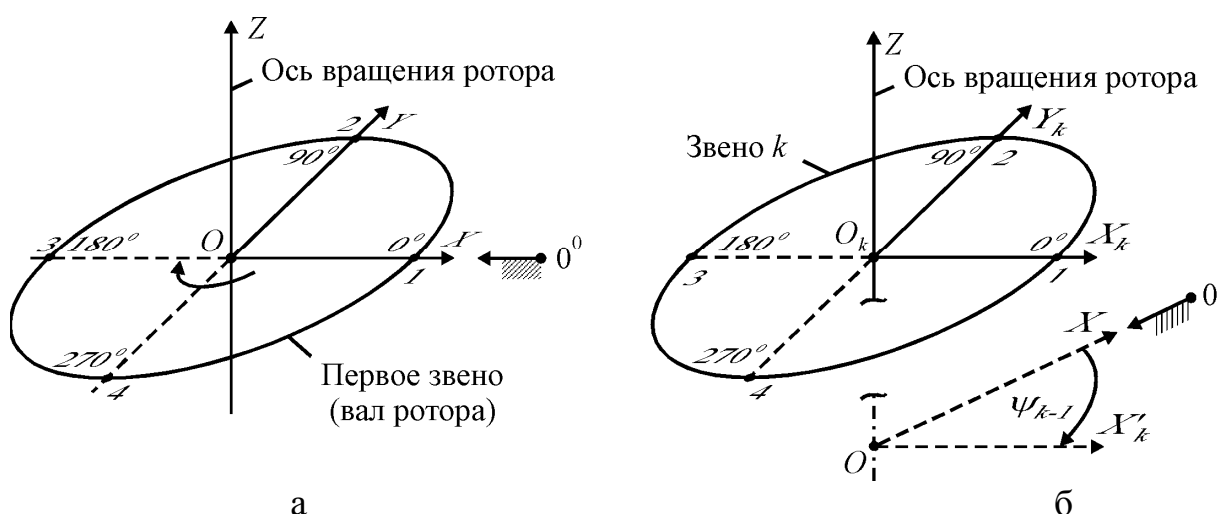


Рис. 2.2.1. Системы координат, используемые при сборке ротора:
а – абсолютная система координат, связанная с первым звеном;
б – относительная система координат, связанная со звеном k

Эксцентриситеты и перекосы звеньев в роторном пакете можно определять как в относительных, так и в абсолютных системах координат. Рассмотрим некоторые наиболее распространенные методы определения эксцентриситетов и перекосов деталей в роторном пакете или роторе.

2.2.1. Определение эксцентриситетов и перекосов деталей в роторном пакете поиском наибольших отклонений

В случае идеальной круглости (цилиндричности) боковой и идеальной плоскостности торцевой контрольной поверхности детали (рабочего колеса) и их привязке к ГЦОИ детали (рабочего колеса) целесообразно использовать этот метод [14].

1. Определение эксцентриситета. Отклонение центра масс детали (рабочего колеса) номер k – точки C_k от оси вращения ротора – Z определяет вектор эксцентриситета \vec{e}_k (рис. 2.2.2, а). Он характеризуется модулем $|\vec{e}_k|$ и углом α_k , задающим направление вектора. Для определения этих величин нужно разметить деталь (рис. 2.2.2, б), нанеся на нее шкалу углов, предназначенную для определения направления вектора \vec{e}_k .

Замечания.

1. Боковая контрольная поверхность идеально цилиндрична и соосна ГЦОИ детали.

2. В плоскости измерения радиальных биений $X_k O Y_k$ лежит центр масс детали, рабочего колеса – точка C_k .

3. С деталью или рабочим колесом связывается шкала измерения угла поворота. Поскольку для реальных деталей, рабочих колес точки O_k и C_k практически совпадают, то эта шкала не зависит от эксцентриситета.

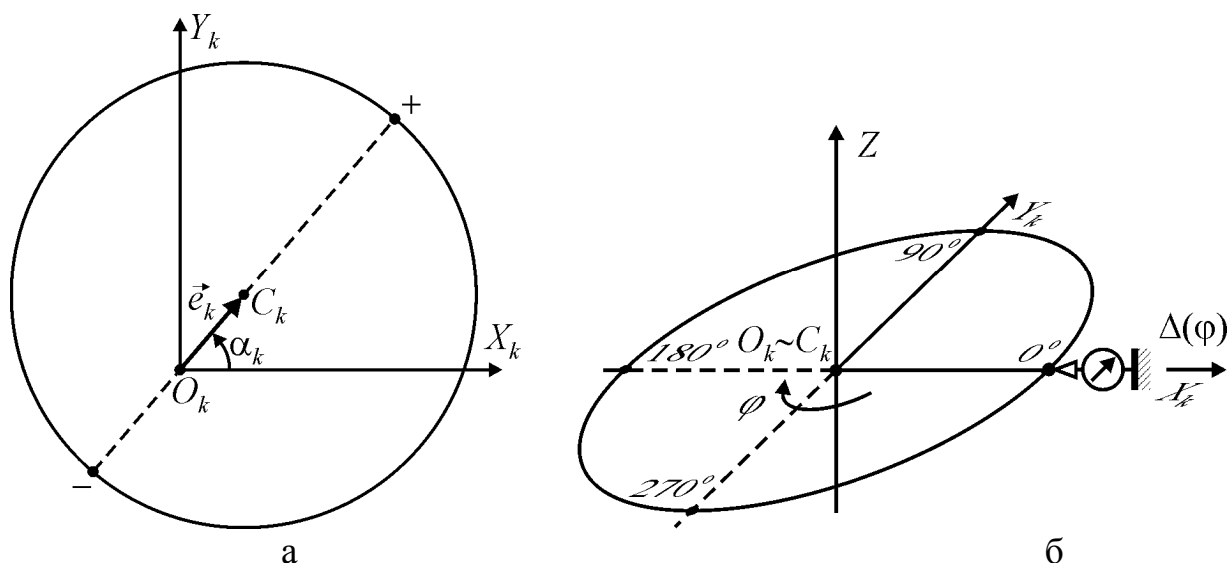


Рис. 2.2.2. Определения эксцентриситета детали в роторном пакете поиском наибольших отклонений:

а – характеристики эксцентриситета; б – разметка детали и схема измерений

В процессе измерений поворотный стол поворачивается до тех пор, пока индикатор не зафиксирует наибольшее перемещение $\Delta_{k \max}$, соответствующее углу α_k . Затем поворотный стол поворачивается на 180° и фиксируется $\Delta_{k \min}$. Тогда характеристики эксцентриситета следующие

$$\alpha_k, |\vec{e}_k| = (\Delta_{k \max} - \Delta_{k \min}) / 2. \quad (2.2.1)$$

2.2. Особенности определения положений деталей в роторном пакете

Вектор эксцентриситета удобно задавать в виде комплексного числа

$$e_k = |\vec{e}_k| e^{i\alpha_k}, \quad (2.2.2)$$

где $i = \sqrt{-1}$ – мнимая единица и в дальнейшем у вектора, записанного в виде комплексного числа, стрелочка над величиной не пишется.

2. Определение перекоса. Вектор перекоса $\vec{\gamma}_k$ характеризуется направлением Γ и модулем $|\vec{\gamma}_k|$ (рис. 2.2.3, а). Со стороны положительного направления оси Γ видно, что торцевая контрольная поверхность повернута вокруг оси Γ на угол $|\vec{\gamma}_k|$ против хода стрелки часов. В общем случае плоскости измерения радиальных и торцевых биений не совпадают. Поэтому для определения перекоса нужно использовать разметку детали, аналогичную для определения эксцентриситета (рис. 2.2.2, б, рис. 2.2.3, б). На рис. 2.2.3, б $X'_k O_k Y'_k$ – плоскость измерения торцевых биений, O'_k – точка на оси вращения ротора, оси X'_k, Y'_k – параллельны, соответственно, осям X_k, Y_k . Введем в рассмотрение угол $\mu_k \in [0, 2\pi)$, отсчитываемый против хода стрелки часов от оси X'_k до оси Γ , задающим направление вектора $\vec{\gamma}_k$.

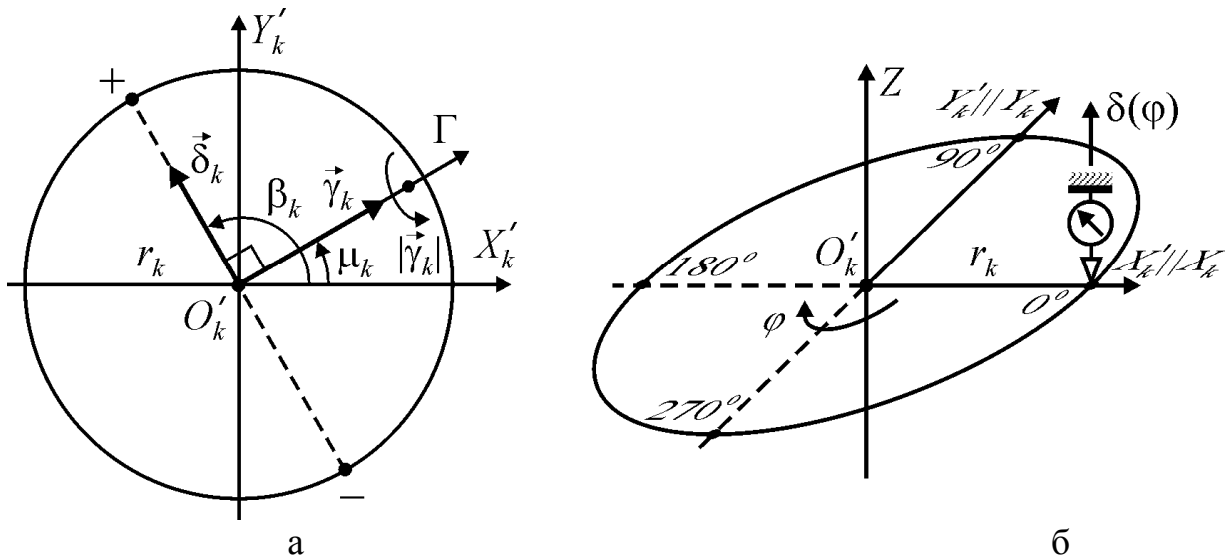


Рис. 2.2.3. Определения перекоса детали роторном пакете поиском наибольших отклонений:

а – характеристики перекоса; б – разметка детали и схема измерений

Схема измерений перекоса изображена на рис. 2.2.3, б. Торцевые биения замеряются на расстоянии r_k от оси ротора. В процессе измерений поворотный стол поворачивается до тех пор, пока индикатор не зафиксирует наибольшее перемещение $\delta_{k \max}$, соответствующее углу

$\beta_k \in [0, 2\pi)$. Затем поворотный стол поворачивается на 180^0 и фиксируется $\delta_{k \min}$. Тогда характеристики перекоса следующие

$$\mu_k = \begin{cases} \beta_k - 90^0, & \beta_k \geq 90^0, \\ 270^0 + \beta_k, & \beta_k < 90^0; \end{cases} \quad |\bar{\gamma}_k| = (\delta_{k \max} - \delta_{k \min}) / (2r_k). \quad (2.2.3)$$

Вектор перекоса удобно задавать в виде комплексного числа

$$\gamma_k = |\bar{\gamma}_k| \cdot e^{i\mu_k}. \quad (2.2.4)$$

В качестве альтернативных характеристик перекоса удобно использовать вектор $\bar{\delta}_k$ и радиус r_k (рис. 2.2.3, а). Модуль вектора $|\bar{\delta}_k| = \delta_{k \max} - \delta_{k \min}$, его направление задает угол β_k . Вектор $\bar{\delta}_k$ выходит с точки O'_k на оси вращения ротора и направлен в сторону точки наибольшего торцевого биения. Таким образом, альтернативные характеристики перекоса

$$|\bar{\delta}_k| = \delta_{k \max} - \delta_{k \min}, \beta_k, r_k. \quad (2.2.5)$$

Вектор перекоса $\bar{\delta}_k$ удобно задавать в виде комплексного числа

$$\delta_k = |\bar{\delta}_k| \cdot e^{i\beta_k}. \quad (2.2.6)$$

Между двумя характеристиками перекосов такая связь

$$\mu_k = \beta_k - 90^0, \quad |\bar{\gamma}_k| = |\bar{\delta}_k| / (2r_k). \quad (2.2.7)$$

Между векторами $\bar{\gamma}_k$ и $\bar{\delta}_k$, записанными в комплексном виде, существует такая связь

$$\gamma_k = -i\delta_k / (2r_k), \quad \delta_k = 2i\gamma_k r_k. \quad (2.2.8)$$

Выше описан наипростейший метод определения эксцентриситета и перекоса детали в роторном пакете. Однако этот метод требует идеальной цилиндричности боковых и плоскостности торцевых контрольных поверхностей и их привязку к ГЦОИ детали, рабочего колеса. Поскольку для деталей роторов КВД эти условия не выполняются, то возникает принципиальный вопрос – а можно ли объективно определить положение детали, рабочего колеса в роторном пакете, если контрольные поверхности неидеальны. Обзор литературы по этому вопросу показал на методы, описанные в [14, 20]. В этих методах используются эталонные «биения» детали на балансировочной оправке. Используется то, что после балансировки ГЦОИ детали совмещается (с точностью класса балансировки) с осью вращения детали на балансировочной оправке. Поэтому эталонные «биения» снимаются для детали на этой оправке. В дальнейшем считается, что деталь установлена в роторный пакет идеально, если ее биения в пакете совпадают с эталонными.

2.2. Особенности определения положений деталей в роторном пакете

2.2.2. Определения эксцентриситетов и перекосов деталей в роторном пакете по измерениям биений в четырех контрольных точках

1. Определение эксцентриситета детали. Данный метод описан, например, в [14] и ОСТ 1.41672-77 [20]. Эксцентриситет \vec{e}_k рабочего колеса k определяется путем 2-х кратного измерения биений Δq_j в 4-х фиксированных контрольных точках на ободе диска, расположенных с шагом 90° в плоскости центра масс колеса (рис. 2.2.4), и расчета по формулам:

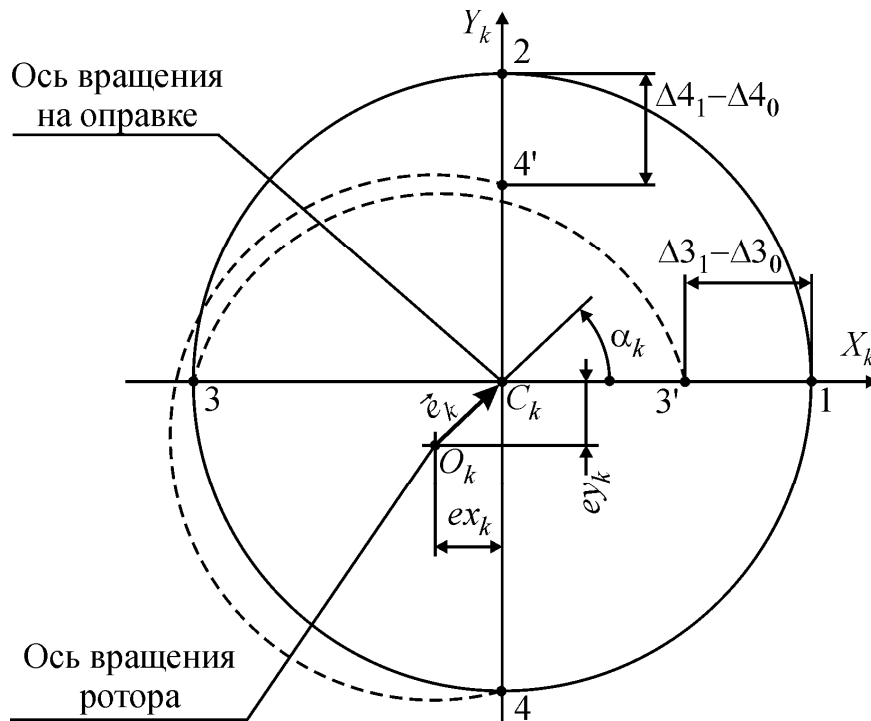


Рис. 2.2.4.
Определение эксцентриситета по 4-м контрольным точкам

$$ex_k = -\frac{1}{2}(\Delta 3_1 - \Delta 3_0), \quad ey_k = -\frac{1}{2}(\Delta 4_1 - \Delta 4_0),$$

$$|\vec{e}_k| = \sqrt{ex_k^2 + ey_k^2}, \quad \alpha_k = \arctg \frac{ex_k}{ey_k}, \quad (2.2.9)$$

где: ex_k - проекция вектора эксцентриситета \vec{e}_k на ось X_k , ey_k - Y_k ;

α_k - угол между положительным направлением оси X_k и положительным направлением вектора \vec{e}_k ;

$q = 1, 2, 3, 4$ - номера контрольных точек в порядке возрастания полярного угла с началом в точке $q = 1$;

$j = 0$ - номер измерения - соответствует измерению биений Δq_j при вращении сборочной единицы на цапфах, балансировочной оправки в неподвижных опорах;

$j = 1$ - номер измерения - соответствует измерению биений Δq_j относительно оси вращения ротора;

$\Delta 1_0 = \Delta 1_1 = 0$ - биение в точке $q = 1$ по условию настройки измерительного устройства на ноль;

$\Delta 2_0 = \Delta 2_1 = 0$ - биение в точке $q = 2$ по условию настройки измерительного устройства на ноль.

Замечания.

1. Вектор эксцентриситета определяется относительно системы координат $(C_k X_k Y_k)$, связанной с диском. Для этого на диск наносятся четыре контрольные точки и в дальнейшем, при снятии биений используются только эти точки.

2. Для реальных дисков точки O_k и C_k практически совпадают и положения точек 1, 2, 3, 4 на контрольной поверхности определяются приближенно. Поэтому с каждой контрольной точкой связывается окружающая ее небольшая область. Для качественного замера биений нужно при снятии показаний индикатора перемещений попадать щупом индикатора в эти области.

3. Поскольку контрольные поверхности могут быть нецилиндрическими, то это, по сути, не биения, а некоторые координаты. Они могут сниматься на достаточно гладких контрольных поверхностях, имеющих отклонения от цилиндра. Для возможности использования поверхности в качестве контрольной достаточно, что бы на этой поверхности контрольные точки окружали достаточно гладкие области, такие, что при установке щупа индикатора внутри этих областей биения практически не менялась.

Вектор эксцентриситета удобно задавать в виде комплексного числа

$$e_k = ex_k + iey_k = |\vec{e}_k| e^{i\alpha_k}, \quad (2.2.10)$$

где $i = \sqrt{-1}$ – мнимая единица и в дальнейшем у вектора, записанного в виде комплексного числа, стрелочка над величиной не пишется.

2. Определение перекоса. Перекос рабочего колеса (диска) в роторе определяется аналогично эксцентриситету – путем измерения торцовых биений δq_j в 4-х равномерно расположенных по окружности фиксированных на диске точках (рис. 2.2.5) по формулам:

$$\delta x_k = -(\delta 3_1 - \delta 3_0), \quad \delta y_k = -(\delta 4_1 - \delta 4_0),$$

2.2. Особенности определения положений деталей в роторном пакете

$$|\vec{\delta}_k| = \sqrt{\delta_{kx}^2 + \delta_{ky}^2}, \quad \gamma_k = \frac{|\vec{\delta}_k|}{2r_k}. \quad (2.2.11)$$

где δx_k – проекция вектора $\vec{\delta}_k$, характеризующего перекося, на ось X_k ,

$\delta y_k = Y_k$;

β_k – угол между положительным направлением оси X_k и положительным направлением вектора $\vec{\delta}_k$;

$q = 1, 2, 3, 4$ – номера контрольных точек в порядке возрастания полярного угла с началом отсчета в точке $q = 1$;

$j = 0$ – номер измерения – соответствует измерению биений δq_0 диска на балансировочной оправке в неподвижных (жестких) опорах и фиксированном осевом положении оправки;

$j = 1$ – номер измерения – соответствует измерению биений δq_1 диска, установленного в роторе при фиксированном положении ротора в осевом направлении;

γ_k – угол перекося диска в роторе относительно положения при балансировке;

r_k – радиус, на котором измеряют биения (радиус положений контрольных точек).

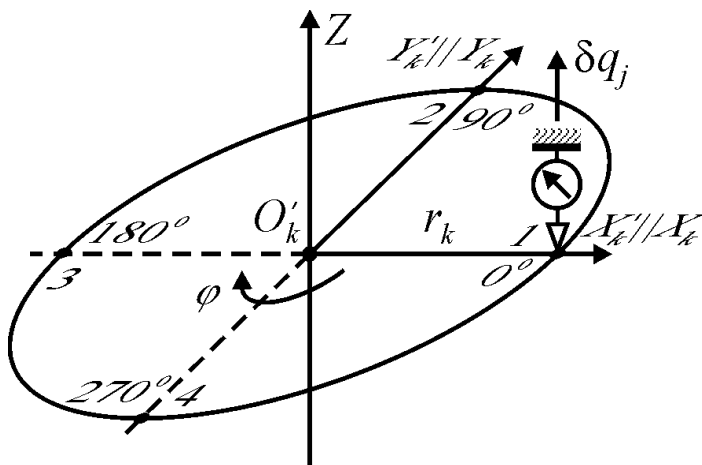


Рис. 2.2.5. Схема измерения перекося рабочего колеса в роторном пакете

Вектор перекося в комплексном виде

$$\delta_k = \delta x_k + i\delta y_k = |\vec{\delta}_k| e^{i\beta_k}. \quad (2.2.12)$$

Точка $q = 1$ является настроенной на каждом этапе измерений ($\delta 1_j = 0$) для измерения биений в точке $q = 3$, а точка $q = 2$ – настроенной для точки $q = 4$, то есть по условию измерений должно быть $\delta 2_j = 0$.

2.3. Требования к точности и качеству сборки роторов, задача оптимальной сборки

2.3.1. Требования к точности и качеству сборки роторов, функционалы качества

Эксцентриситеты и перекосы рабочих колес должны удовлетворять следующим наперед заданным ограничениям:

$$|e_k| \leq e \max_k, \quad |\delta_k| \leq \delta \max_k, \quad / k = \overline{2, N} /. \quad (2.3.1)$$

Чем меньше $|e_k|$, $|\delta_k|$, тем точнее собран ротор.

Как правило, возможны случаи, когда один и тот же ротор можно собрать несколькими разными вариантами, удовлетворяющими ограничениям (2.3.1). Поэтому необходимо различать между собой различные варианты возможной сборки ротора.

По замеренным (достигнутым) эксцентриситетам и перекосам звеньев можно строить различные функционалы качества. Одним из распространенных функционалов является сумма модулей статических дисбалансов звеньев [14]:

$$Q(\varphi_1, \dots, \varphi_{N-1}) = \sum_{k=2}^N m_k |e_k(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-1})|, \quad (2.3.2)$$

где m_k - масса звена k / $k = \overline{2, N}$ /. При этом учтено, что благодаря центрирующему приспособлению первое звено установлено на сборочный стапель без эксцентриситета и перекоса.

Если качество определяет эксцентриситет и перекося посадочного места под подшипники последнего звена, то функционал качества может иметь вид

$$Q(\varphi_1, \dots, \varphi_{N-1}) = \mu |e_N(\varphi_1, \dots, \varphi_{N-1})| + \nu |\delta_N(\varphi_1, \dots, \varphi_{N-1})|, \quad (2.3.3)$$

где μ, ν - некоторые весовые коэффициенты – положительные числа.

Рассмотренные примеры функционалов обобщает функционал вида:

$$Q(\varphi_1, \dots, \varphi_{N-1}) = \sum_{k=2}^N \{ \mu_k |e_k(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-1})| + \nu_k |\delta_k(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-1})| \}, \quad (2.3.4)$$

где μ_k, ν_k , / $k = \overline{2, N}$ / - некоторые весовые коэффициенты – положительные числа или функции номера k звена. С физической точки зрения функционал (2.3.4) может быть суммой модулей статических и моментных дисбалансов деталей ротора.

Возможны функционалы качества, в которых его коэффициенты и сам функционал зависят от номера k устанавливаемого звена. Например, возможна такая зависимость

2.3. Требования к точности и качеству сборки роторов, задача...

$$\mu_j = \begin{cases} 0, & j \neq k, \\ 1, & j = k; \end{cases} \quad \nu_j = 0;$$

$$Q(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-1}) = |e_k(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-1})|, \quad /k = \overline{2, N}/. \quad (2.3.5)$$

В соответствии с этим функционалом каждое звено k должно устанавливаться на предыдущее (уже установленное звено $k-1$) с наименьшим эксцентриситетом.

С математической точки зрения вид оптимизации – вид критерия (2.3.4) не влияет на технологический процесс сборки ротора, а влияет на величины рассчитываемых оптимальных углов.

2.3.2. Задача оптимальной полной сборки или досборки ротора

Задача оптимальной полной сборки ротора заключается в том, чтобы определить такие углы относительных $\varphi_1^*, \varphi_2^*, \dots, \varphi_{N-1}^*$ или абсолютных $\psi_1^*, \psi_2^*, \dots, \psi_{N-1}^*$ поворотов звеньев, при которых эксцентриситеты и перекосы звеньев удовлетворяют ограничениям (2.3.1), а функционал качества, вида (2.3.4), принимает минимальное значение.

Если первые m звеньев ($m < N$) уже установлены в роторный пакет с углами относительных $\varphi_1^*, \dots, \varphi_{m-1}^*$ или абсолютных $\psi_1^*, \dots, \psi_{m-1}^*$ поворотов, то эти углы поворотов, как и эксцентриситеты и перекосы первых m звеньев ротора, уже являются фактическими параметрами и в оптимизации не участвуют.

Как следует из (2.3.1) эксцентриситеты и перекосы неустановленных звеньев должны удовлетворять следующим наперед заданным ограничениям:

$$|e_k| \leq e \max_k, \quad |\delta_k| \leq \delta \max_k, \quad /k = \overline{m+1, N}/. \quad (2.3.6)$$

Функционал качества (2.3.4) принимает вид

$$Q(\varphi_m, \dots, \varphi_{N-1}) = \sum_{k=m+1}^N \{ \mu_k |e_k(\varphi_m, \dots, \varphi_{k-1})| + \nu_k |\delta_k(\varphi_m, \dots, \varphi_{k-1})| \}. \quad (2.3.7)$$

Задача оптимальной досборки ротора заключается в том, чтобы определить такие углы относительных $\varphi_m^*, \dots, \varphi_{N-1}^*$ или абсолютных $\psi_m^*, \dots, \psi_{N-1}^*$ поворотов звеньев, при которых эксцентриситеты и перекосы звеньев $(m+1), \dots, N$ удовлетворяют ограничениям (2.3.6), а функционал качества, вида (2.3.7), принимает минимальное значение.

Ниже решается задача по оптимальной сборке ротора с использованием способов последовательной или полной оптимизации.

Замечания.

1. Задача оптимальной досборки ротора сводится к задаче оптимальной полной сборке, если условно объединить в одно первое звено уже установленные в роторный пакет первые m звеньев.

2. Сборка ротора способом последовательной оптимизации менее трудоемкая, чем способом полной оптимизации. При последовательной оптимизации ($N-1$) раз последовательно решается одна и та же задача – оптимальной установки очередного звена в роторный пакет в зависимости от достигнутого положения предыдущего звена.

2.4. Виртуальная сборка ротора как способ решения задачи его оптимальной сборки

Практически невозможно оптимально собрать ротор, без каких либо дополнительных предположений и информации об его деталях и их посадочных поверхностях, поскольку для этого требуется последовательно собрать ротор по всем возможным вариантам с выбором после этого наилучшего.

Под **виртуальной сборкой ротора** будем понимать численное определение эксцентриситетов и перекосов звеньев в роторе или роторном пакете по заданным относительным или абсолютным углам поворота его звеньев.

Пусть имеется алгоритм виртуальной сборки ротора и собрана информация о деталях ротора, позволяющая его виртуально собирать. Общее число вариантов полной сборки ротора n_{Σ} . В связи с высокой производительностью современных ПЭВМ, задача оптимизации может быть решена методом полного перебора всех возможных вариантов сборки ротора. На рис. 2.4.1 приведена укрупненная блок-схема метода полного перебора при полной сборке ротора. В блок-схеме последовательно перебираются все возможные варианты соединений звеньев ротора. Для каждого варианта выполняется виртуальная сборка ротора, после чего проверяются ограничения на биения. В случае выполнения ограничений вычисляется функционал качества. Значение функционала качества и соответствующих углов поворота звеньев запоминаются в качестве оптимальных только в случае, если вычисленное значение функционала меньше предыдущего, занесенного в память.

Оптимизация вычислений и программ – является отдельным объектом исследования [14,37,38]. Количество вычислений можно уменьшить, если проверять ограничения на биения сразу после виртуальной установки в роторный пакет очередного звена.

2.4. Виртуальная сборка ротора как способ решения задачи его...

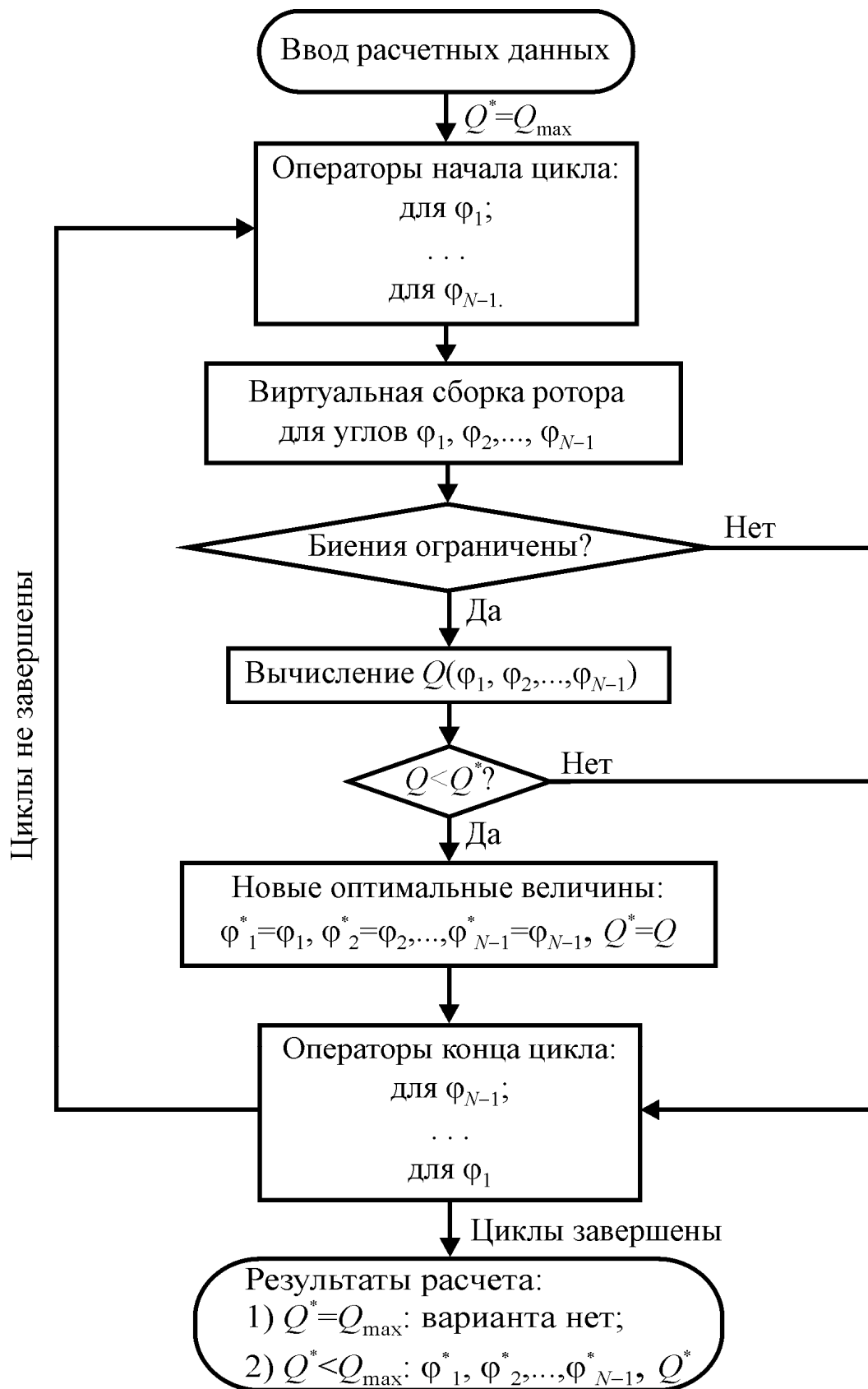


Рис. 2.4.1. Укрупненная блок-схема метода полного перебора при полной сборке ротора

Очевидно, что не имеет смысла продолжать виртуально собирать ротор, если биения последнего установленного звена превышают допустимые. В этом случае перебор может быть не полным, однако все варианты, в которых ротор может быть собран с ограниченными биениями будут рассмотрены.

Ниже приведен вариант алгоритма решения задачи оптимизации методом перебора всех вариантов с ограниченными биениями.

1. Блок ввода расчетных данных.

2. Блок виртуальной сборки ротора и поиска оптимальных углов поворота звеньев.

1) **Начало цикла 1** по переменной $i_1 = 1, 2, \dots, n_1$ – виртуальная установка звена 2 на звено 1 в n_1 различных положениях:

а) $\varphi_1 = 360^0 \cdot (i_1 - 1) / n_1$ - текущий угол поворота звена 2 относительно звена 1 в паре 1;

б) $e_2 = e_2(\varphi_1)$, $\delta_2 = \delta_2(\varphi_1)$ - текущий эксцентриситет и перекося звена 2 в абсолютной системе координат звена 1;

с) если $|e_2| > e \max_2$ или $|\delta_2| > \delta \max_2$ то переход на конец цикла 1.

2) **Начало цикла 2** по переменной $i_2 = 1, 2, \dots, n_2$ – установка звена 3 на звено 2 в n_2 различных положениях:

а) $\varphi_2 = 360^0 \cdot (i_2 - 1) / n_2$ - текущий угол поворота звена 3 относительно звена 2 в паре 2;

б) $e_3 = e_3(\varphi_1, \varphi_2)$, $\delta_3 = \delta_3(\varphi_1, \varphi_2)$ - текущий эксцентриситет и перекося звена 3 в абсолютной системе координат звена 1;

с) если $|e_3| > e \max_3$ или $|\delta_3| > \delta \max_3$ то переход на конец цикла 2.

...

к) **Начало цикла k** по переменной $i_k = 1, 2, \dots, n_k$ – установка звена (k+1) на звено k в n_k различных положениях:

а) $\varphi_k = 360^0 \cdot (i_k - 1) / n_k$ - текущий угол поворота звена (k+1) относительно звена k в паре k;

б) $e_{k+1} = e_{k+1}(\varphi_1, \dots, \varphi_k)$, $\delta_{k+1} = \delta_{k+1}(\varphi_1, \dots, \varphi_k)$ - текущий эксцентриситет и перекося звена (k+1) в абсолютной системе координат звена 1;

с) если $|e_{k+1}| > e \max_{k+1}$ или $|\delta_{k+1}| > \delta \max_{k+1}$ то переход на конец цикла k.

...

2.4. Виртуальная сборка ротора как способ решения задачи его...

N-1) Начало цикла (N-1) по переменной $i_{N-1} = 1, 2, \dots, n_{N-1}$ – установка звена N на звено $(N-1)$ в n_{N-1} различных положениях:

- a) $\varphi_{N-1} = 360^0 \cdot (i_{N-1} - 1) / n_{N-1}$ – текущий угол поворота звена N относительно звена $(N-1)$ в паре $(N-1)$;
- b) $e_N = e_N(\varphi_1, \dots, \varphi_{N-1})$, $\delta_N = \delta_N(\varphi_1, \dots, \varphi_{N-1})$ – текущий эксцентриситет и перекося звена N в абсолютной системе координат звена 1;
- c) если $|e_N| > e_{\max N}$ или $|\delta_N| > \delta_{\max N}$ то переход на конец цикла $(N-1)$;
- d) $Q = \sum_{k=2}^N \{\mu_k |e_k| + \nu_k |\delta_k|\}$ – функционал качества, построенный для текущей сборки ротора;
- e) Если $Q < Q^*$, то:
 - i) $Q^* = Q$ – новое минимальное значение функционала,
 - ii) $\varphi_1^* = \varphi_1, \dots, \varphi_{N-1}^* = \varphi_{N-1}$ – новые оптимальные относительные углы поворота звеньев.

Конец цикла (N-1).

...

Конец цикла k .

...

Конец цикла 2.

Конец цикла 1.

3. Блок вывода результатов расчета.

1) Если $Q^* = Q_{\max}$, то:

- a) вывести “ротор собрать невозможно”;
- b) переход на конец программы.

2) Вывести:

- a) Q^* – минимальное значение функционала;
- b) $\varphi_1^*, \dots, \varphi_{N-1}^*$ – оптимальные относительные углы поворота звеньев.

3) Конец алгоритма.

В приведенном алгоритме используются зависимости виртуальной сборки ротора вида

$$e_{k+1} = e_{k+1}(\varphi_1, \dots, \varphi_k), \quad \delta_{k+1} = \delta_{k+1}(\varphi_1, \dots, \varphi_k), \quad / k = 1, \overline{N-1} / , \quad (2.4.1)$$

Получение этих зависимостей – отдельная задача, которая будет решаться ниже.

2.5. Типовые техпроцессы оптимальной сборки ротора, использующие виртуальную сборку ротора

2.5.1. Операции техпроцессов

Обобщенные технологические процессы оптимальной сборки ротора могут быть представлены блок-схемами, изображенными на рис. 2.5.1.

Типовые техпроцессы состоят из двух или одной операций.

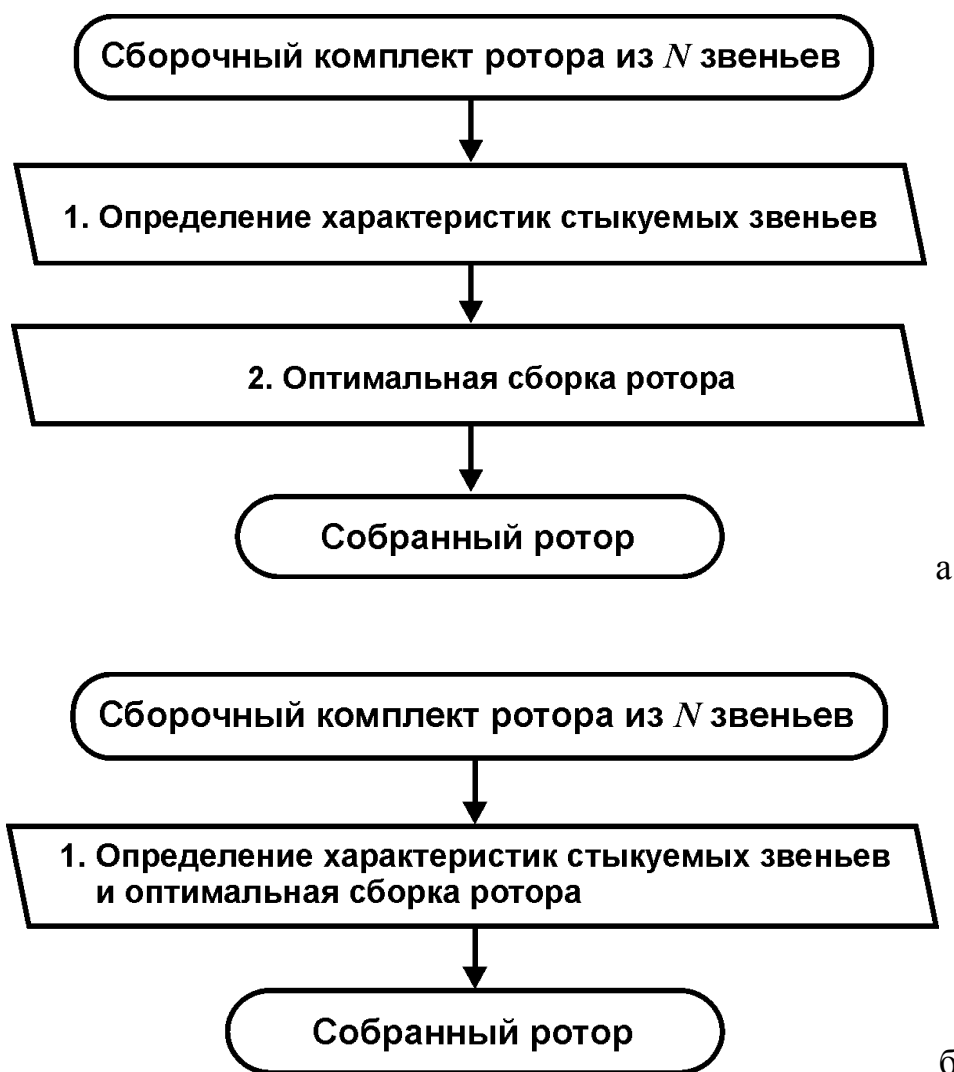


Рис. 2.5.1. Укрупненные блок-схемы типовых техпроцессов оптимальной сборки ротора:

а – в две операции, б – в одну операцию

2.5. Типовые техпроцессы оптимальной сборки ротора...

В случае двух операций, первая – направлена на получение дополнительных данных о соединяемых звеньях ротора, необходимых для виртуальной сборки или досборки ротора. Вторая – направлена на оптимальную сборку ротора. Такой техпроцесс целесообразно применять тогда, когда технологический процесс получения дополнительных данных о соединяемых звеньях ротора никак не связан с технологическим процессом окончательной оптимальной сборки ротора. Такая ситуация наблюдается, например, когда операции 1 и 2 выполняются с применением разных технологических оснасток.

В случае одной операции одновременно определяются характеристики соединяемых поверхностей ротора и по ним ротор оптимально собирается. Такой техпроцесс применим, например, при способе последовательной оптимизации сборки ротора.

Для выполнения операций по сборке ротора необходимо определенное оборудование: сборочный стапель; поворотное контрольное устройство; прижимные, центрирующие и переходные контрольные приспособления; приборы, обеспечивающие точность измерений биений с погрешностью в 0,1 от допуска на биения; ПЕОМ и т.д. Так же необходимо иметь программное обеспечение, реализующее виртуальную сборку и алгоритмы оптимизации.

2.5.2. Особенности операции по окончательной сборке ротора, реализуемой без и с текущим контролем и коррекцией ошибок

На рис. 2.5.2, а представлена блок-схема операции 2 оптимальной сборки ротора без текущего контроля качества и коррекции ошибок. Такая сборка применима для роторов, разбитых на небольшое количество звеньев. Переходом 2.1 на сборочный стапель устанавливается первый диск, совмещенный с валом. Переходом 2.2 рассчитываются оптимальные относительные углы поворотов остальных звеньев, для чего используется информация, полученная выполнением операцией 1. Переходом 2.3 в роторный пакет устанавливаются остальные звенья с относительными углами поворотов звеньев, рассчитанными в переходе 2.2.

На рис. 2.5.2, б представлена блок-схема операции 2 по оптимальной сборке ротора с текущим контролем качества и коррекцией ошибок. Такая сборка применима для роторов, разбитых на большое количество звеньев. Она позволяет контролировать и корректировать ошибки, вызванные погрешностью определения характеристик соединяемых звеньев, расхождение между расчетными и достигнутыми положениями установленных звеньев. Переходом 2.1 на сборочный стапель устанавливается первый диск, совмещенный с валом.

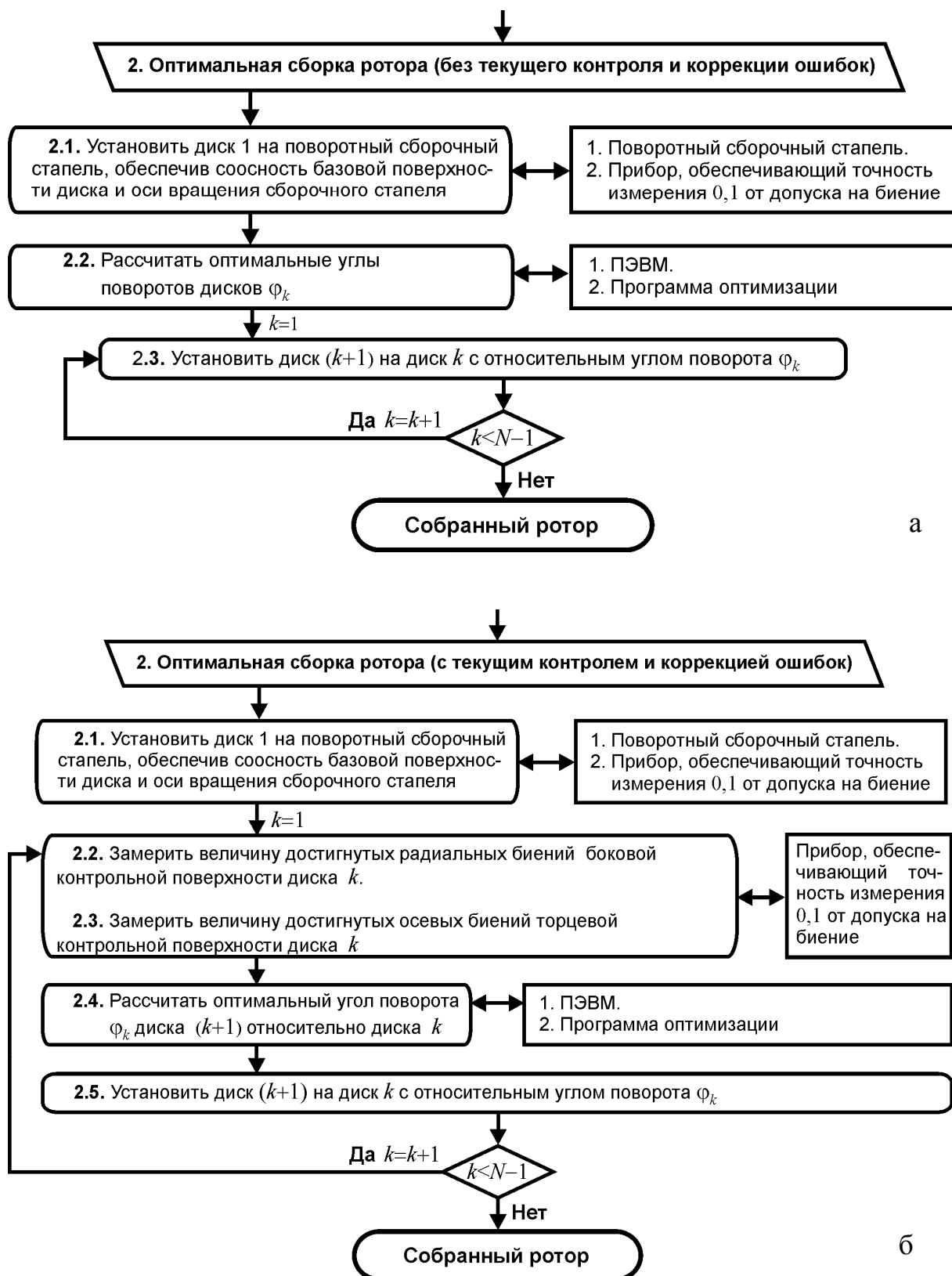


Рис. 2.5.2. Блок-схема операции 2 – оптимальной сборки ротора:
 а – без текущего контроля и коррекции ошибок;
 б – с текущим контролем и коррекцией ошибок

Для контроля качества сборки ротора и текущей коррекции ошибок введены переходы 2.2-2.4. При их выполнении измеряется достигнутое положение последнего установленного звена (переходы 2.2, 2.3), и по нему пересчитываются оптимальные относительные углы поворотов всех следующих звеньев, в том числе и оптимальный угол поворота очередного устанавливаемого звена относительно последнего установленного (переход 2.4). Осуществление этого техпроцесса требует большего времени из-за переходов 2.2, 2.3. Его применение оправдано при большом количестве звеньев ротора, так как позволяет не накапливать и исправлять ошибки в сборке ротора, вызванные тем, что достигнутые положения звеньев могут несколько отличаться от расчетных.

Техпроцессы применимы как при способе последовательной, так и полной оптимизации сборки ротора. Вид оптимизации влияет на алгоритм расчета оптимальных углов поворота звеньев, используемый в переходе 2.2 операции 2 – для сборки без коррекции (рис. 2.5.2, а), или в переходе 2.4 – для сборки с коррекцией (рис. 2.5.2, б).

Выводы главы 2

1. В рамках обобщенной модели ротора ГТД барабанно-дискового типа ротор состоит из нескольких звеньев. Звеном ротора может быть рабочее колесо, рабочее колесо, совмещенное с валом.

2. Каждое звено ротора имеет контрольные поверхности для определения его положения в роторном пакете. В идеальном случае контрольные поверхности звена должны быть привязаны к его ГЦОИ. Если контрольные поверхности не привязаны к ГЦОИ звена, то нужно знать их биения при установке звена на балансировочную оправку – сразу после завершения балансировки звена. Звено считается идеально установленным в роторный пакет, если биения его контрольных поверхностей в пакете повторяют биения этих поверхностей на балансировочной оправке.

3. В точно собранном роторе эксцентриситеты и перекосы звеньев ротора (или соответствующие биения контрольных поверхностей) должны быть ограничены сверху наперед заданными величинами предельно допустимых эксцентриситетов и перекосов (или соответствующих биений контрольных поверхностей).

4. В оптимально собранном роторе эксцентриситеты и перекосы звеньев должны быть ограничены сверху, а некоторый функционал качества, построенный по достигнутым эксцентриситетам и перекосам звеньев ротора должен быть наименьшим среди значений этого

функционала для других возможных вариантов приемлемой по точности сборки ротора.

5. Задача оптимальной сборки ротора ГТД барабанно-дискового типа на практике не может быть решена путем последовательной сборки ротора по всем возможным вариантам из-за большого количества возможных вариантов.

5. Единственный практически реализуемый способ оптимальной сборки ротора основан на применении виртуальной сборки ротора. Для ее осуществления необходима дополнительная информация о деталях ротора, позволяющая численными методами определять положения деталей в роторном пакете после определенного варианта сборки ротора, а так же необходимы соответствующие алгоритмы расчетов.

6. Типовые технологические процессы оптимальной сборки ротора могут содержать две операции, первая из которых направлена на сбор информации о звеньях ротора для моделирования виртуальной сборки ротора, а вторая – на оптимальную сборку ротора с использованием виртуальной сборки. При последовательной оптимизации возможно в одной операции получать сведения о соединяемых звеньях и собирать оптимально ротор.

7. Для разработки алгоритмов виртуальной сборки ротора необходимо исследовать пары, образуемые при соединении двух соседних звеньев ротора барабанно-дискового типа с условной возможностью поворота одного звена относительно другого. В исследованиях актуально учесть такие факторы, как деформируемость звеньев, нецилиндричность боковых и неплоскостность торцевых посадочных поверхностей, соединение звеньев по двум и более поверхностям. Создаваемые техпроцессы сборки роторов должны быть устойчивы к короблению и деформациям деталей в свободном состоянии.

ГЛАВА 3. ВИД ПАРЫ, ОБРАЗУЮЩЕЙСЯ ПРИ СОЕДИНЕНИИ ДВУХ ЗВЕНЬЕВ РОТОРА С УСЛОВНОЙ ВОЗМОЖНОСТЬЮ ПОВОРОТА ОДНОГО ЗВЕНА ОТНОСИТЕЛЬНО ДРУГОГО

Излагаются теоретический и практический методы определения эксцентриситетов боковых и перекосов торцевых посадочных поверхностей звеньев ротора барабанно-дискового типа по результатам $2n$ измерений соответственно радиальных и торцевых биений на этих поверхностях. При этом принимаются во внимание нецилиндричности боковых и неплоскостности торцевых соединяемых поверхностей, вызванные неточностью их изготовления или выработкой от неоднократных сборок и разборок ротора.

Изучаются виды пар, образующихся при соединении без зазоров двух упругих звеньев ротора с условной возможностью поворота одного звена относительно другого. При этом принимаются во внимание такие факторы, как: неточности изготовления посадочных поверхностей – нецилиндричности боковых и неплоскостности торцевых поверхностей, их эксцентриситет и перекося; соединение звеньев по двум и более посадочным поверхностям.

3.1. Определение эксцентриситета и перекоса посадочных поверхностей звеньев ротора

3.1.1. Постановка задачи, основные предположения

Пусть исследуемое рабочее колесо (звено ротора) номер k установлено на контрольное поворотное устройство либо на поворотный сборочный стапель $/k = \overline{1, N}/$. Считаем, что благодаря центрирующим и прижимным приспособлениям рабочее колесо установлено без эксцентриситета и перекоса. Тогда ось вращения поворотного устройства является ГЦОИ рабочего колеса.

У срединного рабочего колеса номер k , $/k = \overline{2, N-1}/$, есть нижние и верхние посадочные поверхности, по которым это колесо соединяется с соседними колесами (рис. 2.1.1, а). В идеальном случае у такого колеса сверху и снизу находятся по одной торцевой идеально плоской и одной боковой идеально цилиндрической посадочной поверхности в виде узких кольцевых полос, лежащих, соответственно, в плоскости торца и на боковой поверхности цилиндра. У первого рабочего колеса есть только верхние (рис. 2.1.1, б), а у последнего – нижние посадочные поверхности.

Из-за неточности изготовления и из-за выработки материала при сборке и разборке ротора посадочные поверхности не являются идеально цилиндрическими или плоскими. Кроме того они имеют некоторые эксцентриситеты и перекосы относительно ГЦОИ рабочего колеса k .

С учетом особенностей конструкции посадочных поверхностей, с большой степенью точности их неточности базирования относительно ГЦОИ рабочего колеса можно определять по биениям, замеренным на окружностях, лежащих на этих поверхностях. Заметим, что биения, замеренные на боковой поверхности, характеризуют эксцентриситет и некруглость ее поперечного сечения. В дальнейшем для краткости записи будем опускать индексы «в» или «н» посадочных поверхностей.

Ниже излагается теоретический и практический методы определения эксцентриситета боковой и перекоса торцевой посадочной поверхности по замеру соответствующих биений (радиальных или торцевых), основанные на спектральной теории неровностей (Дунина-Барковского) [66,74].

Заметим, что поставленная задача принципиально отличается от задачи определения положения рабочего колеса в роторе. Как было показано в главе 2, положение рабочего колеса в роторе можно очень точно определить по результатам измерений радиальных и торцевых биений в 4-х контрольных точках. Замеряемые биения, по сути, являются координатами, и форма соответствующей контрольной поверхности практически не влияет на точность измерений. По технологическим требованиям соединение двух деталей ротора происходит не по 4-м точкам

3.1. Определение эксцентриситета и перекоса посадочных поверхностей...

посадочных поверхностей, а не менее чем по 90% поверхности соединяемых посадочных поверхностей. Поэтому на эксцентриситет и перекос будет влиять форма посадочной поверхности. Теоретически чем точнее мы будем знать формы посадочных поверхностей, тем точнее сможем определять результат соединения рабочих колес. Естественно, что для получения более полной информации о форме посадочной поверхности нужно измерить биения этой поверхности как можно в большем количестве точек.

3.1.2. Теоретическое определение эксцентриситета узкой боковой посадочной поверхности

Свяжем с рабочим колесом шкалу отсчета углов поворота так, чтобы возрастание угла происходило против хода стрелки часов, если на деталь смотреть сверху (рис. 3.2.1, а).

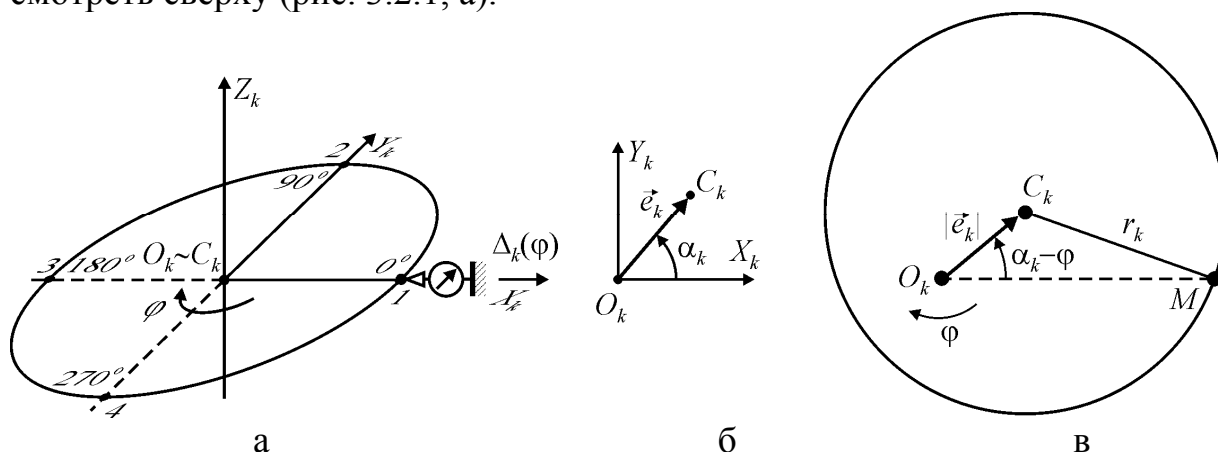


Рис. 3.1.1. Определение эксцентриситета \vec{e}_k узкой боковой посадочной поверхности по радиальным биениям Δ_k :

а – схема измерения радиальных биений Δ_k ; б – определяемый эксцентриситет \vec{e}_k ; в – теоретическое определение \vec{e}_k по Δ_k

Введем прямоугольную декартовую систему координат $O_k X_k Y_k Z_k$, связанную с рабочим колесом. В ней ось Z_k направим вертикально вверх по оси вращения устройства. Точка O_k расположена в плоскости измерения радиальных биений. Ось X_k направлена в сторону метки «1» на рабочем колесе, ось Y_k – перпендикулярно оси X_k так, что система осей $O_k X_k Y_k Z_k$ – правая. На рис. 3.1.1, а показана схема измерения индикатором радиального биения узкой боковой посадочной поверхности рабочего колеса.

Задача измерений – определить по результатам замера перемещений Δ_k индикатором модуль $|\vec{e}_k|$ и угол α_k эксцентриситета \vec{e}_k

узкой боковой посадочной поверхности. Для определенности будем считать, что возрастание показаний индикатора перемещений соответствует движению его щупа в положительном направлении оси X_k .

Рассмотрим, сначала, случай идеально круглой формы поперечного сечения посадочной поверхности. Измеряемое перемещение имеет такое аналитическое представление (рис. 3.1.1, в)

$$\begin{aligned} \Delta_k(\varphi) &= \Delta_{k0} + O_k M - r_k = \\ &= \Delta_{k0} + \sqrt{|\bar{e}_k|^2 + r_k^2 + 2|\bar{e}_k| r_k \cos(\alpha_k - \varphi)} - r_k, \end{aligned} \quad (3.1.1)$$

где: r_k - радиус поперечного сечения боковой посадочной поверхности, Δ_{k0} - сдвиг показаний индикатора перемещений, $\varphi \in [0, 2\pi)$ - угол поворота детали на поворотном устройстве.

Из-за малости эксцентриситета, с большой степенью точности

$$\Delta_k(\varphi) = \Delta_{k0} + |\bar{e}_k| \cos(\alpha_k - \varphi). \quad (3.1.2)$$

Применяя тригонометрическую формулу косинуса суммы, получаем

$$\Delta_k(\varphi) = \Delta_{k0} + |\bar{e}_k| (\cos \alpha_k \cos \varphi + \sin \alpha_k \sin \varphi). \quad (3.1.3)$$

Разложение перемещения (3.1.3) в ряд Фурье имеет вид

$$\Delta_k(\varphi) = 1/2 \cdot a_{k0} + a_{k1} \cos \varphi + b_{k1} \sin \varphi,$$

$$a_{k0} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \Delta_k(\varphi) d\varphi = 2\Delta_{k0}, \quad a_{k1} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \Delta_k(\varphi) \cos \varphi d\varphi = |\bar{e}_k| \cos \alpha_k,$$

$$b_{k1} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \Delta_k(\varphi) \sin \varphi d\varphi = |\bar{e}_k| \sin \alpha_k. \quad (3.1.4)$$

Тогда искомые характеристики эксцентриситета

$$e_{kx} = a_{k1}, \quad e_{ky} = b_{k1}, \quad |\bar{e}_k| = \sqrt{a_{k1}^2 + b_{k1}^2}, \quad \alpha_k = \arctg(b_{k1} / a_{k1}). \quad (3.1.5)$$

В комплексном виде эксцентриситет узкой боковой посадочной поверхности имеет вид

$$e_k = a_{k1} + ib_{k1} = |\bar{e}_k| \cdot e^{i\alpha_k}. \quad (3.1.6)$$

Если поперечное сечение боковой посадочной поверхности имеет некруглости, то показания индикатора перемещений можно разложить в следующий ряд Фурье [66,74]:

$$\Delta_k(\varphi) = \frac{1}{2} a_{k0} + \sum_{j=1}^{\infty} (a_{kj} \cos j\varphi + b_{kj} \sin j\varphi),$$

$$a_{k0} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \Delta_k(\varphi) d\varphi = 2\Delta_{k0},$$

$$a_{kj} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \Delta_k(\varphi) \cos j\varphi d\varphi, \quad b_{kj} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \Delta_k(\varphi) \sin j\varphi d\varphi. \quad (3.1.7)$$

3.1. Определение эксцентриситета и перекоса посадочных поверхностей...

Заметим, что в разложении (3.1.7): Δ_{k0} – отвечает за сдвиг показаний индикатора; a_{k1}, b_{k1} – за эксцентриситет; a_{k2}, b_{k2} – за эллиптичность посадочной поверхности (некруглость первого порядка); $a_{kj}, b_{kj}, j \geq 3$ – за некруглость посадочной поверхности порядка $(j-1)$.

На рис. 3.1.2 показаны эксцентриситет ($j=1$) и некруглости ($j=2,3,4$) боковой посадочной поверхности разных порядков.

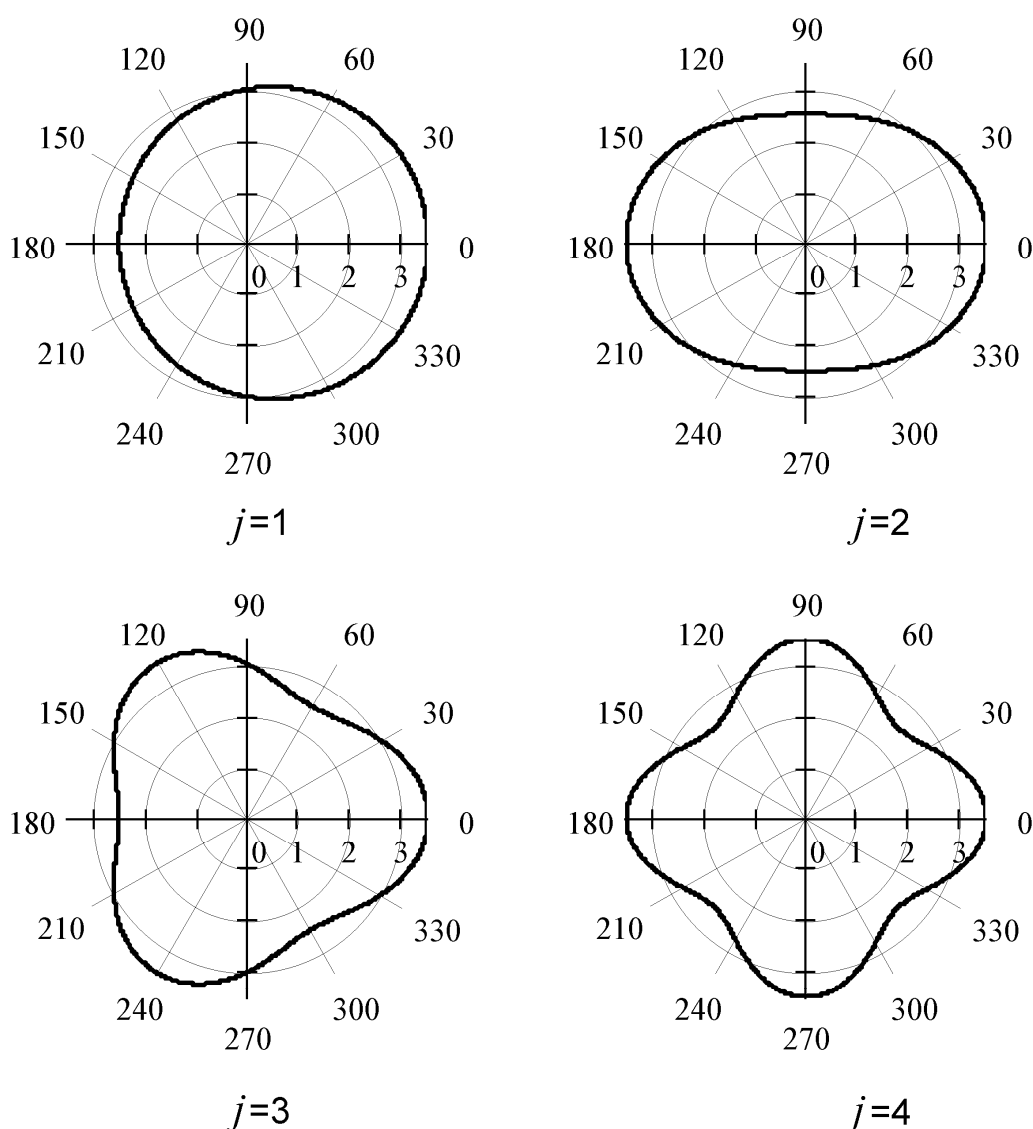


Рис. 3.1.2. Эксцентриситет ($j=1$) и некруглости ($j=2,3,4$) боковой посадочной поверхности:

- $j=1$ – эксцентриситет; $j=2$ – овальность (1-й порядок);
- $j=3$ – огранка с трехвершинным профилем (2-й порядок);
- $j=4$ – огранка с четырехвершинным профилем (3-й порядок)

С рисунка видно, что на эксцентриситет посадочной поверхности влияют составляющие разложения первого порядка ($j = 1$). Некруглости различных порядков ($j \geq 2$) не перемещают центр посадочной поверхности. Поэтому характеристики эксцентриситета $|\vec{e}_k|$, α_k вычисляются по формулам (3.1.5) независимо от наличия или отсутствия этих некруглостей ($j \geq 2$).

3.1.3. Теоретическое определение перекоса узкой торцевой посадочной поверхности

На рис. 3.1.3, а показана схема размещения индикатора перемещений при измерении торцевого биения узкой торцевой посадочной поверхности звена. Задача измерений – определить углы $|\vec{\gamma}_k|$ и μ_k перекоса звена по результатам замера перемещений $\delta_k(\varphi)$ индикатором. Угол $\mu_k \in [0, 2\pi)$ отсчитывается в плоскости $X_k O_k Y_k$ от оси X_k против хода стрелки часов, если смотреть со стороны положительного направления оси Z_k и задает направление оси Γ , вокруг которой торцевая посадочная поверхность повернута на положительный угол $|\vec{\gamma}_k|$.

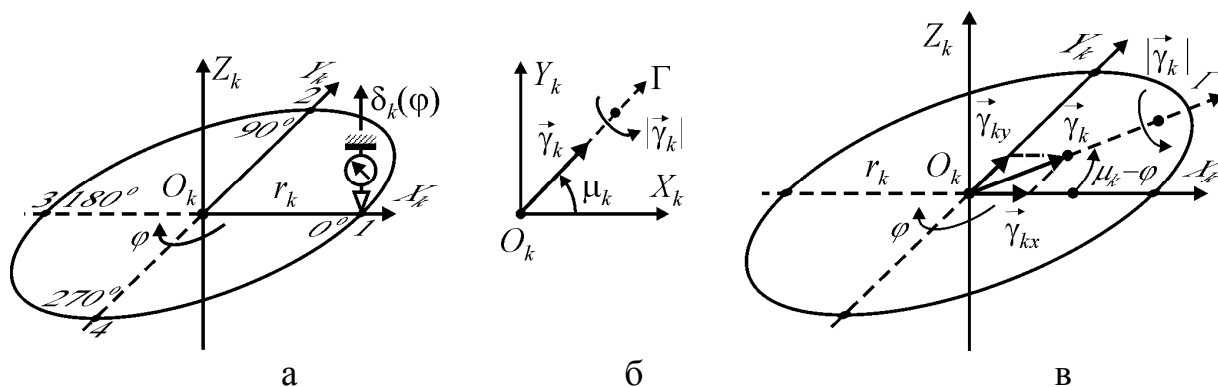


Рис. 3.1.3. Определение перекоса $\vec{\gamma}_k$ торцевой посадочной поверхности:
 а – схема измерения торцевых биений $\delta_k(\varphi)$; б – определяемый перекос;
 в – теоретическое определение $\vec{\gamma}_k$ по $\delta_k(\varphi)$

Рассмотрим, сначала, случай идеально плоской формы контрольной поверхности. Из рис. 3.3.1, б находим

$$\delta_k(\varphi) = \delta_{k0} - r_k \gamma_{ky} = \delta_{k0} - |\vec{\gamma}_k| r_k \sin(\mu_k - \varphi), \quad (3.1.8)$$

3.1. Определение эксцентриситета и перекоса посадочных поверхностей...

где: r_k - расстояние от оси вращения до оси индикатора перемещений, δ_{k0} - сдвиг показаний индикатора перемещений, $\varphi \in [0, 2\pi)$ - угол поворота детали на поворотном устройстве. При получении формулы (3.1.8) использовано, что элементарные повороты проявляют векторные свойства и поэтому вектор $\vec{\gamma}_k$ разложен на составляющие $\vec{\gamma}_{kx}, \vec{\gamma}_{ky}$.

Развертывая в (3.1.8) $\sin(\mu_k - \varphi)$, получаем

$$\delta_k(\varphi) = \delta_{k0} + |\vec{\gamma}_k| r_k (\cos \mu_k \sin \varphi - \sin \mu_k \cos \varphi). \quad (3.1.9)$$

Разложение перемещения (3.1.9) в ряд Фурье имеет вид

$$\begin{aligned} \delta_k(\varphi) &= 1/2 \cdot a_{k0} + a_{k1} \cos \varphi + b_{k1} \sin \varphi, \\ a_{k0} &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \delta_k(\varphi) d\varphi = 2\delta_{k0}, \\ a_{k1} &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \delta_k(\varphi) \cos \varphi d\varphi = -|\vec{\gamma}_k| r_k \sin \mu_k, \\ b_{k1} &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \delta_k(\varphi) \sin \varphi d\varphi = |\vec{\gamma}_k| r_k \cos \mu_k. \end{aligned} \quad (3.1.10)$$

Тогда искомые характеристики перекоса:

$$|\vec{\gamma}_k| = \frac{\sqrt{a_{k1}^2 + b_{k1}^2}}{r_k}, \quad \mu_k = \arctg\left(-\frac{a_{k1}}{b_{k1}}\right), \quad \gamma_{kx} = \frac{b_{k1}}{r_k}, \quad \gamma_{ky} = -\frac{a_{k1}}{r_k}. \quad (3.1.11)$$

Если посадочная (контрольная) поверхность имеет коробление или неточность изготовления, то показания индикатора перемещений можно разложить в следующий ряд Фурье [66,74]:

$$\begin{aligned} \delta_k(\varphi) &= \frac{1}{2} a_{k0} + \sum_{j=1}^{\infty} (a_{kj} \cos j\varphi + b_{kj} \sin j\varphi), \\ a_{k0} &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \delta_k(\varphi) d\varphi, \quad a_{kj} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \delta_k(\varphi) \cos j\varphi d\varphi, \quad b_{kj} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \delta_k(\varphi) \sin j\varphi d\varphi. \end{aligned} \quad (3.1.12)$$

Заметим, что в разложении (3.1.12): a_{k0} - отвечает за сдвиг показаний индикатора; a_{k1}, b_{k1} - за перекося; a_{k2}, b_{k2} - за неплоскостность посадочной поверхности 1-го порядка; $a_{kj}, b_{kj}, j \geq 3$ - за неплоскостность посадочной поверхности $(j-1)$ -го порядка.

Заметим, что характеристики биения $|\vec{\gamma}_k|, \mu_k$ в любом случае вычисляются по формулам (3.1.11), то есть коробления высших порядков ($j \geq 2$) на эти характеристики не влияют.

Используя комплексные числа, введем в рассмотрение вектор элементарного поворота, задающий перекося торцевой поверхности

$$\gamma_k = \gamma_x + i\gamma_y = |\vec{\gamma}_k| \cos \mu_k + i |\vec{\gamma}_k| \sin \mu_k = |\vec{\gamma}_k| e^{i\mu_k}. \quad (3.1.13)$$

Используя формулу (2.2.8), введем в рассмотрение альтернативную характеристику перекоса (рис. 3.1.4)

$$\delta_k = 2ir_k \gamma_k = -2|\vec{\gamma}_k| r_k \sin \mu_k + 2i|\vec{\gamma}_k| r_k \cos \mu_k, r_k,$$

которая, с учетом (3.1.10), принимает вид

$$\delta_k = 2(a_{k1} + ib_{k1}), r_k. \quad (3.1.14)$$

3.1.4. Определение эксцентриситета и перекоса посадочных поверхностей рабочих колес по замерам биений

Пусть исследуемое рабочее колесо номер k установлено на поворотное устройство – контрольное, либо на сборочный стапель. Считаем, что благодаря центрирующим и прижимным приспособлениям рабочее колесо установлено без эксцентриситета и перекоса. Определим эксцентриситет и перекос его посадочных поверхностей по результатам замера соответствующих биений. В дальнейшем для краткости записи будем опускать индексы «в» или «н» посадочных поверхностей.

1. По четырем измерениям $\varphi=0, \pi/2, \pi, 3\pi/2$. Результаты измерений занесены в табл. 3.1.1.

Табл. 3.1.1

Результаты четырех измерений

φ	0	$\pi/2$	π	$3\pi/2$
$\Delta_k(\varphi),$	$a_{k0} + a_{k1} +$	$a_{k0} + b_{k1} -$	$a_{k0} - a_{k1} +$	$a_{k0} - b_{k1} -$
$\delta_k(\varphi)$	$+ a_{k2} + a_{k3} \dots$	$- a_{k2} - b_{k3} + \dots$	$+ a_{k2} - a_{k3} + \dots$	$- a_{k2} + b_{k3} + \dots$

Из табл. 3.1.1 находим

$$a_{k1} \approx \frac{\Delta_k(0) - \Delta_k(\pi)}{2} = a_{k1} + a_{k3} + \dots,$$

$$b_{k1} \approx \frac{\Delta_k(\pi/2) - \Delta_k(3\pi/2)}{2} = b_{k1} - b_{k3} + \dots. \quad (3.1.15)$$

Характеристики радиального биения определяются по формулам (3.1.5), а торцевого – (3.1.11), по постановке в (3.1.15) вместо $\Delta_k(\varphi)$ перемещений $\delta_k(\varphi)$.

Заметим, что коэффициенты a_{k3}, b_{k3} , входящие в равенства (3.1.15), определяют некруглость или неплоскостность порядка 2, а коэффициенты a_{k2}, b_{k2} , не входящие в равенство (3.1.15) - порядка 1. Поэтому, при

3.1. Определение эксцентриситета и перекоса посадочных поверхностей...

измерении биений по 4-м точкам эксцентриситет или перекоз посадочной поверхности определяется с точностью до некруглостей или неплоскостностей порядка 1 включительно. Наличие некруглости (неплоскостности) 2-го порядка и выше влияет на приближенное определение коэффициентов a_{k1}, b_{k1} , и поэтому формулы (3.1.15) дают погрешность.

2. По шести измерениям. Результаты измерений записаны в табл. 3.1.2.

Табл. 3.1.2

Результаты шести измерений

φ	$\Delta_k(\varphi), \delta_k(\varphi)$
0	$a_{k0} + a_{k1} + a_{k2} + a_{k3} + a_{k4} + a_{k5} + \dots$
$\pi/3$	$a_{k0} + [a_{k1} - a_{k2} - 2a_{k3} - a_{k4} - a_{k5} + \sqrt{3}(b_{k1} + b_{k2} - b_{k4} + b_{k5})]/2 + \dots$
$2\pi/3$	$a_{k0} + [-a_{k1} - a_{k2} + 2a_{k3} - a_{k4} - a_{k5} + \sqrt{3}(b_{k1} - b_{k2} + b_{k4} - b_{k5})]/2 + \dots$
π	$a_{k0} - a_{k1} + a_{k2} - a_{k3} + a_{k4} - a_{k5} + \dots$
$4\pi/3$	$a_{k0} + [-a_{k1} - a_{k2} + 2a_{k3} - a_{k4} - a_{k5} - \sqrt{3}(b_{k1} - b_{k2} + b_{k4} - b_{k5})]/2 + \dots$
$5\pi/3$	$a_{k0} + [a_{k1} - a_{k2} - 2a_{k3} - a_{k4} + a_{k5} - \sqrt{3}(b_{k1} + b_{k2} - b_{k4} - b_{k5})]/2 + \dots$

Из табл. 3.1.2 находим

$$a_{k1} \approx \frac{1}{6} \left\{ 2[\Delta_k(0) - \Delta_k(\pi)] + \Delta_k\left(\frac{\pi}{3}\right) - \Delta_k\left(\frac{2\pi}{3}\right) - \Delta_k\left(\frac{4\pi}{3}\right) + \Delta_k\left(\frac{5\pi}{3}\right) \right\} = a_{k1} + a_{k5} + \dots,$$

$$b_{k1} \approx \frac{1}{2\sqrt{3}} \left\{ \Delta_k\left(\frac{\pi}{3}\right) + \Delta_k\left(\frac{2\pi}{3}\right) - \Delta_k\left(\frac{4\pi}{3}\right) - \Delta_k\left(\frac{5\pi}{3}\right) \right\} = b_{k1} - b_{k5} + \dots. \quad (3.1.16)$$

Характеристики радиального биения определяются по формулам (3.1.5), а торцевого – (3.1.11), по постановке в (3.1.16) вместо $\Delta_k(\varphi)$ перемещений $\delta_k(\varphi)$.

Заметим, что коэффициенты a_{k5}, b_{k5} , входящие в равенства (3.1.16), определяют некруглость или неплоскостность порядка 4, а коэффициенты a_{k4}, b_{k4} , не входящие в равенство (3.1.16) - порядка 3. Поэтому, при измерении биений по 6-ти точкам эксцентриситет или перекоз посадочной поверхности определяется с точностью до некруглостей или неплоскостностей порядка 3 включительно. Наличие некруглости (неплоскостности) 4-го порядка и выше влияет на приближенное определение коэффициентов a_{k1}, b_{k1} , и поэтому формулы (3.1.16) дают погрешность.

3. По $2n$ измерениям. Определим эксцентриситет или перекоос посадочной поверхности по $2n$ измерениям с шагом π/n . При этом получатся $2n$ уравнений для определения $(2n+1)$ неизвестных - $a_{k0}, a_{k1}, b_{k1}, \dots, a_{kn}, b_{kn}$. Но благодаря выбору шага эти уравнения всегда решаются относительно a_{k1}, b_{k1} . Решение системы уравнений удобно находить методом приближенного численного интегрирования:

$$a_{k1} \approx \frac{1}{\pi} \sum_{j=1}^{2n} \Delta_k \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \cos \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \frac{\pi}{n} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{2n} \Delta_k \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \cos \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \approx$$

$$\approx a_{k1} + a_{k(2n-1)} + \dots,$$

$$b_{k1} \approx \frac{1}{\pi} \sum_{j=1}^{2n} \Delta_k \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \sin \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \frac{\pi}{n} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{2n} \Delta_k \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \sin \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) =$$

$$= b_{k1} - b_{k(2n-1)} + \dots.$$

Окончательно получаем

$$a_{k1} \approx \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{2n} \Delta_k \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \cos \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) = a_{k1} + a_{k(2n-1)} + \dots,$$

$$b_{k1} \approx \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{2n} \Delta_k \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \sin \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) = b_{k1} - b_{k(2n-1)} + \dots. \quad (3.1.17)$$

Заметим, что из формул (3.1.17) можно получить формулы (3.1.15) или (3.1.16), положивши, соответственно, $n = 2$ или $n = 3$.

Характеристики радиального биения определяются по формулам (3.1.5), а торцевого – (3.1.11), по подстановке в (3.1.17) вместо $\Delta_k(\varphi)$ перемещений $\delta_k(\varphi)$.

Заметим, что коэффициенты $a_{k(2n-1)}, b_{k(2n-1)}$, входящие в равенства (3.1.17), определяют некруглость или неплоскостность порядка $(2n-2)$, а коэффициенты $a_{k(2n-2)}, b_{k(2n-2)}$, не входящие в равенство (3.1.17) – порядка $(2n-3)$. Поэтому, при измерении биений по $2n$ точкам эксцентриситет или перекоос посадочной поверхности определяется с точностью до некруглостей или неплоскостностей порядка $(2n-3)$ включительно.

3.1.5. Учет системных ошибок

В разработанной методике предполагалось, что в результаты измерений не входят системные ошибки, вносимые самим измерительным оборудованием. Если эти ошибки существенны, то необходимо производить измерения по методике, позволяющей учитывать эти ошибки [14].

3.1. Определение эксцентриситета и перекося посадочных поверхностей...

Например, при измерении радиальных биений посадочных поверхностей детали по $2n$ измерениям следует действовать по такому алгоритму:

- 1) закрепить контролируемую деталь в нулевом положении $\psi = 0$ относительно контрольного поворотного устройства (рис. 1.2.6, при необходимости использовать центрирующее и прижимное приспособления);
- 2) поворотом контрольного поворотного устройства с деталью совместить начало отсчета полярного угла с контрольной точкой номер 1 детали (соответствует нулевому углу поворота детали);
- 3) выставить индикатор перемещений в нулевое положение;
- 4) ввести начальное значение $j=2$ текущего номера измерения (номер текущей контрольной точки, биение в которой измеряется);
- 5) повернуть контрольное поворотное устройство с деталью на угол $180^0/n$ (угол отсчитывать от текущего углового положения контрольного поворотного устройства) и зафиксировать соответствующее показание индикатора $\Delta_{k\psi}[180^0(j-1)/n]$;
- 6) если $j < 2n - 1$, то $j = j + 1$ и переход на 5;
- 7) если $\psi = 180^0$, то перейти к п.9;
- 8) закрепить контролируемую деталь в положении $\psi = 180^0$ относительно контрольного поворотного устройства (рис. 1.2.6, при необходимости использовать центрирующее и прижимное приспособления) и перейти к п. 2;
- 9) вычислить перемещения по формуле
$$\Delta_k[180^0(j-1)/n] \approx \frac{\Delta_{k0^0}[180^0(j-1)/n] + \Delta_{k180^0}[180^0(j-1)/n]}{2}, \quad / j = 1, 2n / . \quad (3.1.18)$$
- 10) учитывая, что $\Delta_k(0) = 0$ вычислить характеристики биений по соответствующим формулам (например по формулам (3.1.16), при определении радиальных биений по шести измерениям).

Таким образом, наличие погрешностей в самом контрольном оборудовании приводит к усложнению определения характеристик биений $\Delta_k(\varphi)$, $\delta_k(\varphi)$, но не меняет формул, по которым определяются эксцентриситеты и перекося.

3.2. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по боковым посадочным поверхностям

3.2.1. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по одной боковой посадочной поверхности

Будем понимать под **характеристикой пары в широком смысле** закон движения второго звена при условном вращении относительно первого звена, установленного без эксцентриситета и перекоса.

Будем понимать под **характеристикой пары в узком смысле** закон изменения эксцентриситета и перекоса контрольных поверхностей второго звена при условном вращении относительно первого звена, установленного без эксцентриситета и перекоса.

Характеристики пары, определенные в узком смысле, наиболее удобны для:

- виртуальной сборки ротора;
- контроля качества сборки ротора;
- построения функционала качества.

Рассмотрим соединение по боковой поверхности с натягом двух звеньев, имеющих неточность изготовления или выработку от сборок и разборок соединяемых поверхностей. Пусть при соединении поверхность 1' звена 1 охватывается поверхностью 1'' звена 2 (рис. 3.2.1).

Пусть биения посадочных поверхностей 1', 1'', измеряемые по методике п.3.1 (относительно ГЦОИ звеньев) имеют, соответственно, разложения

$$\begin{aligned}\Delta_1(\varphi) &= a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (a_j \cos j\varphi + b_j \sin j\varphi), \\ \Delta_2(\varphi) &= c_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (c_j \cos j\varphi + d_j \sin j\varphi).\end{aligned}\tag{3.2.1}$$

В роторном пакете звенья соединяются с поворотом звена 2 относительно звена 1 на угол θ . При этом звено 2 поворачивается по ходу стрелки часов до совпадения метки θ на его шкале углов с меткой 0 шкалы углов звена 1 (рис. 3.2.1, б). Тогда, в системе координат звена 1 разложение биения звена 2 имеет вид

$$\Delta_2(\varphi, \theta) = c_0 + \sum_{j=1}^{\infty} \{c_j \cos[j(\varphi + \theta)] + d_j \sin[j(\varphi + \theta)]\},$$

3.2. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по боковым...

или

$$\Delta_2(\varphi, \theta) = c_0 + \sum_{j=1}^{\infty} [(c_j \cos j\theta + d_j \sin j\theta) \cos j\varphi + (-c_j \sin j\theta + d_j \cos j\theta) \sin j\varphi]. \quad (3.2.2)$$

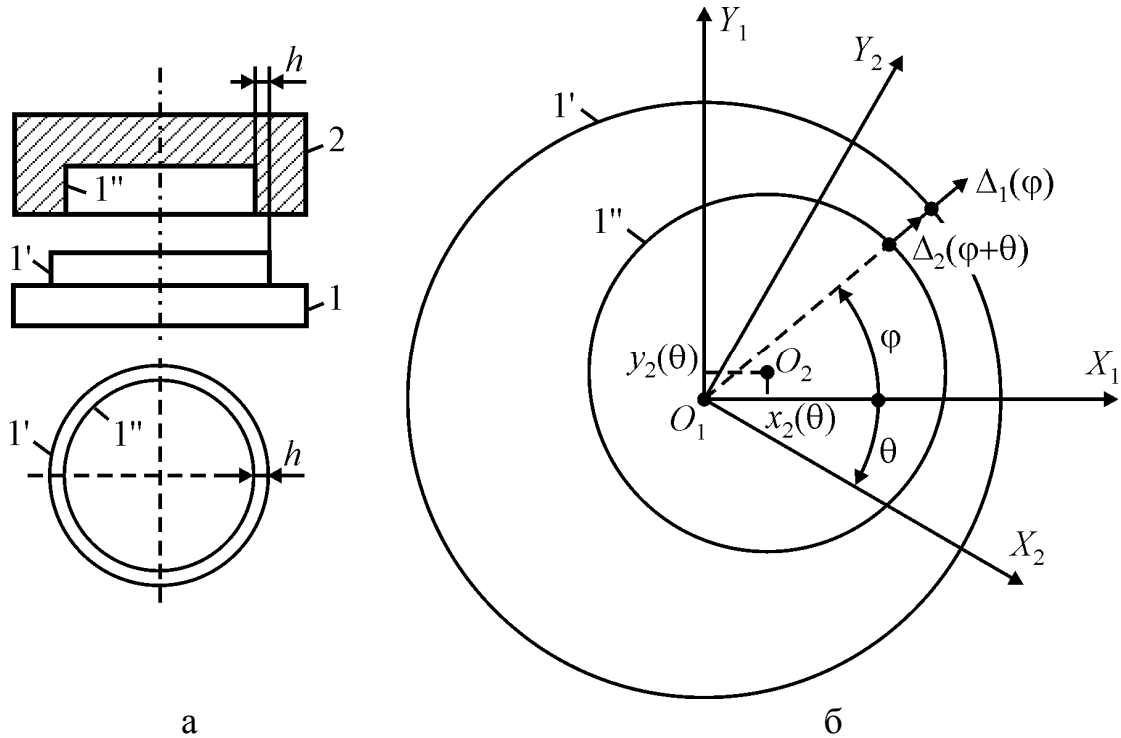


Рис. 3.2.1. Соединение двух звеньев по одной боковой поверхности

Обозначим через h половину среднего натяга при посадке звена 2 на звено 1. Предполагаем, что средний натяг настолько велик, что фактический половинный натяг в любой точке боковой поверхности всегда положителен, то есть нигде не образуются зазоры.

Заметим, что после посадки звена 2 на звено 1 центр звена 2 будет занимать в системе координат звена 1 некоторое положение $x_2(\theta)$, $y_2(\theta)$, которое не зависит от угла φ (рис. 3.2.1, б). Тогда распределенный по периметру посадочных поверхностей половинный натяг будет зависеть от углов φ и θ следующим образом:

$$\begin{aligned} h(\varphi, \theta) &= h + \Delta h(\theta) - x_2(\theta) \cos \varphi - y_2(\theta) \sin \varphi + \Delta_1(\varphi) - \Delta_2(\varphi, \theta) = \\ &= h + \Delta h(\theta) - x_2(\theta) \cos \varphi - y_2(\theta) \sin \varphi + a_0 - c_0 + \\ &+ \sum_{j=1}^{\infty} \{ [a_j - (c_j \cos j\theta + d_j \sin j\theta)] \cos j\varphi + [b_j - (-c_j \sin j\theta + d_j \cos j\theta)] \sin j\varphi \}, \quad (3.2.3) \end{aligned}$$

где $\Delta h(\theta)$ – некоторый поправочный коэффициент, который находим из (3.2.3), путем вычисления среднего половинного натяга:

$$h = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} h(\varphi, \theta) d\varphi = h + \Delta h(\vartheta) + a_0 - c_0,$$

откуда

$$\Delta h(\vartheta) = c_0 - a_0.$$

Таким образом, средний натяг h не зависит от угла поворота звена 2 относительно звена 1, и распределенный натяг представим в виде

$$h(\varphi, \theta) = h - x_2(\vartheta) \cos \varphi - y_2(\theta) \sin \varphi + \sum_{j=1}^{\infty} \{ [a_j - (c_j \cos j\theta + d_j \sin j\theta)] \cos j\varphi + [b_j - (-c_j \sin j\theta + d_j \cos j\theta)] \sin j\varphi \}. \quad (3.2.4)$$

Предполагаем, что материал посадочных поверхностей однороден и упругий. Тогда, распределенные усилия, возникающие при деформациях, будут прямо пропорциональны распределенному половинному натягу, причем коэффициент пропорциональности – постоянный, и зависит от материалов соединяемых поверхностей. Для того чтобы звено 2 находилось в равновесии необходимо, чтобы сумма проекций на оси X_1, Y_1 всех сил, действующих на звено 2 со стороны звена 1 равнялась 0. С учетом однородности и упругости характеристик стыков, это условие принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} h(\varphi, \theta) \cos \varphi d\varphi &= -x_2(\theta) + a_1 - (c_1 \cos \theta + d_1 \sin \theta) = 0, \\ \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} h(\varphi, \theta) \sin \varphi d\varphi &= -y_2(\theta) + b_1 - (-c_1 \sin \theta + d_1 \cos \theta) = 0. \end{aligned} \quad (3.2.5)$$

Откуда находим

$$x_2(\theta) = a_1 - (c_1 \cos \theta + d_1 \sin \theta), \quad y_2(\theta) = b_1 - (-c_1 \sin \theta + d_1 \cos \theta). \quad (3.2.6)$$

Введем комплексные числа

$$e_2(\theta) = x_2(\theta) + iy_2(\theta), \quad e_{cp} = a_1 + ib_1, \quad \Delta e = -(c_1 + id_1), \\ e^{-i\theta} = \cos \theta - i \sin \theta. \quad (3.2.7)$$

Тогда в комплексном виде

$$e_2(\theta) = e_{cp} + \Delta e \cdot e^{-i\theta}. \quad (3.2.8)$$

Из (3.2.8) видно, что ГЦОИ звена 2 при изменении угла θ движется относительно звена 1 по окружности с центром в точке e_{cp} и радиусом Δe .

Без учета торцевых биений это соответствует кинематической паре V-го класса типа цилиндрический шарнир [76,77,79].

Таким образом, уравнение (3.2.8) полностью определяет закон движения второго звена относительно первого, установленного без эксцентриситета и перекоса, и поэтому является характеристикой образованной кинематической пары. Комплексные числа e_{cp} , Δe будем

3.2. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по боковым...

называть параметрами пары. Из (3.2.8) видно, что параметр e_{cp} образует постоянную, а Δe - переменную составляющую характеристики пары.

Введем комплексные числа, характеризующие эксцентриситеты (неточности базирования) посадочных поверхностей

$$e' = a_1 + ib_1, \quad e'' = c_1 + id_1. \quad (3.2.9)$$

Тогда

$$e_{cp} = e', \quad \Delta e = -e''. \quad (3.2.10)$$

Из (3.2.8), (3.2.10) видно, что постоянная составляющая характеристики пары образована неточностями базирования посадочной поверхности первого звена, а переменная составляющая – второго звена.

3.2.2. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по двум и более боковым посадочным поверхностям

Пусть два звена соединяются по двум боковым посадочным поверхностям (рис. 3.2.2). **Предполагаем**, что натяг по двум поверхностям – без зазоров, и что поверхности стыков однородны, а материал звеньев – упругий. Определим, в соответствии с п.п.3.2.1 для каждой поверхности отдельно характеристики образуемой кинематической пары

$$e_2^{(s)}(\theta) = e_{cp}^{(s)} + \Delta e^{(s)} e^{-i\theta}, \quad /s = 1,2/. \quad (3.2.11)$$

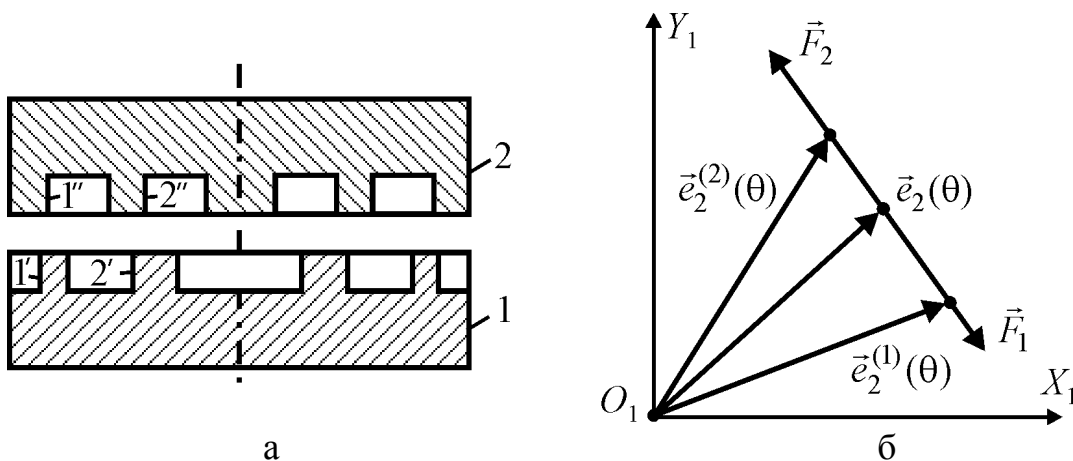


Рис. 3.2.2. Соединение двух звеньев по двум боковым поверхностям

Систему, образуемую двумя звеньями можно рассматривать как линейную. С физической точки зрения это означает, что конец вектора результирующего перемещения $e_2(\theta)$ будет находиться между концами векторов составляющих перемещений $e_2^{(1)}(\theta)$, $e_2^{(2)}(\theta)$ – на линии, что их

соединяет (рис. 3.2.2, б). Пусть стыки 1, 2 имеют соответственно радиальные жесткости k_1, k_2 . Тогда условие равновесия звена 2 имеет вид

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 = k_1[e_2^{(1)}(\theta) - e_2(\theta)] + k_2[e_2^{(2)}(\theta) - e_2(\theta)] = 0.$$

Из этого условия находим

$$e_2(\theta) = \frac{k_1 e_2^{(1)}(\theta) + k_2 e_2^{(2)}(\theta)}{k_1 + k_2}. \quad (3.2.12)$$

Подставляя в (3.2.12) $e_2^{(1)}(\theta), e_2^{(2)}(\theta)$ из (3.2.11), получим закон движения звена 2 относительно звена 1 в следующем виде

$$e_2(\theta) = e_{cp} + \Delta e \cdot e^{-i\theta},$$

$$e_{cp} = \frac{k_1 e_{cp}^{(1)} + k_2 e_{cp}^{(2)}}{k_1 + k_2}, \quad \Delta e = \frac{k_1 \Delta e^{(1)} + k_2 \Delta e^{(2)}}{k_1 + k_2}. \quad (3.2.13)$$

Таким образом, снова получен закон движения вида (3.2.8), с параметрами пары, зависящими от эксцентриситетов соединяемых поверхностей и радиальных жесткостей стыков. Без учета торцевых биений это соответствует образованию кинематической пары V-го класса, типа цилиндрический шарнир.

Формулы (3.2.13) задают правило сложения двух характеристик пар, рассчитанных для двух стыков отдельно. При этом образуется новая кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический шарнир с характеристиками и параметрами из (3.2.13). Совокупная жесткость двух стыков $k = k_1 + k_2$.

Предположим, что боковых стыков n и их характеристики $e_{cp}^{(s)}, \Delta e^{(s)}, k_s, / s = \overline{1, n} /$. Будем попарно заменять два стыка на один, в соответствии с установленным правилом (3.2.13). При сложении всех стыков, получим

$$e_2(\theta) = e_{cp} + \Delta e \cdot e^{-i\theta},$$

$$e_{cp} = \sum_{s=1}^n k_s e_{cp}^{(s)} / k, \quad \Delta e = \sum_{s=1}^n k_s \Delta e^{(s)} / k, \quad k = \sum_{s=1}^n k_s. \quad (3.2.14)$$

Таким образом, при соединении двух звеньев по n боковым посадочным поверхностям образуется кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический шарнир с характеристиками и параметрами из (3.2.14).

Видно, что при двух и более боковых посадочных поверхностях для определения характеристик и параметров пары необходима информация о радиальных жесткостях стыков.

3.3. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по торцевым...

3.3. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по торцевым посадочным поверхностям

3.3.1. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по одной торцевой посадочной поверхности

Полагаем, что торцевая посадочная поверхность – узкая кольцевая полоса и поэтому ее неплоскостность достаточно точно характеризуют результаты измерений. Так же полагаем, что материал поверхности стыка однороден, упругий и соединяемые звенья прижимаются с усилием, гарантирующем беззачинное соединение по стыку (рис. 3.3.1).

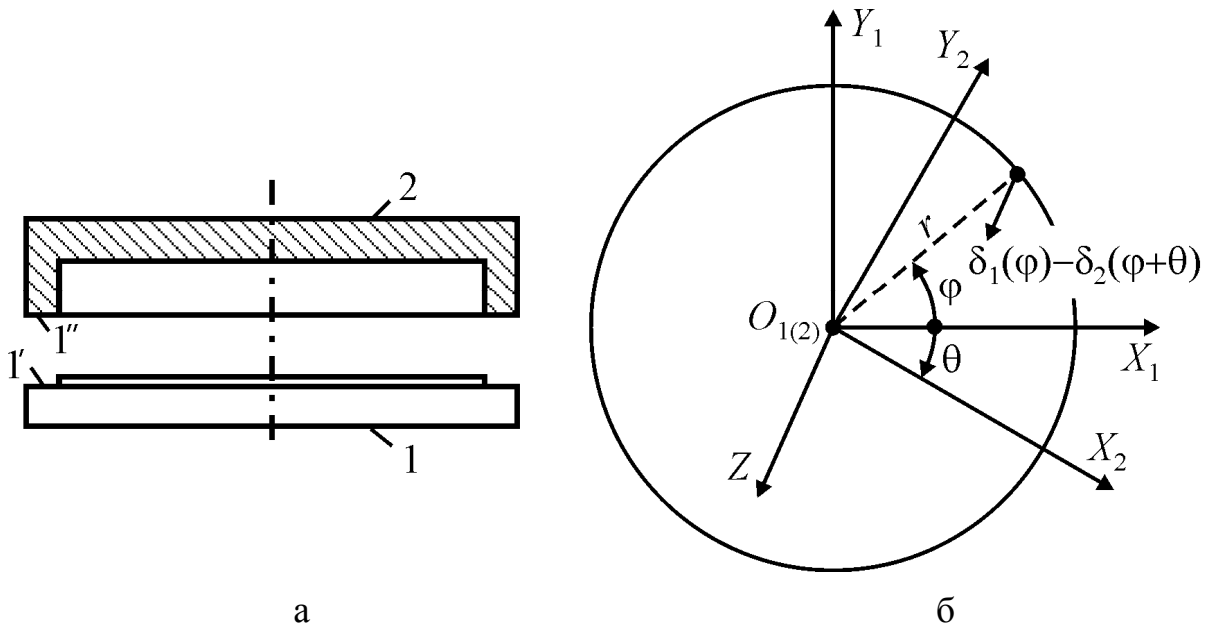


Рис. 3.3.1. Соединение двух звеньев по одной торцевой поверхности

Пусть разложения торцевых биений (измеренных на одном радиусе) имеют для поверхностей соответственно вид

$$\begin{aligned} \delta_1(\varphi) &= a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (a_j \cos j\varphi + b_j \sin j\varphi), \\ \delta_2(\varphi) &= c_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (c_j \cos j\varphi + d_j \sin j\varphi). \end{aligned} \quad (3.3.1)$$

При повороте звена 2 на угол θ относительно звена 1, в системе координат звена 1

$$\delta_2(\varphi, \theta) = c_0 + \sum_{j=1}^{\infty} \{c_j \cos[j(\varphi + \theta)] + d_j \sin[j(\varphi + \theta)]\},$$

или

$$\delta_2(\varphi, \theta) = c_0 + \sum_{j=1}^{\infty} [(c_j \cos j\theta + d_j \sin j\theta) \cos j\varphi + (-c_j \sin j\theta + d_j \cos j\theta) \sin j\varphi]. \quad (3.3.2)$$

Параметры перекосов посадочных поверхностей звеньев в системе координат звена 1:

$$\gamma'_x = \frac{b_1}{r}, \quad \gamma'_y = -\frac{a_1}{r}, \quad \gamma''_x = \frac{-c_1 \sin \theta + d_1 \cos \theta}{r}, \quad \gamma''_y = -\frac{c_1 \cos \theta + d_1 \sin \theta}{r}. \quad (3.3.3)$$

Можно показать, что условия отсутствия зазоров в стыке и равенства нулю моментов сил, действующих на звено 2 относительно осей X_1, Y_1 , приводят к следующим характеристикам перекоса звена 2:

$$\begin{aligned} \gamma_{2x}(\theta) &= \gamma'_x - \gamma''_x = \frac{b_1 + c_1 \sin \theta - d_1 \cos \theta}{r}, \\ \gamma_{2y}(\theta) &= \gamma'_y - \gamma''_y = -\frac{a_1 - c_1 \cos \theta - d_1 \sin \theta}{r}. \end{aligned} \quad (3.3.4)$$

Введем в рассмотрение вектор перекоса звена 2:

$$\gamma_2(\theta) = \gamma_{2x}(\theta) + i\gamma_{2y}(\theta) = -\frac{i}{r}[(a_1 + ib_1) - (c_1 + id_1)e^{-i\theta}]. \quad (3.3.5)$$

Введем обозначения

$$\gamma_{cp} = -\frac{i}{r}(a_1 + ib_1), \quad \Delta\gamma = \frac{i}{r}(c_1 + id_1). \quad (3.3.6)$$

Тогда закон изменения перекоса звена 2 относительно звена 1 примет вид

$$\gamma_2(\theta) = \gamma_{cp} + \Delta\gamma e^{-i\theta}. \quad (3.3.7)$$

Используя формулу (2.2.8) вводим альтернативные характеристики перекоса звена 2:

$$\delta_2(\theta) = 2[a_1 + ib_1 - (c_1 + id_1)e^{-i\theta}], \quad r, \quad (3.3.8)$$

или в виде

$$\begin{aligned} \delta_2(\theta) &= \delta_{cp} + \Delta\delta e^{-i\theta}, \quad r, \\ \delta_{cp} &= 2(a_1 + ib_1), \quad \Delta\delta = -2(c_1 + id_1). \end{aligned} \quad (3.3.9)$$

Докажем, что законы изменения перекоса звена 2 в виде (3.3.7) или (3.3.9) соответствуют кинематической паре V-го класса, типа цилиндрический шарнир.

Перекоп $\delta_2(\theta)$ приведет к следующему перемещению некоторой точки P на ГЦОИ звена 2, расположенной на расстоянии z от посадочной поверхности:

$$e_P(z, \theta) = -\delta_2(\theta) \frac{z}{2r} = -\frac{z}{r}[a_1 + ib_1 - (c_1 + id_1)e^{-i\theta}]. \quad (3.3.10)$$

Введем обозначения

3.3. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по торцевым...

$$e_{cp}(z) = -\frac{z}{r}(a_1 + ib_1), \quad \Delta e(z) = \frac{z}{r}(c_1 + id_1). \quad (3.3.11)$$

Тогда закон движения точки P примет вид

$$e_P(z, \theta) = e_{cp}(z) + \Delta e(z)e^{-i\theta}. \quad (3.3.12)$$

Это аналог формулы (3.2.8), только в полученной формуле e_{cp} , Δe зависят от координаты z точки P . Таким образом, при изменении угла θ точка P движется по окружности, что соответствует кинематической паре V-го класса, типа цилиндрический шарнир.

Закон движения второго звена относительно первого полностью определяют перекосы, найденные в виде (3.3.7) или (3.3.9). Поэтому соответствующие равенства являются характеристиками пары, а комплексные числа $\gamma_{cp}, \Delta\gamma$, или $\delta_{cp}, \Delta\delta$ (вместе с радиусом r) – ее параметрами.

Введем комплексные числа, характеризующие перекосы (неточности базирования) торцевых посадочных поверхностей:

$$\begin{aligned} \gamma' &= -i(a_1 + ib_1)/r, \quad \gamma'' = -i(c_1 + id_1)/r; \\ \delta' &= 2(a_1 + ib_1), \quad \delta'' = 2(c_1 + id_1), \quad r. \end{aligned} \quad (3.3.13)$$

Тогда с учетом (3.3.6) и (3.3.9)

$$\begin{aligned} \gamma_{cp} &= \gamma', \quad \Delta\gamma = -\gamma''; \\ \delta_{cp} &= \delta', \quad \Delta\delta = -\delta''. \end{aligned} \quad (3.3.14)$$

Из (3.3.7), (3.3.9), (3.3.14) видно, что постоянная составляющая характеристики пары образована неточностями базирования торцевой посадочной поверхности первого звена, а переменная составляющая – второго звена.

3.3.2. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по двум и более торцевым посадочным поверхностям

Пусть два звена соединяются по двум торцевым посадочным поверхностям (рис. 3.3.2, а) и для каждой поверхности отдельно определены характеристики образуемой кинематической пары

$$\gamma_2^{(s)}(\theta) = \gamma_{cp}^{(s)} + \Delta\gamma^{(s)}e^{-i\theta}, \quad /s = 1, 2/. \quad (3.3.15)$$

Предполагаем, что соединение по двум поверхностям – без зазоров, и что поверхности стыков однородны, а материал звеньев – упругий. Тогда систему, образуемую двумя звеньями можно рассматривать как линейную. С физической точки зрения это означает, что конец вектора результирующего перекоса $\gamma_2(\theta)$ будет находиться между концами

векторов составляющих перекосов $\gamma_2^{(1)}(\theta), \gamma_2^{(2)}(\theta)$ – на линии, что их соединяет (рис. 3.3.2, б).

Пусть стыки 1, 2 имеют соответственно (моментные) жесткости на поворот μ_1, μ_2 . Тогда на звено 2 действуют со стороны звена 1 моменты

$$M_1 = \mu_1[\gamma_2^{(1)}(\theta) - \gamma_2(\theta)], \quad M_2 = \mu_2[\gamma_2^{(2)}(\theta) - \gamma_2(\theta)] = 0.$$

Условие равновесия звена 2 под действием моментов со стороны звена 1 имеет вид

$$M_1 + M_2 = \mu_1[\gamma_2^{(1)}(\theta) - \gamma_2(\theta)] + \mu_2[\gamma_2^{(2)}(\theta) - \gamma_2(\theta)] = 0.$$

Из этого условия находим

$$\gamma_2(\theta) = \frac{\mu_1 \gamma_2^{(1)}(\theta) + \mu_2 \gamma_2^{(2)}(\theta)}{\mu_1 + \mu_2}. \quad (3.3.16)$$

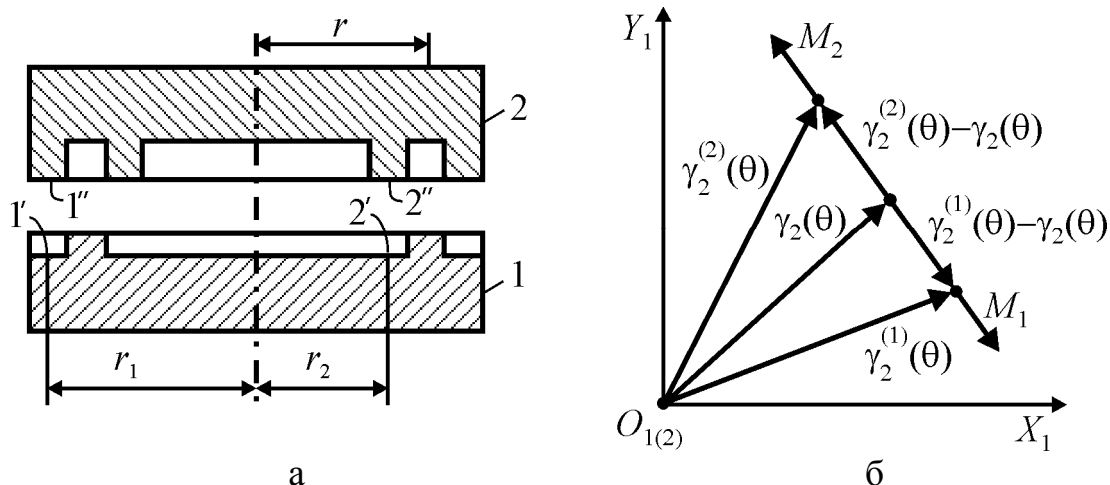


Рис. 3.3.2. Соединение двух звеньев по двум торцевым поверхностям

Подставляя в (3.3.16) $\gamma_2^{(1)}(\theta), \gamma_2^{(2)}(\theta)$ из (3.3.15), получим закон изменения перекоса звена 2 относительно звена 1 в следующем виде

$$\gamma_2(\theta) = \gamma_{cp} + \Delta\gamma e^{-i\theta},$$

$$\gamma_{cp} = \frac{\mu_1 \gamma_{cp}^{(1)} + \mu_2 \gamma_{cp}^{(2)}}{\mu_1 + \mu_2}, \quad \Delta\gamma = \frac{\mu_1 \Delta\gamma^{(1)} + \mu_2 \Delta\gamma^{(2)}}{\mu_1 + \mu_2}. \quad (3.3.17)$$

Таким образом, снова получен закон, вида (3.3.15) с характеристиками, зависящими от перекосов и поворотных жесткостей соединяемых поверхностей. Без учета радиальных биений это соответствует образованию кинематической пары V-го класса, типа цилиндрический шарнир.

Формулы (3.3.17) задают правило сложения двух характеристик пар, рассчитанных для двух стыков отдельно. При этом образуется новая кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический шарнир с

3.3. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по торцевым...

характеристиками из (3.3.17). Совокупная жесткость двух стыков на поворот $\mu = \mu_1 + \mu_2$.

Пусть заданы альтернативные характеристики перекосов

$$\delta_2^{(s)}(\theta) = \delta_{cp}^{(s)} + \Delta\delta^{(s)}e^{-i\theta}, \quad r_s, \quad /s=1,2/. \quad (3.3.18)$$

С учетом связи $\gamma_2^{(s)}(\theta) = -i\delta_2^{(s)}(\theta)/(2r_s)$, $/s=1,2/$ из формулы (3.3.17) получаем

$$\delta_2(\theta)/r = \frac{\mu_1\delta_2^{(1)}(\theta)/r_1 + \mu_2\delta_2^{(2)}(\theta)/r_2}{\mu_1 + \mu_2}, \quad (3.3.19)$$

где r некоторый радиус, на котором измеряется $\delta_2(\theta)$ (рис. 3.3.2, а). Учитывая (3.3.18) из (3.3.19) получаем такие альтернативные характеристики перекоса

$$\delta_2(\theta) = \delta_{cp} + \Delta\delta e^{-i\theta}, \quad r, \\ \delta_{cp} = r \cdot \frac{\mu_1\delta_{cp}^{(1)}/r_1 + \mu_2\delta_{cp}^{(2)}/r_2}{\mu_1 + \mu_2}, \quad \Delta\delta = r \cdot \frac{\mu_1\Delta\delta^{(1)}/r_1 + \mu_2\Delta\delta^{(2)}/r_2}{\mu_1 + \mu_2}. \quad (3.3.20)$$

Предположим, что торцевых стыков m и их характеристики $\gamma_{cp}^{(s)}$, $\Delta\gamma^{(s)}$, μ_s , $/s=1, m/$. Будем попарно заменять два стыка на один, в соответствии с установленным правилом (3.3.17). При сложении всех стыков, получим

$$\gamma_2(\theta) = \gamma_{cp} + \Delta\gamma \cdot e^{-i\theta}, \\ \gamma_{cp} = \sum_{s=1}^m \mu_s \gamma_{cp}^{(s)} / \mu, \quad \Delta\gamma = \sum_{s=1}^m \mu_s \Delta\gamma^{(s)} / \mu, \quad \mu = \sum_{s=1}^m \mu_s. \quad (3.3.21)$$

Таким образом, при соединении двух звеньев по m торцевым посадочным поверхностям образуется кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический шарнир с характеристиками (3.3.21).

Аналогичным образом находим альтернативные характеристики перекоса

$$\delta_2(\theta) = \delta_{cp} + \Delta\delta \cdot e^{-i\theta}, \quad r, \\ \delta_{cp} = r \sum_{s=1}^m (\mu_s \delta_{cp}^{(s)} / r_s) / \mu, \quad \Delta\delta = r \sum_{s=1}^m (\mu_s \Delta\delta^{(s)} / r_s) / \mu, \quad \mu = \sum_{s=1}^m \mu_s. \quad (3.3.22)$$

Видно, что при двух и более торцевых посадочных поверхностях для определения характеристик пары необходима информация о поворотных жесткостях стыков.

3.4. Вид пары, образуемой соединением двух звеньев по боковым и торцевым посадочным поверхностям

Сделаем следующие предположения о характеристиках звеньев:

- 1) материал стыков однороден;
- 2) деформации посадочных поверхностей малы, упругие и линейные;
- 3) радиальная жесткость боковых стыков не зависит от угловой координаты;
- 4) поворотная жесткость торцевых стыков не зависит от угловой координаты;
- 5) боковые посадочные поверхности – узкие кольцевые полосы, в связи с чем их перекосы практически не влияют на суммарный перекося второго звена при установке его на первое звено.

При выполнении этих предположений задача образования кинематической пары при соединении двух звеньев становится *линейной*. Это значит, что если соединяемых поверхностей несколько и для каждой поверхности отдельно рассчитаны кинематические характеристики образуемой ею пары, то общие характеристики пары будут некоторой линейной комбинацией отдельных характеристик. Пусть два звена соединяются по n боковым и m торцевым посадочным поверхностям. Используя линейность задачи, по формулам (3.2.14) и (3.3.21) получим суммарные характеристики эксцентриситета и перекося звена 2:

$$e_2(\theta) = e_{cp} + \Delta e \cdot e^{-i\theta}, \quad \gamma_2(\theta) = \gamma_{cp} + \Delta \gamma \cdot e^{-i\theta}. \quad (3.4.1)$$

При изменении угла θ любая точка P на ГЦОИ звена 2, имеющая координату z будет двигаться по закону

$$e_P(\theta, z) = e_2(\theta) - iz\gamma_2(\theta) = e_{cp} - iz\gamma_{cp} + (\Delta e_{cp} - iz\Delta\gamma_{cp})e^{-i\theta}.$$

Этот же закон представим в таком виде

$$e_P(\theta, z) = e_{cp}(z) + \Delta e_{cp}(z)e^{-i\theta}, \\ e_{cp}(z) = e_{cp} - iz\gamma_{cp}, \quad \Delta e(z) = \Delta e_{cp} - iz\Delta\gamma_{cp}. \quad (3.4.2)$$

Из (3.4.2) видно, что любая точка на ГЦОИ звена 2 движется по окружности с центром в точке $e_{cp}(z)$ и радиусом $|\Delta e(z)|$. Это соответствует кинематической паре V-го класса, типа цилиндрический шарнир.

Выводы главы 3

Для роторов ГТД барабанно-дискового типа, у которых боковые и торцевые посадочные поверхности звеньев ротора являются узкими полосами, упругие, соединение деталей – беззазорное с гарантированным натягом по боковым посадочным поверхностям и с силовым замыканием – по торцевым, можно сделать следующие выводы.

1. Неточности базирования посадочных поверхностей (боковых и торцевых) могут быть с определенной точностью определены замером соответствующих биений (радиальных и торцевых) на окружности, лежащей на соответствующей посадочной поверхности.

2. Теоретически эксцентриситет и перекося посадочных поверхностей детали определяют слагаемые первого порядка в разложении соответственно радиальных и торцевых биений этих поверхностей в ряд Фурье.

3. Практически, при измерении биений по $2n$ точкам эксцентриситет или перекося посадочной поверхности определяется с точностью до некруглостей или неплоскостностей порядка $(2n - 3)$ включительно.

4. При наличии погрешностей в контрольном оборудовании, биения $\Delta_k(\varphi)$, $\delta_k(\varphi)$ замеряются дважды – один раз с установкой детали с 0-м угловым положением и второй раз с разворотом на 180° относительно поворотного контрольного устройства. Это усложняет методику, но не меняет конечных формул, по которым определяются эксцентриситеты и перекося. В эти формулы подставляются усредненные по двум измерениям величины биений.

5. Как в случае одной боковой и одной торцевой посадочной поверхности, так и в случае нескольких боковых или (и) торцевых посадочных поверхностей, при соединении двух звеньев ротора образуется кинематическая пара V-го класса типа цилиндрического шарнира, если рассматривать угол поворота одного звена относительно другого как степень свободы.

6. В широком смысле термина, под характеристикой пары, образуемой соединением двух звеньев ротора ГТД барабанно-дискового типа с условной возможностью поворота одного звена относительно другого целесообразно понимать закон движения второго звена относительно первого, установленного без эксцентриситета и перекося. В узком смысле термина под характеристикой пары следует понимать закон движения контрольных поверхностей второго звена относительно первого, установленного без эксцентриситета и перекося. Характеристики пар, в узком смысле термина, наиболее удобны для построения алгоритмов виртуальной сборки ротора.

7. В случае одной боковой и одной торцевой посадочной поверхности характеристики образуемой пары можно определить одними геометрическими измерениями биений посадочных поверхностей.

8. В случае нескольких боковых или (и) торцевых посадочных поверхностей для определения характеристик пары дополнительно необходима информация о жесткостях стыков.

9. Характеристики пары, образуемой соединением двух звеньев ротора, могут быть определены расчетно-экспериментальным методом – по биениям посадочных поверхностей и жесткостям стыков. В связи с этим актуально разработать соответствующий типовой техпроцесс и алгоритмы расчетов.

Трудоемкость такого способа определения характеристик пар значительно возрастает, а точность расчетов снижается при соединении звеньев по нескольким боковым или (и) торцевым посадочным поверхностям, при короблении деталей (звеньев) в свободном состоянии, при некруглости и неплоскостности посадочных поверхностей и т.д. Для практической реализации такого определения характеристик пар необходимо использовать дополнительное оборудование – центрирующие, прижимные и переходные контрольные приспособления, специально изготовленные для отдельных звеньев ротора.

10. Установлена простота кинематической пары, образуемой при соединении двух звеньев ротора с условной возможностью поворота одного звена относительно другого, которая находится в противоречии со сложностями расчета ее характеристик. В связи с этим актуально разработать более эффективный техпроцесс определения характеристик пар и соответствующие алгоритмы расчетов, не использующий замеры биений посадочных поверхностей и информацию о жесткостях стыков.

ГЛАВА 4.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПАР. ОТБРАКОВКА ПАР

Определяются характеристики пар, образуемых соединением двух звеньев ротора барабанно-дискового типа по неточностям базирования посадочных поверхностей звеньев.

Разрабатывается эмпирический метод определения характеристик пар, основанный на двух пробных сборках ротора или двух пробных соединениях звеньев. При этом в соответствии с результатами главы 3, предполагается, что при соединении двух звеньев ротора образуется кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический шарнир, если за степень свободы принять угол поворота второго звена относительно первого.

Определяются неточности базирования посадочных поверхностей звеньев по характеристикам пары. Анализом характеристик пар выявляются дефекты, не позволяющие собрать ротор, и вырабатываются рекомендации по их устранению.

4.1. Определение характеристик пар по биениям посадочных поверхностей звеньев

4.1.1. Типовой техпроцесс

Пусть ротор состоит из N звеньев, образованных рабочими колесами. Полагаем, что звенья роторного пакета соединяются по одной боковой и одной торцевой поверхности. Полагаем, что звенья соединяются без зазоров (благодаря натягам и силовым замыканиям), и что поверхности стыков однородны, а материал звеньев – упругий.

На рис. 4.1.1 изображено звено k . На рисунке использованы индексы: «в» – для верхних, «н» – нижних посадочных поверхностей звена.

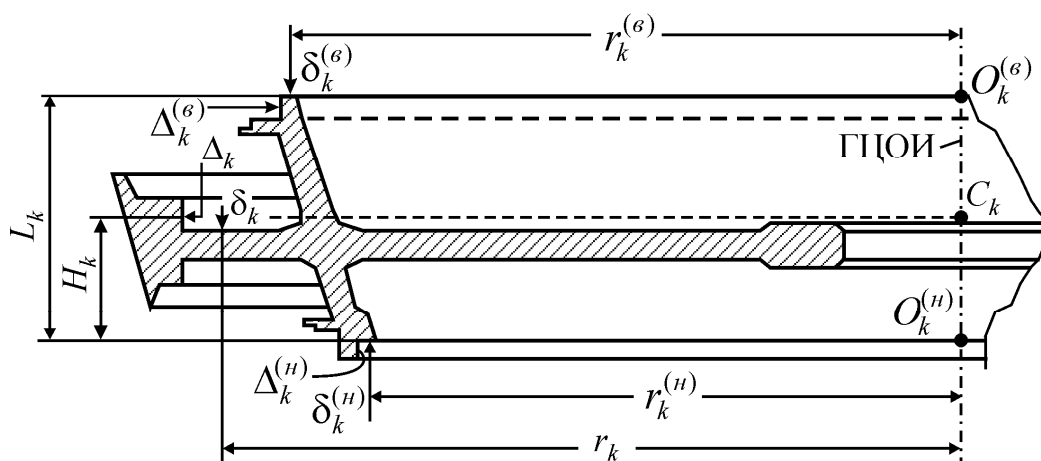


Рис. 4.1.1. Серединное звено k ротора ГТД

По биениям Δ_k, δ_k определяются положения звеньев в роторном пакете, и соответствующие поверхности являются контрольными. Считаем, что контрольные поверхности центрированы с поверхностями ступицы.

По биениям $\Delta_k^{(n)}, \delta_k^{(n)}$ и $\Delta_k^{(v)}, \delta_k^{(v)}$ определяются эксцентриситеты и перекосы нижних и верхних посадочных поверхностей звена k .

Ротор собирается вертикально на сборочном стапеле последовательным присоединением звеньев. По условию совместимости посадочных поверхностей звеньев $r_{k+1}^{(n)} = r_k^{(v)}$.

На рис. 4.1.2 изображен типовой технологический процесс определения характеристик пар по биениям посадочных поверхностей звеньев.

4.1. Определение характеристик пар по биениям посадочных поверхностей...

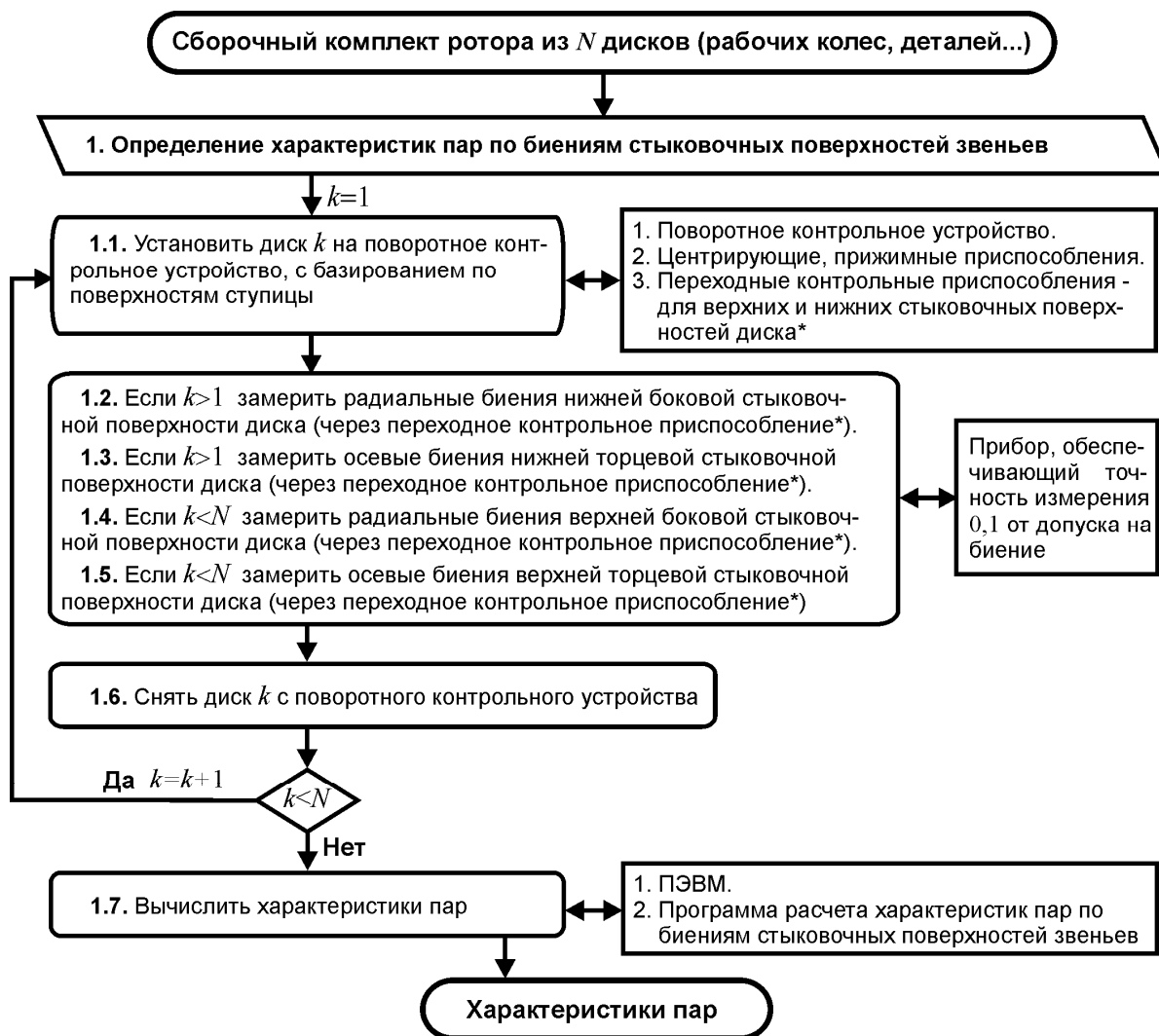


Рис. 4.1.2. Типовой техпроцесс определения характеристик пар по биениям посадочных поверхностей звеньев

Переходом 1.1 очередной диск (номер k) устанавливается на поворотное контрольное устройство с базированием по поверхностям ступицы (рис. 4.1.3). Качество центрирования можно проверять по биениям Δ_k, δ_k контрольных поверхностей диска. При качественном центрировании эти биения должны совпадать с биениями контрольных поверхностей на балансировочной оправке. При этом звено вращается вокруг своей ГЦОИ с точностью, определяемой классом балансировки. После установки диска на контрольное поворотное устройство остаются доступными для измерений биений верхние и нижние посадочные поверхности диска.

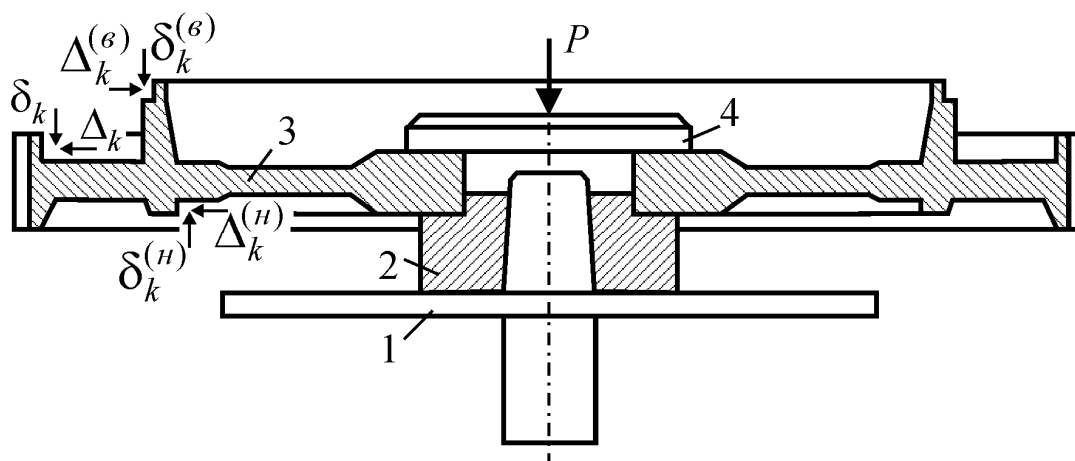


Рис. 4.1.3. Центрирование диска k по поверхностям ступицы

1 – контрольное поворотное устройство; 2 – центрирующее приспособление;

3 – диск k ; 4 – прижимное приспособления

Переходами 1.2-1.5 замеряются биения посадочных поверхностей диска. При наличии переходных контрольных приспособлений для нижних и верхних посадочных поверхностей диска, допускается их использование для замера биений.

Переходом 1.6 диск k снимается с поворотного контрольного устройства. Переходы 1.1-1.6 повторяются для всех дисков.

Переходом 1.7 вычисляются характеристики пар. Ниже рассматриваются соответствующие алгоритмы.

4.1.2. Алгоритмы расчетов

С каждым звеном связываем шкалу отсчета углов поворота, как это описано в п.3.1. Положительные направления отсчета перемещений Δ, δ принимаем, как и в п.3.1, 3.2 (рис. 4.1.4).

Из-за неточности изготовления, износа от сборок и разборок посадочных поверхностей будем определять их эксцентриситеты и перекосы с учетом некруглостей (неплоскостностей) различных порядков по результатам $2n$ измерений биений.

В соответствии с результатами главы 3 эксцентриситет посадочной поверхности будем определять по формулам

$$e_k^{(H/\epsilon)} = e_{kx}^{(H/\epsilon)} + ie_{ky}^{(H/\epsilon)},$$

$$e_{kx}^{(H/\epsilon)} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{2n} \Delta_k^{(H/\epsilon)} \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \cos \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right),$$

4.1. Определение характеристик пар по биениям посадочных поверхностей...

$$e_{ky}^{(n/\epsilon)} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{2n} \Delta_k^{(n/\epsilon)} \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \sin \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right). \quad (4.1.1)$$

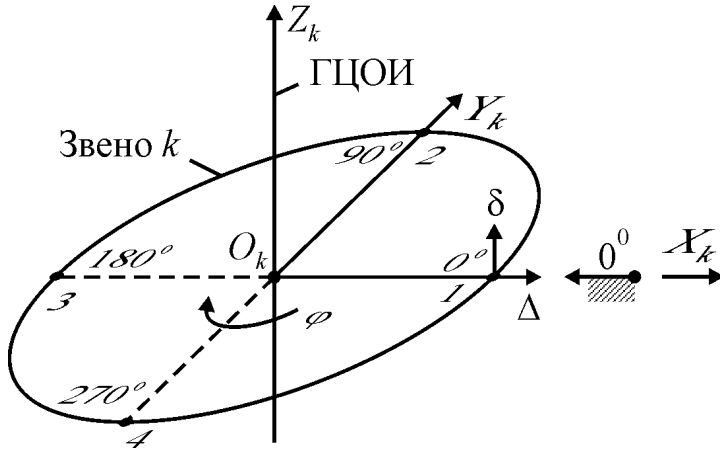


Рис. 4.1.4. Разметка звеньев на балансировочной оправке, положительные направления отсчетов δ , Δ

где: $e_k^{(n/\epsilon)}$ – вектор эксцентриситета посадочной поверхности звена, записанный в комплексном виде, $e_{kx}^{(n/\epsilon)}$, $e_{ky}^{(n/\epsilon)}$ – его проекции на оси X_k, Y_k ; $2n$ – количество измерений, проведенных с угловым шагом π/n .

Аналогично, перекося посадочной поверхности будем определять по формулам

$$\begin{aligned} \delta_k^{(n/\epsilon)} &= \delta_{kx}^{(n/\epsilon)} + i\delta_{ky}^{(n/\epsilon)}, \quad r_k^{(n/\epsilon)} \quad (r_{k+1}^{(n)} = r_k^{(\epsilon)}), \\ \delta_{kx}^{(n/\epsilon)} &= \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{2n} \delta_k^{(n/\epsilon)} \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \cos \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right), \\ \delta_{ky}^{(n/\epsilon)} &= \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{2n} \delta_k^{(n/\epsilon)} \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right) \sin \left(\frac{\pi}{n} (j-1) \right). \end{aligned} \quad (4.1.2)$$

где: $\delta_k^{(n/\epsilon)}$ – вектор, характеризующий перекося посадочной поверхности, записанный в комплексном виде; $\delta_{kx}^{(n/\epsilon)}$, $\delta_{ky}^{(n/\epsilon)}$ – его проекции на оси X_k, Y_k .

Рассматриваем соединение двух звеньев k и $(k+1)$. Считаем, что звено k установлено без эксцентриситета и перекося. Из курса теоретической механики известно, что перемещение твердого тела можно подать суммой двух перемещений: поступательного – вместе с полюсом; вращательного – вокруг полюса [100]. При этом угловые перемещения твердого тела не зависят от выбора полюса, а поступательные – зависят. Потому закон движения звена $(k+1)$ относительно звена k при вращении звена $(k+1)$ на угол φ_k по ходу часовой стрелки можно записать в виде

$$\tilde{e}_{k+1}^{(n)}(\varphi_k) = e_k^{(\epsilon)} - e_{k+1}^{(n)} e^{-i\varphi_k}, \quad \tilde{\delta}_{k+1}^{(n)}(\varphi_k) = \delta_k^{(\epsilon)} - \delta_{k+1}^{(n)} e^{-i\varphi_k}, \quad r_{k+1}^{(n)} = r_k^{(\epsilon)}, \quad (4.1.3)$$

где: $\tilde{e}_{k+1}^{(H)}(\varphi_k)$ – перемещение точки $O_{k+1}^{(H)}$ звена $(k+1)$, выбранной за полюс;
 $\tilde{\delta}_{k+1}^{(H)}(\varphi_k)$ – комплексное число, характеризующее перекося звена $(k+1)$ на радиусе $r_{k+1}^{(H)} = r_k^{(\theta)}$.

Равенства (4.1.3) являются характеристикой условно образованной кинематической пары. При этом понимается характеристика в широком смысле термина. Эта характеристика составлена для полюса $O_{k+1}^{(H)}$, расположенного в нижней торцевой посадочной поверхности звена $(k+1)$.

В узком смысле под характеристикой пары понимается закон изменения эксцентриситета и перекося контрольных поверхностей второго звена при условном вращении относительно первого звена, установленного без эксцентриситета и перекося:

$$e_{k+1}(\varphi_k) = e_{cp_{k+1}} + \Delta e_{k+1} e^{-i\varphi_k}, \quad \delta_{k+1}(\varphi_k) = \delta_{cp_{k+1}} + \Delta \delta_{k+1} e^{-i\varphi_k}, \quad r_{k+1}, \quad (4.1.4)$$

где $e_{cp_{k+1}}, \Delta e_{k+1}, \delta_{cp_{k+1}}, \Delta \delta_{k+1}$ – параметры (комплексные числа), характеризующие пару, r_{k+1} – радиус, на котором измеряются торцевые биения. В этом случае за полюс выбрана точка на ГЦОИ второго звена, которая лежит в плоскости измерения эксцентриситета этого звена.

Установим связь между характеристиками (4.1.3) и (4.1.4). Заметим, что контрольная поверхность для измерения радиальных биений второго звена находится над посадочной поверхностью на высоте H_{k+1} и что перекося звена не зависит от расположения торцевой контрольной поверхности, но δ зависит от радиуса, на котором измеряется. Поэтому характеристики пары выражаются следующим образом через неточности базирования посадочных поверхностей

$$\begin{aligned} \delta_{k+1}(\varphi_k) &= \frac{r_{k+1}}{r_{k+1}^{(H)}} \tilde{\delta}_{k+1}^{(H)}(\varphi_k) = \frac{r_{k+1}}{r_{k+1}^{(H)}} (\delta_k^{(\theta)} - \delta_{k+1}^{(H)} e^{-i\varphi_k}), \\ e_{k+1}(\varphi_k) &= \tilde{e}_{k+1}^{(H)} - \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \tilde{\delta}_{k+1}^{(H)} e^{-i\varphi_k} = \\ &= e_k^{(\theta)} - \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_k^{(\theta)} - \left(e_{k+1}^{(H)} - \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_{k+1}^{(H)} \right) e^{-i\varphi_k}. \end{aligned} \quad (4.1.5)$$

Сравнение равенств (4.1.4) с равенствами (4.1.5) позволяет выразить:

- параметры пары через неточности базирования посадочных поверхностей

$$\delta_{cp_{k+1}} = \frac{r_{k+1}}{r_{k+1}^{(H)}} \delta_k^{(\theta)}, \quad \Delta \delta_{k+1} = -\frac{r_{k+1}}{r_{k+1}^{(H)}} \delta_{k+1}^{(H)},$$

4.2. Определение характеристик пар по результатам двух пробных сборок ...

$$e_{cp_{k+1}} = e_k^{(e)} - \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_k^{(e)}, \quad \Delta e_{k+1} = - \left(e_{k+1}^{(H)} - \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_{k+1}^{(H)} \right); \quad (4.1.6)$$

- неточности базирования посадочных поверхностей через параметры пары

$$\delta_k^{(e)} = \frac{r_{k+1}^{(H)}}{r_{k+1}} \delta_{cp_{k+1}}, \quad \delta_{k+1}^{(H)} = - \frac{r_{k+1}^{(H)}}{r_{k+1}} \Delta \delta_{k+1},$$

$$e_k^{(e)} = e_{cp_{k+1}} + \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_{cp_{k+1}}, \quad e_{k+1}^{(H)} = -\Delta e_{k+1} - \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \Delta \delta_{k+1}. \quad (4.1.7)$$

При получении формул (4.1.7) были приняты во внимание следующие преобразования

$$e_k^{(e)} = e_{cp_{k+1}} + \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_k^{(e)} = e_{cp_{k+1}} + \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \cdot \frac{r_{k+1}^{(H)}}{r_{k+1}} \delta_{cp_{k+1}} = e_{cp_{k+1}} + \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_{cp_{k+1}},$$

$$e_{k+1}^{(H)} = -\Delta e_{k+1} + \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_{k+1}^{(H)} = -\Delta e_{k+1} - \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \cdot \frac{r_{k+1}^{(H)}}{r_{k+1}} \Delta \delta_{k+1} = -\Delta e_{k+1} - \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \Delta \delta_{k+1}.$$

4.2. Определение характеристик пар по результатам двух пробныхборок ротора

4.2.1. Типовые техпроцессы

В главе 3 было показано, что характеристики пары, образуемой соединением двух звеньев ротора, могут быть определены расчетно-экспериментальным методом – по биениям посадочных поверхностей и жесткостям стыков. Было показано, что трудоемкость такого способа значительно возрастает при соединении звеньев по нескольким посадочным поверхностям, при короблении деталей (звеньев) в свободном состоянии, при некруглости и неплоскостности посадочных поверхностей и т.д. Также было показано, что для реализации этого способа для каждого звена необходимы дополнительные приспособления – центрирующие, прижимные, переходные. Следует отметить и значительное снижение точности определения характеристик пар этим способом, вызванное накоплением ошибок от: неточного измерения биений; неточного изготовления дополнительных приспособлений; неточной информации о жесткостях стыков и т.д. В связи с этими недостатками возникает вопрос об определении характеристик пар другим способом, исключающим недостатки первого способа.

В главе 3 было установлено, что при соединении двух звеньев ротора образуется кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический цилиндр. Из этого следует, что второе звено может вращаться относительно оси, жестко связанной с первым звеном, если за степень свободы условно принять угол поворота второго звена относительно первого. Из курса теоретической механики известно [78], что в этом случае для определения характеристики пары достаточно знать два положения второго звена относительно первого, соответствующие разным углам поворотов. Поэтому характеристики пары можно определять *двумя пробными соединениями звеньев ротора* с разными углами взаимного поворота. Возможная последовательность следующая:

- 1) установить первое звено в контрольное поворотное устройство без перекоса и эксцентриситета;
- 2) присоединить к первому звену – второе, под некоторым первым углом φ_1 поворота и определить достигнутое положение второго звена;
- 3) присоединить к первому звену – второе, под некоторым вторым углом поворота φ_2 , отличным от первого и определить достигнутое положение второго звена;
- 4) по замеренным положениям второго звена рассчитать характеристики пары.

Угол взаимного поворота меняется от 0^0 до 360^0 . С другой стороны характеристика пары используется для прогноза биений на всем интервале $[0^0, 360^0]$. Поэтому равномерную точность прогноза обеспечат пробные *соединения звеньев с равномерным шагом угла взаимного поворота*. Для двух пробных соединений равномерный шаг составляет 180^0 . При этом $|\varphi_2 - \varphi_1| = 180^0$. Удобно считать, что $\varphi_1 = 0^0$, $\varphi_2 = 180^0$.

Способ определения характеристик пары путем двух пробных соединений звеньев имеет следующие преимущества:

- 1) не требует измерения биений посадочных поверхностей звеньев и информации об их жесткостях;
- 2) более точен, так как характеристики пары замеряются непосредственно, а не рассчитываются по указанным в главе 3 данным.

Недостаток способа состоит в том, что:

- 1) для его реализации все еще необходимы дополнительные центрирующие приспособления;
- 2) трудоемкость способа, вызванная необходимостью попарного соединения всех соседних звеньев ротора;
- 3) точность определения характеристик пары будет уменьшаться, если в свободном состоянии детали ротора коробятся, а сам ротор приобретает жесткость только в собранном виде.

4.2. Определение характеристик пар по результатам двух пробных сборок ...

Для устранения указанных выше недостатков предлагается дважды *полностью собирать ротор* и положения звеньев в роторном пакете определять уже после каждой полной сборки. При этом ротор нужно собирать в принятой последовательности простым соединением деталей – без текущего контроля биений. При первой пробной сборке ротора можно принять, что все взаимные углы поворота звеньев равны 0^0 . Тогда при второй пробной сборке нужно повернуть каждое звено в роторном пакете относительно соответствующего предыдущего звена на 180^0 . Для замера биений необходимо одно контрольное поворотное устройство, в качестве которого можно взять поворотный сборочный стапель. Дополнительные приспособления (прижимные, центрирующие, переходные) – не нужны.

Рассмотрим возможные варианты техпроцессов.

1. Если все контрольные поверхности дисков доступны после полной сборки ротора, то характеристики пар целесообразно определять по техпроцессу, блок-схема которого изображена на рис. 4.2.1. Техпроцесс состоит из операции 1, направленной на определение характеристик пар. При ее выполнении ротор дважды полностью собирается, и после каждой пробной сборки замеряются биения контрольных поверхностей дисков. Переходом 1.1 устанавливается диск 1 с валом на сборочный стапель. Переходом 1.2, повторяемым необходимое число раз, ротор пробно собирается. После сборки ротора переходами 1.3, 1.4 замеряются биения контрольных поверхностей дисков. Переходом 1.5 ротор разбирается, при этом диск 1 с валом остаются на сборочном стапеле для повторной или последующей оптимальной сборки ротора. Первый раз взаимный поворот дисков ротора друг относительно друга – 0^0 , второй – 180^0 . Переходом 1.6 вычисляются характеристики пар.

2. Если все или часть контрольных поверхностей дисков станут недоступными после полной сборки ротора (например, доступ к контрольной поверхности нижнего диска закрывает устанавливаемый на него сверху диск), то характеристики пар целесообразно определять по техпроцессу, блок-схема которого изображена на рис. 4.2.2.

Техпроцесс состоит из операции 1, направленной на определение характеристик пар. При ее выполнении ротор дважды полностью собирается, при этом биения контрольных поверхностей каждого диска в роторном пакете измеряются сразу после установки этого диска в роторный пакет. Переходом 1.1 устанавливается диск 1 с валом на сборочный стапель. Переходом 1.2, на ротор устанавливается очередной диск, а переходами 1.3, 1.4 замеряются биения контрольных поверхностей этого диска. Переходом 1.5 ротор разбирается, при этом диск 1 с валом остаются на сборочном стапеле для повторной или последующей оптимальной сборки ротора. Первый раз взаимный поворот дисков ротора друг относительно друга – 0^0 , второй – 180^0 . Переходом 1.6 вычисляются характеристики пар.

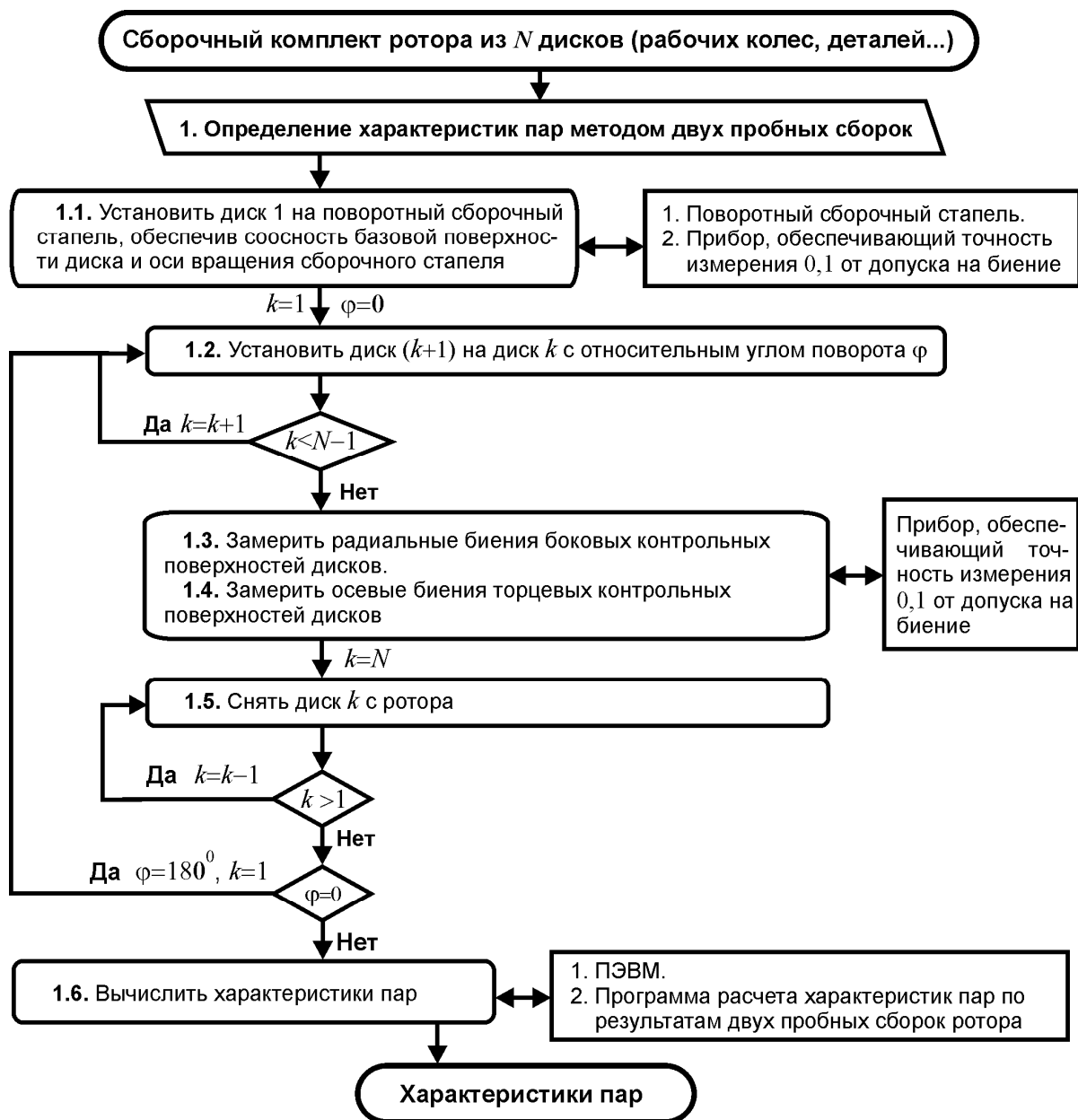


Рис. 4.2.1. Блок-схема типового техпроцесса определения характеристик пар по результатам двух пробных сборок ротора с замером биений после полной сборки ротора

В обоих техпроцессах применяется одна и та же программа расчета характеристик пар, которая использует один и тот же набор данных. При этом в первом техпроцессе биения звеньев замеряются в полностью собранном роторе, а во втором – биения каждого звена замеряются сразу после его установки.

4.2. Определение характеристик пар по результатам двух пробных сборок ...

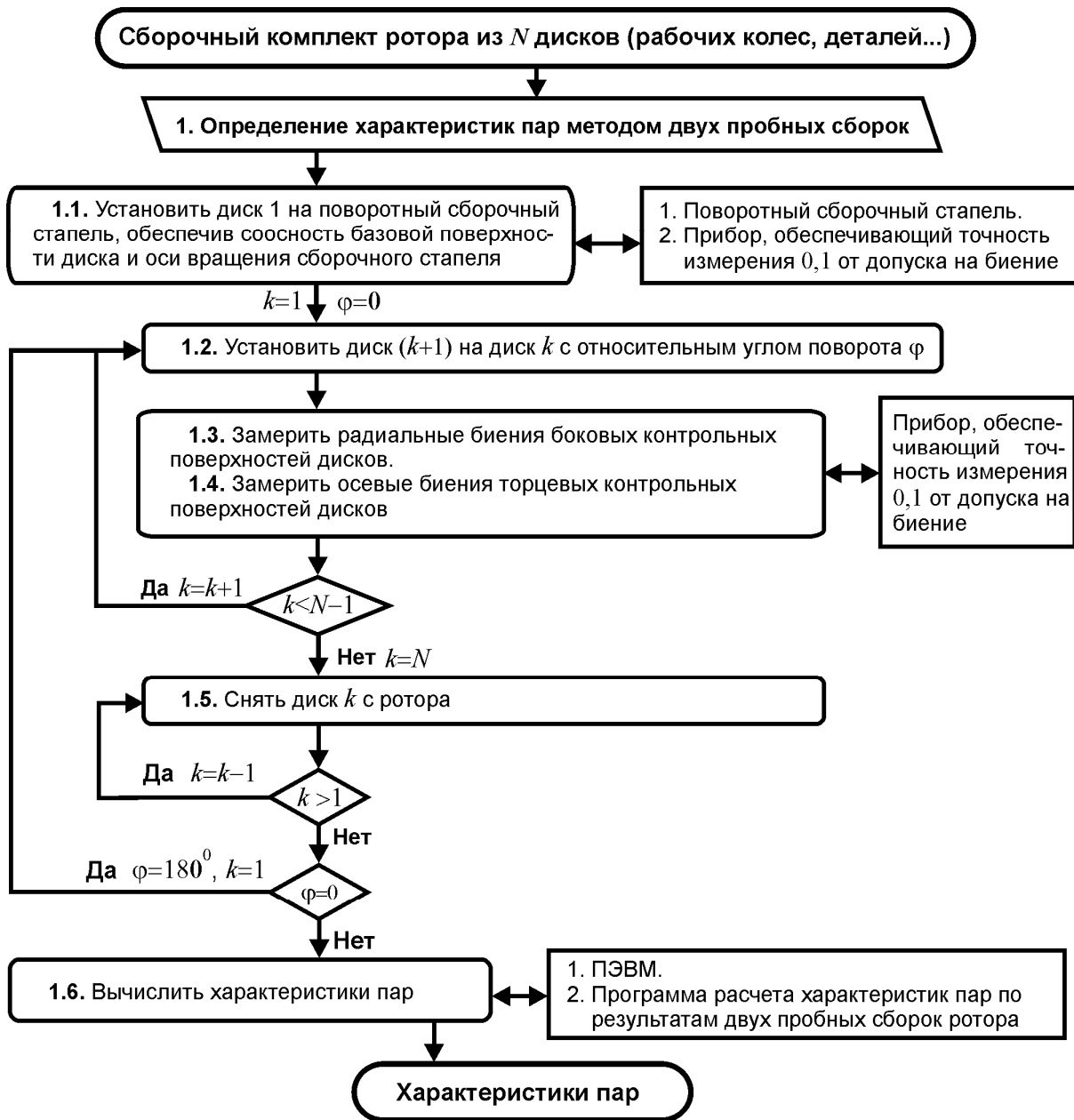


Рис. 4.2.2. Блок-схема типового техпроцесса определения характеристик пар по результатам двух пробных сборок ротора с замером биений каждого звена сразу после его установки в роторный пакет

Недостатки второго техпроцесса, по сравнению с первым – следующие.

1. Определение положений звеньев в не полностью собранном роторе менее точное, так как ротор принимает окончательную жесткость и форму только в полностью собранном виде.

2. При определении положений звеньев в роторном пакете увеличивается трудоемкость метода. Так, для проведения измерений, роторный пакет нужно устанавливать в сборочный стапель после присоединения очередного звена.

4.2.2. Алгоритмы расчетов

1. Разбиение ротора на звенья. Предполагается, что ротор состоит из *элементов* – рабочих колес, проставок, валов и т.п. Они условно объединяются в *звенья*. Такие звенья могут представлять собой неразъемные секции нескольких ступеней КВД, или разъемные соединения, типа рабочее колесо и примыкающая к нему проставка, или рабочее колесо и вал и т.п. В любом случае предполагается, что несколько элементов, образующих звено соединяются между собой в одном и том же относительном положении, независимо от номера сборки ротора.

При соединении двух звеньев с условной возможностью поворота одного звена относительно другого образуется кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический шарнир. Пусть ротор состоит из N звеньев. Тогда они образуют $(N-1)$ пару. Будем учитывать возможность соединения звеньев с ветвящейся структурой, типа дерева. Тогда каждую пару $s \in \{1, 2, \dots, (N-1)\}$ образуют два соседних звена $m_s, n_s \in \{1, 2, \dots, N\}$. Будем обозначать через φ_s угол поворота звена n_s относительно звена m_s в соответствующей паре.

В роторе с линейной структурой звенья соединяются последовательно, без ветвлений, и для пары k :

$$m_k = k, \quad n_k = k + 1, \quad / k = \overline{1, N-1} /. \quad (4.2.1)$$

Ротор собирается вертикально на поворотном сборочном стапеле. Все звенья пронумерованы в порядке их присоединения к роторному пакету. За первое звено всегда берется звено, устанавливаемое в центрирующее приспособление поворотного стапеля, например, один из валов ротора. К нему, по определенной технологии, подсоединяются последующие звенья. В идеальном случае в процессе сборки роторный пакет остается все время на сборочном стапеле. Если для присоединения некоторых звеньев необходимо снимать роторный пакет со стапеля, то предполагается, что центрирующее устройство выполнено настолько качественно, что при переустановке роторного пакета на сборочный стапель картина биений не меняется.

2. Определение эталонных биений. Перед установкой звеньев в роторный пакет необходимо иметь эталонные координаты, соответствующие идеальной установке звеньев в роторный пакет. Их определение можно производить такими способами.

4.2. Определение характеристик пар по результатам двух пробных сборок ...

1. Если звено динамически уравновешено на балансировочном станке, то балансировочную оправку можно использовать как контрольное поворотное устройство. Поскольку вследствие балансировки ГЦОИ звена совместились (в соответствии с достигнутым классом точности) с осью вращения звена в оправке, то можно утверждать, что звено идеально установлено в эту оправку. Для получения эталонных биений нужно нанести с шагом в 90^0 точки измерения биений на выбранные контрольные поверхности. Далее, следует измерить биения и заполнить табл. 4.2.1.

Табл. 4.2.1.

Эталонные биения звена k					
Величина, мм	$\Delta 3_{k,0}$	$\Delta 4_{k,0}$	$\delta 3_{k,0}$	$\delta 4_{k,0}$	r_k

В табл. 4.2.1 r_k – радиус контрольной поверхности, предназначенной для измерения торцевых биений.

2. Если звено изготавливается по определенной технологии, как, например рабочее колесо, обеспечивающей уравновешенность звена с требуемой точностью, и после этого оно дополнительно не уравновешивается, то для получения эталонных биений нужно имитировать идеальную установку звена на контрольном поворотном устройстве. Для этого могут применяться специальные центрирующие приспособления – для соосной установки звена, и дополнительные приспособления, например для прижима плоской посадочной поверхности звена к плоскости контрольного поворотного устройства и т.д. После этого, как и в первом способе, звено размечается, снимаются биения, и заполняется табл. 4.2.1.

Звено считается идеально установленным в роторный пакет, если его биения в пакете совпадут с эталонными. Если биения не совпадут, то можно посчитать эксцентриситет и перекося звена в роторном пакете по отношению к эталонному положению.

3. Параметры роторного пакета, измеряемые после двух пробныхборок. Ротор пробно собирается два раза, путем последовательной установки звеньев в роторный пакет. В процессе сборки ротора измерения не проводятся. При первой сборке метки «1» всех звеньев совпадают. При второй пробной сборке звенья последовательно поворачиваются относительно друг друга на 180^0 . Поэтому

$$\varphi_{s,2} = 0^0, \quad \varphi_{s,2} = 180^0, \quad /s = 1, 2, \dots, (N-1)/. \quad (4.2.2)$$

После каждой пробной сборки ротора измеряются положения звеньев в роторном пакете. При этом заполняются табл. 4.2.2 биений. Для измерений ротор устанавливается в поворотный сборочный стапель.

Табл. 4.2.2.

Биения звена k в роторном пакете после пробной сборки $j=1,2$ ротора

Величина, мм	$\Delta 3_{k,j}$	$\Delta 4_{k,j}$	$\delta 3_{k,j}$	$\delta 4_{k,j}$
Звено №				
2				
	...			
N				

Для проведения вычислений нужны и геометрические характеристики ротора, задающие расстояния между плоскостями измерения радиальных биений в каждой паре. Эти характеристики заносятся в табл. 4.2.3.

Табл. 4.2.3.

Расстояния между плоскостями измерения радиальных биений в паре s

Пара №	1	...	$N-1$
Величина, мм			
$\pm l_s$			

Замечание. Если плоскость измерения радиальных биений второго звена пары выше аналогичной плоскости первого звена, то расстояние берется со знаком «+», если нет – то «-».

4. Системы координат для измерений и расчетов.

1. Абсолютная система координат $OXYZ$, связана с первым звеном роторного пакета, как правило, валом. Это звено устанавливается в сборочный стапель. Ось Z направлена вертикально вверх по оси вращения сборочного стапеля. Точка O расположена так, что лежит в плоскости измерения радиальных биений звена 1. Ось X направлена в сторону метки «1» звена 1, ось Y – перпендикулярно оси X так, что система осей $OXYZ$ – правая (рис. 4.2.3, а).

2. Относительные системы координат, связанные с последующими звеньями – рабочими колесами, проставками и т.д. Относительная система координат $O_k X_k Y_k Z$, связана со звеном k . В ней ось Z направлена вертикально вверх по оси вращения сборочного стапеля, точка O_k лежит в плоскости измерения радиальных биений звена k , причем ось X_k направлена в сторону метки «1» звена k , ось Y_k – перпендикулярно оси X_k так, что система осей $O_k X_k Y_k Z$ – правая (рис. 4.2.3, б). В роторном пакете звено k повернуто относительно первого звена на угол ψ_{k-1} , который выражается через относительные углы поворотов звеньев в парах.

4.2. Определение характеристик пар по результатам двух пробных сборок ...

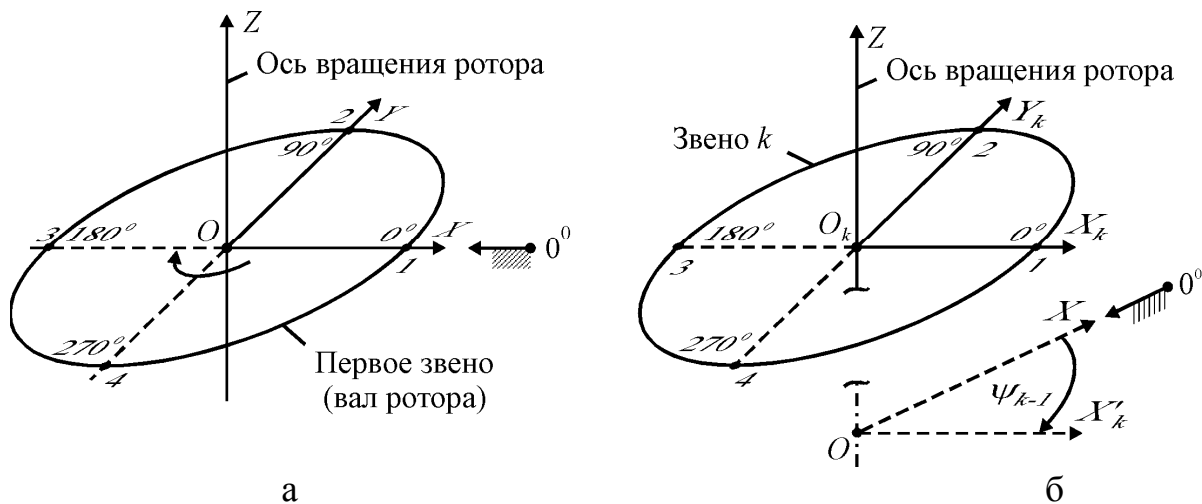


Рис. 4.2.3. Системы координат, используемые при сборке ротора:
 а – абсолютная система координат, связанная с первым звеном;
 б – относительная система координат, связанная со звеном k

5. Формулы расчета характеристик пар.

1. Эксцентриситет и перекос звена k в роторном пакете (рис. 4.2.4) задают, соответственно, величины

$$ex_{k,j} = -\frac{1}{2}(\Delta 3_{k,j} - \Delta 3_{k,0}), \quad ey_{k,j} = -\frac{1}{2}(\Delta 4_{k,j} - \Delta 4_{k,0}),$$

$$\delta x_{k,j} = -(\delta 3_{k,j} - \delta 3_{k,0}), \quad \delta y_{k,j} = -(\delta 4_{k,j} - \delta 4_{k,0}), \quad r_k / j = 1, 2/, \quad (4.2.3)$$

где индекс j равен 1 – когда звено в роторном пакете после первой, а 2 – второй пробной сборки. Характеристики определяются в локальной системе координат звена k . Им удобно поставить в соответствие комплексные характеристики эксцентриситета и перекоса

$$e_{k,j} = ex_{k,j} + iey_{k,j}, \quad \delta_{k,j} = \delta x_{k,j} + i\delta y_{k,j}, \quad / j = 1, 2/. \quad (4.2.4)$$

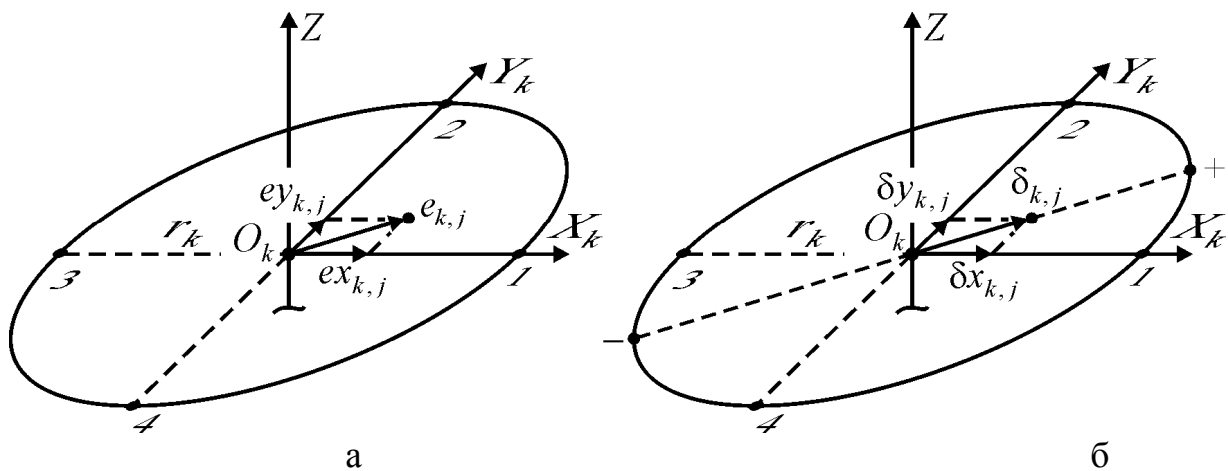


Рис. 4.2.4. Эксцентриситет (а) и перекос (б) звена k

2. Установка звена m_s в роторный пакет с эксцентриситетом $e_{m_s,j}$ приводит к параллельному перемещению на этот вектор продольной оси ротора, образованной последующими за ним звеньями (рис. 4.2.5, а).

При установке звена m_s в роторный пакет с перекосом, точка O_{n_s} на продольной оси ротора с координатой l_s получит такое радиальное перемещение в относительной системе координат звена m_s (рис. 4.2.5, б):

$$e'_{n_s,j} = -\frac{l_s}{2r_{m_s}} \delta_{m_s,j}, \quad / j=1,2/. \quad (4.2.5)$$

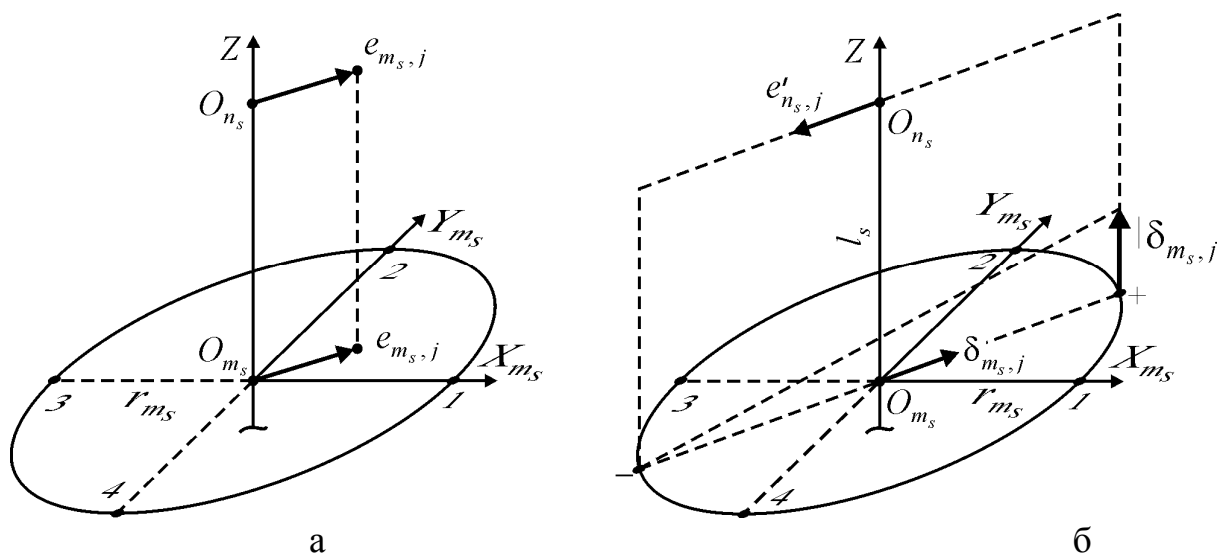


Рис. 4.2.5. Перемещение продольной оси ротора эксцентриситетом (а) и перекосом (б) звена m_s пары s

Суммарное перемещение точки O_{n_s} , вызванное неточной установкой звена m_s в системе координат звена m_s , имеет вид

$$\tilde{e}_{n_s,j} = e_{m_s,j} - \frac{l_s}{2r_{m_s}} \delta_{m_s,j}, \quad / j=1,2/. \quad (4.2.6)$$

Эксцентриситет контрольной поверхности звена n_s относительно звена m_s в паре s определяется по такой формуле (как разность эксцентриситетов)

$$e''_{n_s,j} = e_{n_s,j} (-1)^{j-1} - \tilde{e}_{n_s,j} = e_{n_s,j} (-1)^{j-1} - e_{m_s,j} + \frac{l_s}{2r_{m_s}} \delta_{m_s,j}, \quad / j=1,2/. \quad (4.2.7)$$

Перекося звена n_s относительно звена m_s в паре s определяется по такой формуле (как разность перекосов)

4.2. Определение характеристик пар по результатам двух пробных сборок ...

$$\delta''_{n_s,j} = \delta_{n_s,j} (-1)^{j-1} - \frac{r_{n_s}}{r_{m_s}} \delta_{m_s,j}, \quad r_{n_s}, \quad / j = 1, 2 / . \quad (4.2.8)$$

3. Закон движения центра контрольной поверхности звена n_s относительно звена m_s в паре s определяется по формулам (рис. 4.2.6)

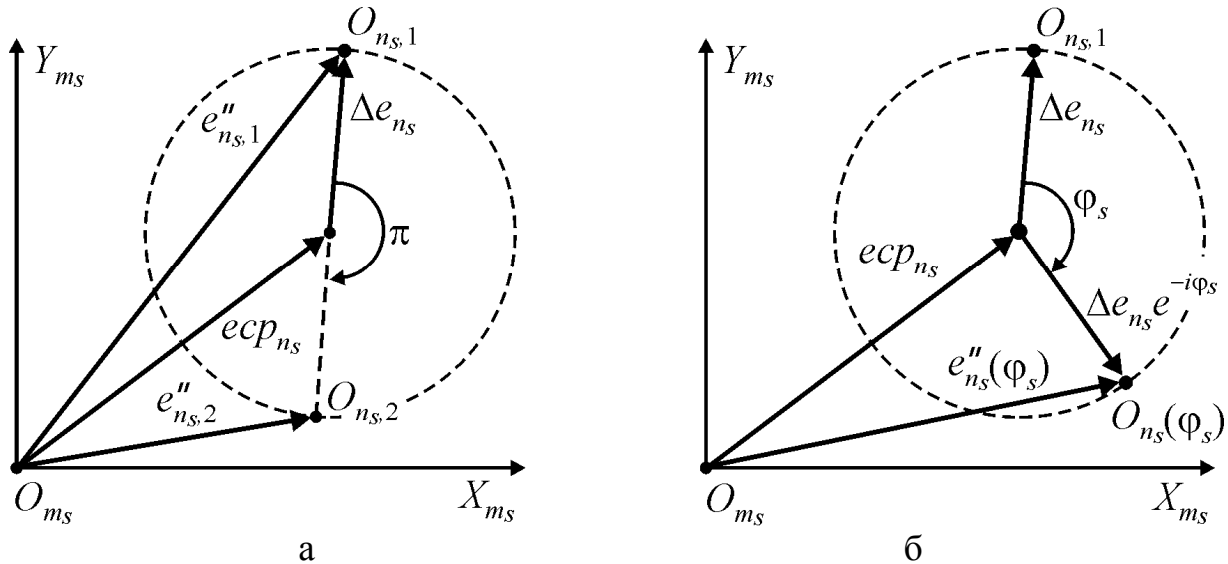


Рис. 4.2.6. Определение характеристик пары s

$$e''_{n_s}(\varphi_s) = ecp_{n_s} + \Delta e_{n_s} e^{-i\varphi_s}, \quad (4.2.9)$$

где характеристики эксцентриситета пары вычисляются по формулам

$$ecp_{n_s} = \frac{e''_{n_s,1} + e''_{n_s,2}}{2}, \quad \Delta e_{n_s} = \frac{e''_{n_s,1} - e''_{n_s,2}}{2}. \quad (4.2.10)$$

Закон изменения перекоса звена n_s относительно звена m_s в паре s определяется по формулам

$$\delta_{n_s}(\varphi_s) = \delta cp_{n_s} + \Delta \delta_{n_s} e^{-i\varphi_s}, \quad (4.2.11)$$

где характеристики перекоса пары s вычисляются по формулам

$$\delta cp_{n_s} = \frac{\delta''_{n_s,1} + \delta''_{n_s,2}}{2}, \quad \Delta \delta_{n_s} = \frac{\delta''_{n_s,1} - \delta''_{n_s,2}}{2}. \quad (4.2.12)$$

Законы изменения эксцентриситета (4.2.9) и перекоса (4.2.11) являются характеристикой пары s , образуемой при соединении звеньев n_s и m_s .

По найденным характеристикам пар можно осуществлять виртуальную сборку ротора и проводить оптимизацию.

Ниже приводится возможный алгоритм расчета характеристик пар по результатам двух пробных сборок ротора, имеющего линейную структуру.

1. Блок ввода расчетных данных:

- 1) N – количество звеньев;
- 2) $n_k, / k = \overline{1, N-1} /$ - количество различных положений, в которых можно соединить звено $(k+1)$ со звеном k в паре k ;
- 3) $l_k, / k = \overline{1, N-1} /$ - расстояние между плоскостями измерения радиальных биений звена k и звена $(k+1)$ в паре k ;
- 4) $\Delta 3_{k,j}, \Delta 4_{k,j}, \delta 3_{k,j}, \delta 4_{k,j}, / k = \overline{1, N}; j = 0, 1, 2 /$ - координаты (биения) звена k на балансировочной оправке - $j = 0$, в роторном пакете после первой пробной сборки - $j = 1$, в роторном пакете после второй пробной сборки - $j = 2$ (по условию идеальной установки звена 1 на сборочный стапель $\Delta 3_{1,j} = \Delta 4_{1,j} = \delta 3_{1,j} = \delta 4_{1,j} = 0, / j = 0, 1, 2 /$);
- 5) $r_k, / k = \overline{2, N} /$ - радиус, на котором измеряется торцевое биение звена k ;

2. Блок расчета характеристик пар.

- 1)
$$e_{k,j} = -\frac{1}{2}[\Delta 3_{k,j} - \Delta 3_{k,0} + i(\Delta 4_{k,j} - \Delta 4_{k,0})],$$

$$\delta_{k,j} = -(\delta 3_{k,j} - \delta 3_{k,0}) - i(\delta 4_{k,j} - \delta 4_{k,0}), / k = \overline{2, N}; j = 1, 2 /$$

эксцентриситет и перекося звена k в роторном пакете относительно его собственной системы координат после первой ($j = 1$) и второй ($j = 2$) пробныхборок;
- 2)
$$e''_{k,j} = e_{k,j}(-1)^{j-1} - e_{k-1,j} + \frac{l_{k-1}}{2r_{k-1}}\delta_{k-1,j}, \quad \delta''_{k,j} = \delta_{k,j}(-1)^{j-1} - \frac{r_k}{r_{k-1}}\delta_{k-1,j},$$

$/ k = \overline{2, N}; j = 1, 2 /$ - эксцентриситет и перекося звена k относительно звена $(k-1)$ в системе координат звена $(k-1)$; после первой ($j = 1$) и второй ($j = 2$) пробныхборок;
- 3)
$$ecp_k = \frac{e''_{k,1} + e''_{k,2}}{2}, \quad \Delta e_k = \frac{e''_{k,1} - e''_{k,2}}{2}, \quad \delta c p_k = \frac{\delta''_{k,1} + \delta''_{k,2}}{2}, \quad \Delta \delta_k = \frac{\delta''_{k,1} - \delta''_{k,2}}{2}.$$

характеристики пары $(k-1), / k = \overline{2, N} /$.

3. Блок вывода результатов расчета.

- 1) $ecp_k, \Delta e_k, \delta c p_k, \Delta \delta_k, / k = \overline{2, N} /$ - характеристики пар.

Заметим, что алгоритм применим для двух типовых технологических процессов определения характеристик пар, использующих пробные сборки ротора. Объясняется это тем, что в алгоритме расчета характеристик пар используются биения звеньев ротора в роторном пакете. Типовые технологические процессы направлены на получение этих биений двумя разными способами.

4.3. Анализ характеристик пар и отбраковка пар

Анализ формул (4.1.6), (4.1.7) показывает, что:

- в случае одной торцевой и одной боковой посадочных поверхностей существует взаимнооднозначное соответствие между параметрами пары и неточностями базирования посадочных поверхностей;
- параметры пары Δe_{k+1} , $\Delta \delta_{k+1}$, входящие в переменные составляющие характеристики пары порождаются эксцентриситетом и перекосом нижних посадочных поверхностей звена $(k+1)$;
- параметры пары $e_{cp_{k+1}}$, $\delta_{cp_{k+1}}$, входящие в постоянные составляющие характеристики пары порождаются эксцентриситетом и перекосом верхних посадочных поверхностей звена k ;
- параметры пары $\delta_{cp_{k+1}}$, $\Delta \delta_{k+1}$, определяющие перекося контрольной поверхности звена $(k+1)$ порождаются перекосами посадочных поверхностей звеньев;
- параметры пары $e_{cp_{k+1}}$, Δe_{k+1} , определяющие эксцентриситет контрольной поверхности звена $(k+1)$ порождаются как эксцентриситетами, так и перекосами посадочных поверхностей звеньев.

На практике может возникнуть случай, когда ротор невозможно собрать с приемлемым качеством ни при каких взаимных углах поворота звеньев. В этом случае некоторые пары в роторном пакете – бракованные и возникает задача по исправлению соответствующих посадочных поверхностей (метод попарной пригонки [14, 30]).

При одной торцевой и одной боковой посадочных поверхностях по характеристикам пар можно разработать исчерпывающие рекомендации по исправлению базирования посадочных поверхностей. При нескольких боковых и нескольких торцевых посадочных поверхностях по формулам (4.3.8) можно получить некоторые суммарные характеристики неточности базирования посадочных поверхностей звеньев. Для разработки рекомендаций по устранению этих неточностей, необходимо произвести дополнительные замеры биений каждой посадочной поверхности при расположении звена на балансировочной оправке. В соответствии с результатами настоящей главы для выработки рекомендаций также необходимо иметь данные о жесткостях стыков.

Заметим, что бракованные пары существуют тогда и только тогда, когда ротор невозможно собрать (виртуально или практически) ни при каких взаимных углах поворота его звеньев. Получим некоторые достаточные условия бракованности пар. Обозначим через $\min e_{k+1}$, $\min \delta_{k+1}$, соответственно, модули наименьшего относительного эксцентри-

ситета и перекоса звена $(k+1)$ относительно звена k . Тогда из формул (4.1.4) находим

$$\begin{aligned} \min e_{k+1} &= \min_{\varphi_k} |e_{k+1}(\varphi_k)| = \left| e_{cp_{k+1}} - |\Delta e_{k+1}| \right|, \\ \min \delta_{k+1} &= \min_{\varphi_k} |\delta_{k+1}(\varphi_k)| = \left| \delta_{cp_{k+1}} - |\Delta \delta_{k+1}| \right|. \end{aligned} \quad (4.3.1)$$

Достаточным условием бракованности пары из-за большого перекоса в паре будет условие

$$\min \delta_{k+1} > \delta \max_k + \delta \max_{k+1}, \quad (4.3.2)$$

где $\delta \max_k$ - ограничение на модуль торцевых биений контрольной поверхности звена k .

В соответствии с условием (4.3.2) невозможно уменьшить абсолютный перекося звена $(k+1)$ в роторном пакете до $\delta \max_{k+1}$ путем поворота звена $(k+1)$ относительно звена k и установкой звена k с перекосом, в том числе и максимальным ($\delta \max_k$) с целью компенсировать неточности изготовления звена $(k+1)$.

Достаточным условием бракованности пары из-за большого эксцентриситета в паре будет условие

$$\min e_{k+1} > e \max_k + e \max_{k+1} + \frac{l_k}{2r_k} \delta \max_k. \quad (4.3.3)$$

где: $e \max_k, \delta \max_k$ - ограничения на модули радиальных и торцевых биений контрольных поверхностей звена k ; l_k - расстояния между контрольными поверхностями звеньев k и $(k+1)$.

В соответствии с условием (4.3.3) невозможно уменьшить абсолютный эксцентриситет звена $(k+1)$ в роторном пакете до $e \max_{k+1}$ поворотом звена $(k+1)$ относительно звена k , установкой звена k с перекосом и эксцентриситетом, в том числе и максимальными ($e \max_k, \delta \max_k$) с целью компенсировать неточности изготовления звена $(k+1)$.

Формулы (4.1.6) выражают параметры пары через неточности базирования посадочных поверхностей звеньев. Это можно использовать для выработки требований к точности изготовления (базирования) посадочных поверхностей. Например, для сборки ротора из любого комплекта его деталей, но при некоторых оптимальных углах разворота звеньев необходимо, но не достаточно, чтобы неточности базирования посадочных поверхностей были ограничены предельно допустимыми эксцентриситетами и перекосами контрольных поверхностей ротора следующим образом:

$$\begin{aligned}
 \left| \frac{r_{k+1}}{r_{k+1}^{(H)}} \delta_k^{(\varepsilon)} \right| &\leq \delta \max_{k+1}, & \left| \frac{r_{k+1}}{r_{k+1}^{(H)}} \delta_{k+1}^{(H)} \right| &\leq \delta \max_{k+1}, \\
 \left| \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_k^{(\varepsilon)} \right| &\leq e \max_{k+1}, & \left| \frac{H_{k+1}}{2r_{k+1}^{(H)}} \delta_{k+1}^{(H)} \right| &\leq e \max_{k+1}, \\
 \left| e_k^{(\varepsilon)} \right| &\leq e \max_{k+1}, & \left| e_{k+1}^{(H)} \right| &\leq e \max_{k+1}.
 \end{aligned}
 \tag{4.3.4}$$

Эти ограничения можно получить из формул (2.3.1), (4.1.4), (4.1.6), последовательно полагая эксцентриситет или перекос только одной посадочной поверхности ненулевым, а все остальные эксцентриситеты и перекосы – нулевыми. Невыполнение ограничений (4.3.4) требует виртуальной подборки некоторого комплекта деталей, в котором (бóльшие) неточности базирования посадочных поверхностей любых двух звеньев в некотором положении будут друг друга компенсировать.

Выводы главы 4

1. В случае беззазорного соединения звена ($k+1$) со звеном k ротора барабанно-дискового типа по одной боковой и одной торцевой посадочной поверхности с условной возможностью вращения одного звена относительно другого:

- характеристики образуемой кинематической однозначно выражаются через неточности базирования посадочных поверхностей звеньев и наоборот - неточности базирования посадочных поверхностей звеньев однозначно выражаются через характеристики пары;
- неточности базирования нижних посадочных поверхностей звена ($k+1$) порождают параметры пары $\Delta e_{k+1}, \Delta \delta_{k+1}$, входящие в переменные составляющие характеристики пары, а неточности базирования верхних посадочных поверхностей звена k порождают параметры пары $e_{cp_{k+1}}, \delta_{cp_{k+1}}$, входящие в постоянные составляющие характеристики пары.

2. Характеристики пар можно определять двумя методами:

- 1) по биениям посадочных поверхностей звеньев и по жесткостям стыков;
- 2) методом двух пробных сборок ротора или методом двух пробных соединений звеньев.

Второй метод более точный, так как характеристики пар измеряются непосредственно, а не рассчитываются. Для реализации второго метода не нужно дополнительное оборудование – центрирующие, прижимные и переходные контрольные приспособления для каждого звена.

3. По характеристикам пар, найденным каким либо методом, можно виртуально собирать ротор, отбраковать пары или выработать рекомендации по подгонке посадочных поверхностей. При этом:

- анализ характеристик пар для отбраковки пар или выработки рекомендаций по исправлению (подгонке) посадочных поверхностей звеньев пары, актуален тогда и только тогда, когда ротор невозможно собрать виртуально ни при каких взаимных углах поворота его звеньев;
- обеспечение точности базирования посадочных поверхностей звеньев, удовлетворяющих условиям (4.3.4) является необходимым, но не достаточным условием возможности качественной сборки ротора из любого комплекта деталей, но при некоторых оптимальных взаимных углах поворота звеньев;
- невыполнение ограничений (4.3.4) приводит к необходимости подбора такого комплекта деталей ротора из множества доступных деталей, который обеспечивает качественную сборку ротора при некоторых взаимных углах разворота деталей, причем такая задача может не иметь решения;
- в частном случае ротор невозможно собрать из-за большого перекоса в паре – условие (4.3.2), или из-за большого эксцентриситета в паре – условие (4.3.3).

ГЛАВА 5.

СПОСОБЫ ОПТИМАЛЬНОЙ СБОРКИ РОТОРОВ БАРАБАННО-ДИСКОВОГО ТИПА

Излагаются способы оптимальной сборки роторов барабанно-дискового типа – типовые технологические процессы и обеспечивающие алгоритмы. Рассмотрены и дополнены известные способы последовательной и полной оптимизации положений дисков в роторном пакете.

Разработаны алгоритмы виртуальной сборки роторов барабанно-дискового типа, основанные на двух пробных сборках ротора и типовые технологические процессы сборки указанных роторов, применяющие эти алгоритмы.

5.1. Способ последовательной оптимизации положений дисков

5.1.1. Типовой техпроцесс

На сегодняшний день для сборки роторов барабанно-дискового типа наибольшее распространение в промышленности получил способ последовательной оптимизации положения дисков в роторном пакете [14,17,18]. Он осуществляется при сборке ротора на поворотном столе (сборочном стапеле) и основан на компенсации накопленной относительно оси вращения стола погрешности положения сборочной базы установленной части пакета деталей путем установки в расчетное угловое положение следующего по порядку сборки диска, проставки, вала. При этом установочная база ротора (база первого звена, например, шейка цапфы) должна быть совмещена с осью вращения сборочного устройства.

Порядок и содержание операций последовательной оптимизации положения дисков при сборке ротора рассмотрим на примере ОСТ 1.41185-72 "Ротор компрессора с дисками, имеющими торцевые зубья. Типовой технологический процесс сборки ротора" [17]. Подобный технологический процесс применяется также и в тех случаях, когда диски ротора не содержат торцевых зубьев, о чем будет дополнительно сказано ниже.

Ротор собирается вертикально в направлении снизу вверх, последовательной установкой дисков в роторный пакет в определенное расчетное положение.

У средних дисков роторного пакета выделяют три сечения (рис. 5.1.1). Нижнее – определяется делительной поверхностью, по которой этот диск соединяется с соседним нижним диском роторного пакета. Среднее сечение определяет положение контрольной поверхности, по которой определяется радиальное биение диска в роторном пакете (в идеальном случае в этом сечении должен находиться центр масс диска). Верхнее – определяется делительной поверхностью, по которой этот диск соединяется с соседним верхним диском. Расстояние H_k между нижним и средним сечениями диска k является его геометрической характеристикой, используемой в расчетах. У первого диска внизу вал для подшипников опор, и из трех сечений выделяется только верхнее – для установки второго диска. У последнего – два указанных сечения – нижнее и среднее. Вверху диска – вал для подшипников опор и на нем в месте установки подшипников находится контрольная поверхность.

5.1. Способ последовательной оптимизации положений дисков

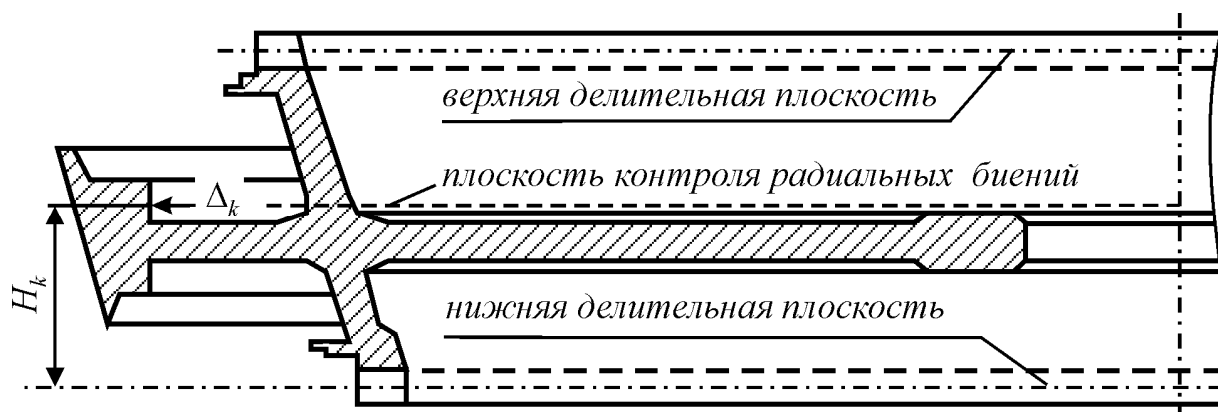


Рис. 5.1.1. Характерные сечения и размер k -го среднего диска

На рис. 5.1.2 изображена блок-схема рассматриваемого техпроцесса. Техпроцесс состоит из следующих операций.

1. Определение места максимального радиального биения контрольной поверхности диска.

2. Установка первого диска на поворотный сборочный стапель.

3. Установка в собираемый ротор второго и последующих дисков.

Для выполнения операции 1 выполняются следующие переходы.

1.1. На контрольное поворотное устройство 1 (рис. 5.1.3, а) устанавливается диск 2 (второй и следующие диски роторного пакета), центрируясь по нижнему посадочному месту.

1.2. Определяется точка максимального радиального биения контрольной поверхности диска (наиболее удаленная от оси вращения) и в соответствующем месте контрольной поверхности наносится метка a_k (рис. 5.1.3, б). Заметим, что величина биения не определяется.

Переходы 1.1, 1.2 повторяются для всех следующих дисков. В результате для каждого диска k , $k \geq 2$ определяется точка a_k максимального радиального биения контрольной поверхности этого диска.

Для выполнения операции 2 выполняется один переход 2.1.: в сборочный стапель 1 устанавливается первый диск 2 (рис. 5.1.4). При этом обеспечивается соосность оси вращения стапеля и поверхности A вала, предназначенной для посадки подшипников опоры ротора.

Для выполнения операции 3 выполняются следующие переходы.

3.1. В сборочном стапеле 1 (рис. 5.1.5) на торцевые зубья верхнего диска 2 устанавливается переходное контрольное приспособление 3;

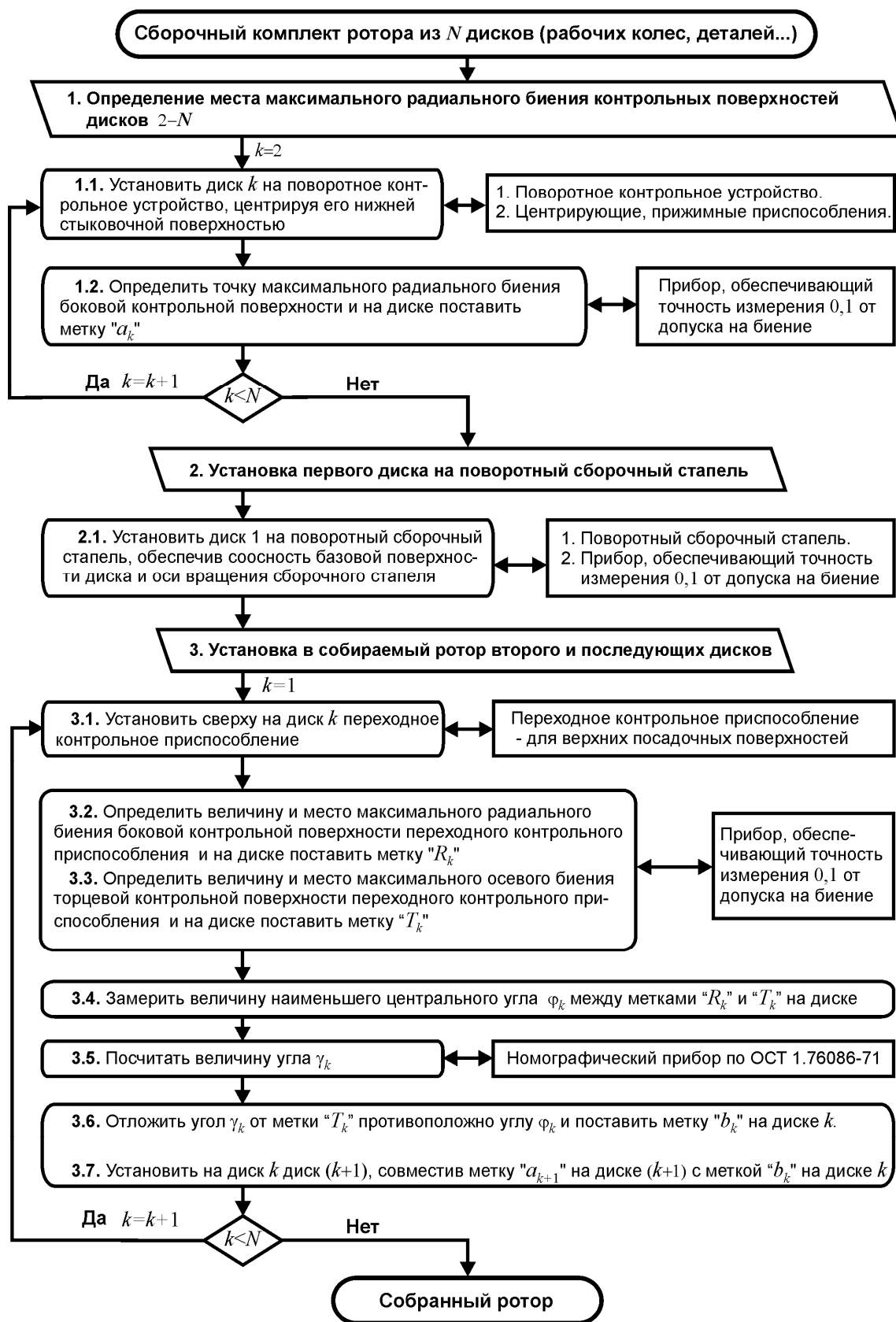


Рис. 5.1.2. Блок-схема типового техпроцесса последовательной оптимизации

5.1. Способ последовательной оптимизации положений дисков

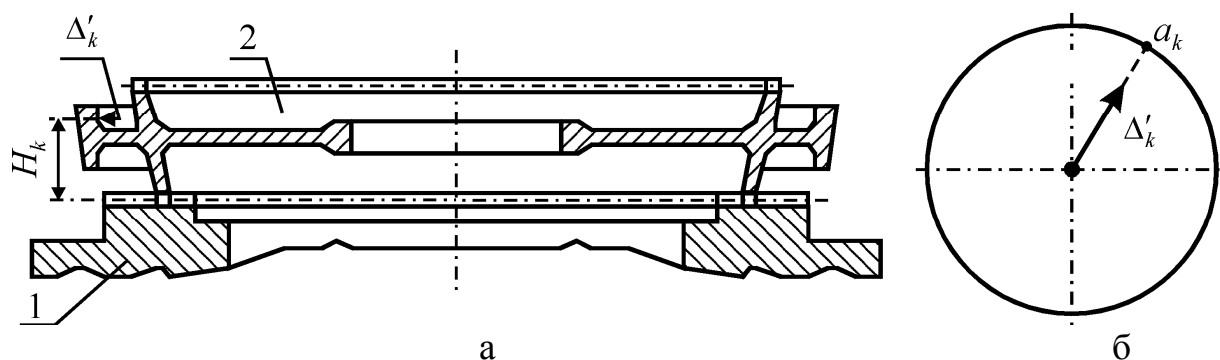


Рис. 5.1.3. Определение места максимального радиального биения контрольной поверхности k -го диска
1 - поворотное контрольное устройство, 2 - диск

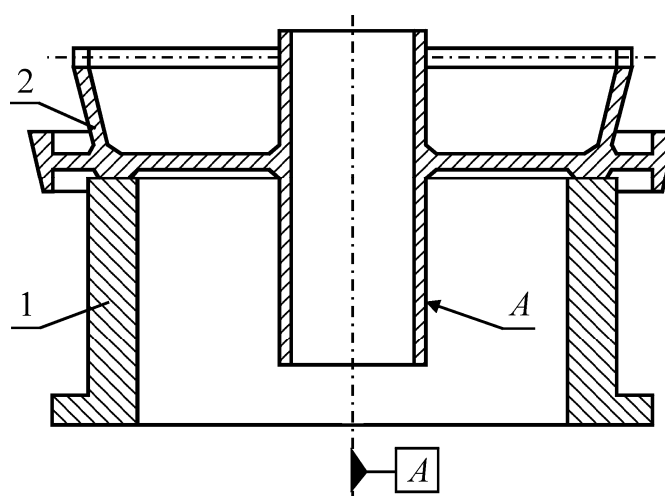


Рис. 5.1.4. Установка первого диска на сборочный стапель
1 - поворотный сборочный стапель, 2 - первый диск

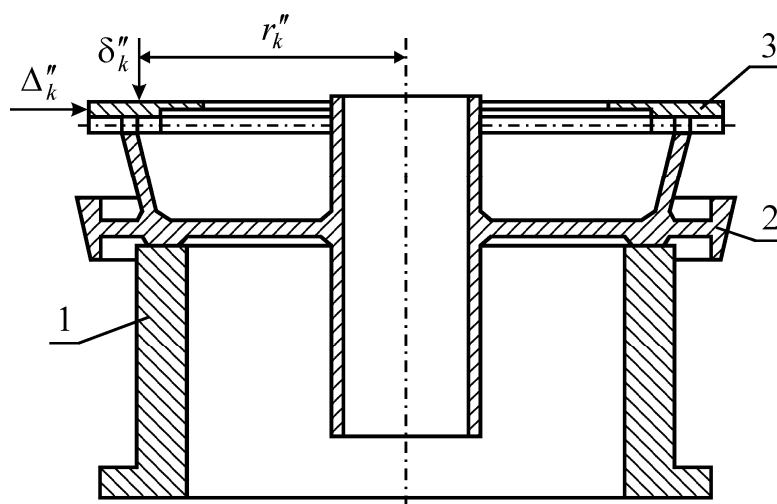


Рис. 5.1.5. Измерение биений в роторном пакете верхней посадочной поверхности верхнего диска
1 - сборочный стапель, 2 - диск 1 (или k), 3 - переходное контрольное приспособление

3.2. Вращением сборочного стапеля, по показанию индикатора перемещений, определяется величина Δ_k'' и место – точка R_k максимального радиального биения верхней посадочной поверхности диска (рис. 5.1.6, а).

3.3. Аналогично определяется величина δ_k'' и место – точка T_k максимального торцевого биения верхней посадочной поверхности диска (рис. 5.1.6, а). Последнее измеряется на радиусе r_k'' , величина которого используется в вычислениях.

3.4. Замеряется величина φ_k наименьшего центрального угла между метками R_k , T_k , причем точность определения $\pm 360^\circ / 2z_k$, где z_k - число зубьев на верхней посадочной поверхности диска.

3.5. При помощи номографического прибора по ОСТ 1.76086-71 [18] рассчитывается величина угла γ_k . Исходными для ее определения являются: Δ_k'' , δ_k'' , φ_k , r_k'' , H_{k+1} (геометрическая характеристика устанавливаемого $(k+1)$ -го диска).

3.6. Откладывается угол γ_k от точки T_k в направлении, противоположном отсчету угла φ_k от той же точки, как начала отсчета. На средней контрольной поверхности диска ставится метка – точка b_k .

3.7. На диск 2 (рис. 5.1.5) устанавливается следующий диск с совмещением по вертикали его метки a_{k+1} с меткой b_k диска 2.

Переходы 3.1-3.7 повторяются для следующих дисков.

5.1.2. Алгоритмы расчетов

Номографический прибор [18] может быть заменен ЭВМ. Его работа основана на следующем (рис. 5.1.6). Из-за неточной установки верхнего стыка диска k смещается продольная линия ротора, образованная последующими дисками. Точка, расположенная на расстоянии H_{k+1} от рассматриваемого стыка переместится на суммарный вектор $\Delta K_{k+1} / 2$, который есть векторной суммой двух составляющих: $\Delta_k'' / 2$ – от установки стыка с эксцентриситетом; $H_{k+1} \delta_k'' / 2r_k''$ – от перекоса стыка (на рис. 5.1.6, а для удобства показаны удвоенные перемещения). Для компенсации этого смещения нужно установить $(k+1)$ -й диск так, чтобы вектор эксцентриситета его контрольной поверхности был противоположно направлен смещению от неточной установки k -го диска. С рис. 5.1.6, по теореме косинусов находим.

$$\Delta K_{k+1} = \sqrt{(\Delta_k'')^2 + \left(\frac{H_{k+1}}{r_k''} \delta_k''\right)^2} + 2\Delta_k'' \frac{H_{k+1}}{r_k''} \delta_k'' \cos(180^\circ - \varphi_k),$$

5.1. Способ последовательной оптимизации положений дисков

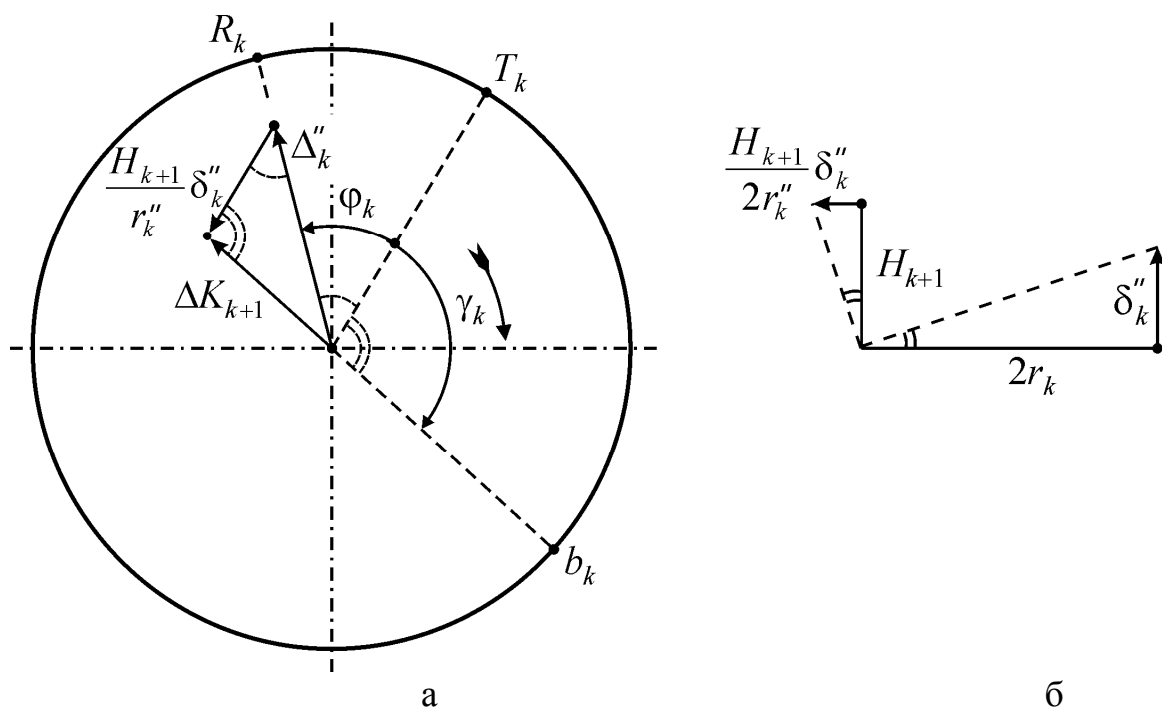


Рис. 5.1.6. Разметка диска k по результатам замера биений

По теореме синусов, находим

$$\sin \gamma_k / \Delta_k'' = \sin \varphi_k / \Delta K_{k+1}.$$

Из этих формул после преобразований получаем

$$\Delta K_{k+1} = \sqrt{(\Delta_k'')^2 + \left(\frac{H_{k+1}}{r_k''} \delta_k'' \right)^2 - 2 \Delta_k'' \frac{H_{k+1}}{r_k} \delta_k'' \cos \varphi_k},$$

$$\gamma_k = \arcsin \left(\frac{\Delta_k''}{\Delta K_{k+1}} \sin \varphi_k \right). \quad (5.1.1)$$

Подобный технологический процесс применяется и в случаях, когда диски ротора не содержат торцевых зубьев [14]. При этом учитываются следующие особенности:

- измерение радиального и торцевого биений сборочных баз в процессе сборки ротора может производиться непосредственно по посадочным (базовым) поверхностям соответственно по цилиндру и торцу, если нет каких либо ограничений, накладываемых конструкцией дисков, вызывающих необходимость применения переходных контрольных приспособлений;
- погрешность измерения угла между векторами радиального и торцевого биений сборочной базы части пакета дисков, установленных на сборочном поворотном стапеле, относительно оси вращения не более 5° [17];

- установка в роторный пакет очередного диска, ограниченного по углу установки дискретными положениями, например, шагом стяжных болтов, производится в положении, которое ближе к расчетному.

В процессе сборки ротора по рассмотренной технологии проверяются допуски на биения дисков. Если биения очередного установленного диска превышают предельно допустимые значения, то достигнутое положение диска улучшается до допустимого перетяжкой стяжных болтов.

Если биения диска нельзя уменьшить до допустимых значений, то:

- 1) диск заменяется другим (метод частичной замены деталей);
- 2) при неэффективности или невозможности п.1 диски пригоняются друг к другу (метод пригонки).

Наиболее ответственной деталью является последний диск, несущий вал. Это так называемое компенсирующее звено. Ошибки, накопленные при последовательном соединении дисков, могут быть компенсированы соответствующей пригонкой компенсирующего звена. По сути, это метод пригонки.

Очевидно, что замена или пригонка деталей порождают дополнительные переходы в описанном технологическом процессе и требуют значительных затрат времени и труда.

Анализ описанного технологического процесса показывает, что он строится на следующих предположениях:

- торцевые соединяемые поверхности дисков идеально плоские, а боковые – цилиндрические;
- боковые контрольные поверхности дисков идеально круглые;
- при соединении двух дисков, если рассматривать возможность поворота одного диска относительно другого как степень свободы, образуется кинематическая пара V-го класса, типа цилиндрический шарнир (в ней один диск может поворачиваться относительно мнимой оси, жестко связанной с другим диском).

Возникают трудности при реализации описанного технологического процесса на практике в случаях, когда:

- точность изготовления посадочных и контрольных поверхностей сопоставима с допусками на биения этих поверхностей;
- диски соединяются между собой по двум и более посадочным поверхностям;
- в свободном состоянии деформации дисков от сил тяжести, разности температур и других факторов сопоставимы или даже превышают допуски на биения контрольных поверхностей ротора;
- ротор приобретает жесткость только после сборки.

Рассмотренный метод имеет следующие недостатки:

5.2. Расчетный способ оптимизации положений дисков

- невозможно предсказать результаты сборки, ротор собирается последовательно диск за диском, и только в процессе сборки выявляются диски, установка которых с требуемыми ограничениями на биения в роторный пакет невозможна;
- оптимизация с запасом положений первых дисков может сделать невозможным установку следующего диска, или компенсирующего звена, хотя сборка ротора с иным разворотом дисков может быть возможна.

5.2. Расчетный способ оптимизации положений дисков

5.2.1. Типовой техпроцесс

Расчетный способ оптимизации углового положения деталей ротора основан на моделировании сборки ротора на ЭВМ – так называемой виртуальной сборке [25-29,31,33-48]. Для ее осуществления необходимы замеры большего количества геометрических характеристик дисков, и биений, чем в методе последовательной оптимизации. Рассмотрим предварительно замеряемые величины и геометрические характеристики дисков, используемые в расчетах [14].

Следует отметить, что на сегодняшний день не разработан типовой технологический процесс сборки ротора методом полной оптимизации. Однако изложенный материал позволяет представить его в виде блок-схемы, изображенной на рис. 5.2.1.

Операция 1 техпроцесса направлена на определение биений контрольных и верхних посадочных поверхностей дисков относительно нижних посадочных поверхностей.

На рис. 5.2.2 изображена схема измерений взаимных биений сборочных баз и биений контрольных поверхностей диска k на контрольном поворотном устройстве. Диск центрируется по нижним посадочным поверхностям. При необходимости биения верхних посадочных поверхностей определяются опосредовано – через переходное контрольное приспособление.

В результате измерений, для каждого диска определяются: радиальное биение контрольной поверхности – модуль Δ'_k и угол α'_k (рис. 5.2.3, а); радиальное биение верхней посадочной поверхности – модуль Δ''_k и угол α''_k (рис. 5.2.3, б); торцевое биение верхней посадочной поверхности на радиусе $r_k^{(6)}$ – модуль δ''_k и угол β''_k (рис. 5.2.3, б).

Существенно, что функционал качества имеет вид (2.3.2), то есть в нем учитываются только эксцентриситеты дисков. Именно поэтому при измерениях биений не определяется перекос контрольных поверхностей дисков.

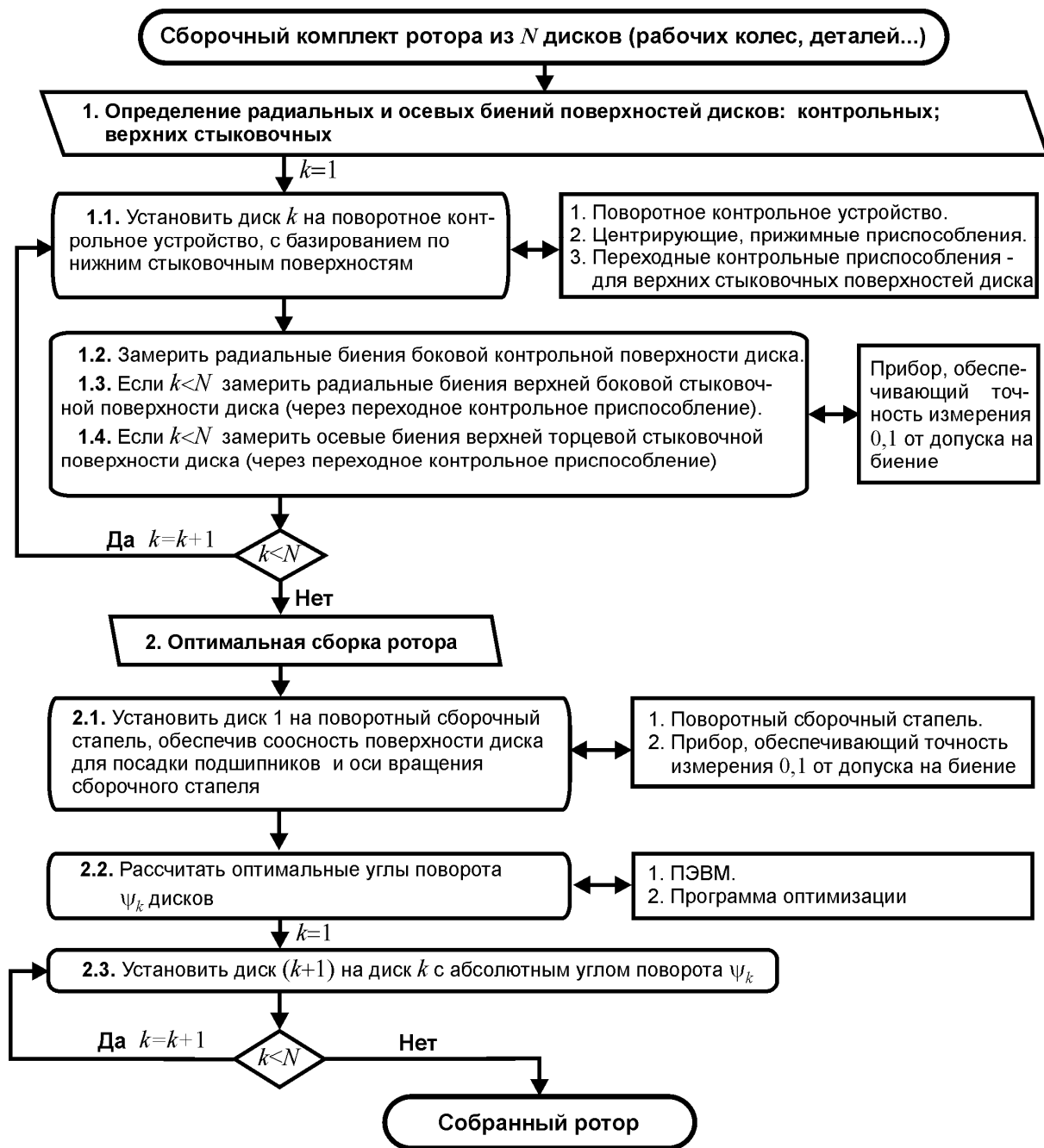


Рис. 5.2.1. Блок-схема типового техпроцесса сборки ротора методом полной оптимизации

Заметим, что для первого диска замеряются биения только верхних посадочных поверхностей. Для последнего диска замеряются только биения посадочного места под подшипники.

5.2. Расчетный способ оптимизации положений дисков

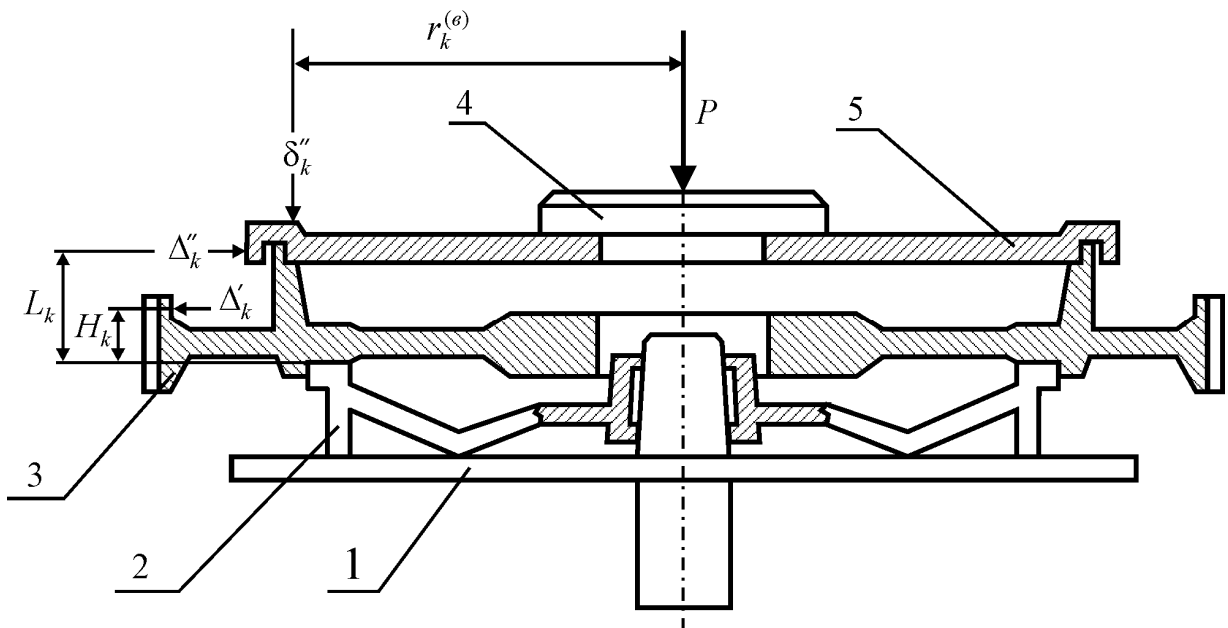


Рис. 5.2.2. Схема измерений биений поверхностей диска k относительно нижних посадочных поверхностей

- 1 – контрольное поворотное устройство;
 2 – центрирующее приспособление; 3 – диск k ;
 4 – прижимное, 5 – переходное контрольные приспособления

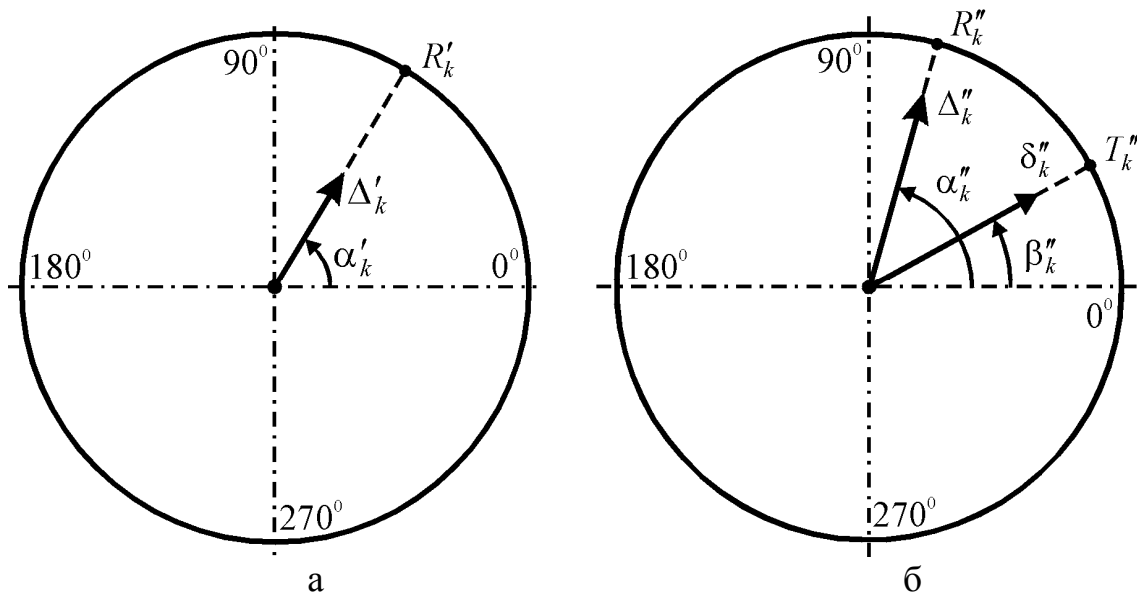


Рис. 5.2.3. Биения поверхностей диска k относительно нижних посадочных поверхностей:

- а – боковой контрольной поверхности; б – верхней боковой и торцевой посадочных поверхностей

Операцией 2 направлена на оптимальную сборку ротора. Переходом 2.1 на поворотный сборочный стапель устанавливается первый диск, совмещенный с валом. Переходом 2.2 рассчитываются оптимальные абсолютные углы поворотов звеньев ротора. Последние – рассчитываются по алгоритму полной оптимизации с учетом данных, полученных операцией 1. Переходом 2.3 на ротор устанавливаются диски с оптимальными углами разворота.

5.2.2. Алгоритмы расчетов

1. Алгоритм разовой виртуальной сборки ротора. Для проведения расчетов используются комплексные числа [14]. С их применением векторы биений подаются в следующем виде

$$\Delta'_k = |\Delta'_k| e^{i\alpha'_k}, \quad \Delta''_k = |\Delta''_k| e^{i\alpha''_k}, \quad \delta''_k = |\delta''_k| e^{i\beta''_k}. \quad (5.2.1)$$

Этих характеристик, вместе с геометрическими характеристиками достаточно для моделирования процесса сборки ротора на ЭВМ. Рассмотрим этот процесс.

1. Пусть первый диск установлен в сборочный стапель. По условиям технологического процесса он устанавливается идеально, то есть его ГЦОИ совмещается с осью вращения стапеля. Поэтому для диска 1:

$$\Delta_1^{(\varepsilon)} = \Delta_1'', \quad \delta_1^{(\varepsilon)} = \delta_1'', \quad e_1 = 0, \quad (5.2.2)$$

где: $\Delta_1^{(\varepsilon)}, \delta_1^{(\varepsilon)}$ - векторы торцевого и радиального биений верхней посадочной поверхности 1-го диска, e_1 - его эксцентриситет (после виртуальной установки диска в роторный пакет).

2. Установка диска 2 на диск 1 с разворотом на угол ψ_1 .

2.1. У диска 2 боковая контрольная поверхность и верхние посадочные поверхности имеют биения относительно нижних посадочных поверхностей $\Delta'_2, \Delta''_2, \delta''_2$. Поскольку диск 2 повернут относительно диска 1 по ходу стрелки часов на угол ψ_1 , то относительно диска 1 эти биения будут, соответственно, составлять

$$\Delta'_2 e^{-i\psi_1}, \quad \Delta''_2 e^{-i\psi_1}, \quad \delta''_2 e^{-i\psi_1}. \quad (5.2.3)$$

2.2. У диска 1 биения его верхних посадочных поверхностей уже определены в системе координат диска 1 и составляют $\Delta_1^{(\varepsilon)}, \delta_1^{(\varepsilon)}$. Эти биения дают, соответственно, такие биения радиальной контрольной поверхности диска 2 и его верхних боковой и торцевой посадочных поверхностей:

$$\Delta_1^{(\varepsilon)} - \frac{H_2}{r_1^{(\varepsilon)}} \delta_1^{(\varepsilon)}, \quad \Delta_1^{(\varepsilon)} - \frac{L_2}{r_1^{(\varepsilon)}} \delta_1^{(\varepsilon)}, \quad \frac{r_2^{(\varepsilon)}}{r_1^{(\varepsilon)}} \delta_1^{(\varepsilon)}. \quad (5.2.4)$$

5.2. Расчетный способ оптимизации положений дисков

2.3. Полные биения радиальной контрольной поверхности диска 2 и его верхних боковой и торцевой посадочных поверхностей, соответственно, равны

$$\Delta_2 = \Delta_1^{(\varepsilon)} - \frac{H_2}{r_1^{(\varepsilon)}} \delta_1^{(\varepsilon)} + \Delta_2' e^{-i\psi_1}, \quad \Delta_2^{(\varepsilon)} = \Delta_1^{(\varepsilon)} - \frac{L_2}{r_1^{(\varepsilon)}} \delta_1^{(\varepsilon)} + \Delta_2'' e^{-i\psi_1},$$

$$\delta_2^{(\varepsilon)} = \frac{r_2^{(\varepsilon)}}{r_1^{(\varepsilon)}} \delta_1^* + \delta_2'' e^{-i\psi_1}. \quad (5.2.5)$$

Эксцентриситет боковой контрольной поверхности диска 2

$$e_2 = \frac{\Delta_2}{2} = \frac{\Delta_1^{(\varepsilon)}}{2} - \frac{H_2}{2r_1^{(\varepsilon)}} \delta_1^{(\varepsilon)} + \frac{\Delta_2'}{2} e^{-i\psi_1}. \quad (5.2.6)$$

3. По п.1 и п.2 устанавливаем, что процесс виртуальной сборки ротора будут задавать такие рекуррентные соотношения:

$$\Delta_1^{(\varepsilon)} = \Delta_1'', \quad \delta_1^{(\varepsilon)} = \delta_1'', \quad e_1 = 0,$$

$$\Delta_k = \Delta_{k-1}^{(\varepsilon)} - \frac{H_k}{r_{k-1}^{(\varepsilon)}} \delta_{k-1}^{(\varepsilon)} + \Delta_k' e^{-i\psi_{k-1}}, \quad \Delta_k^{(\varepsilon)} = \Delta_{k-1}^{(\varepsilon)} - \frac{L_k}{r_{k-1}^{(\varepsilon)}} \delta_{k-1}^{(\varepsilon)} + \Delta_k'' e^{-i\psi_{k-1}},$$

$$\delta_k^{(\varepsilon)} = \frac{r_k^{(\varepsilon)}}{r_{k-1}^{(\varepsilon)}} \delta_{k-1}^{(\varepsilon)} + \delta_k'' e^{-i\psi_{k-1}},$$

$$e_k = \frac{\Delta_{k-1}^{(\varepsilon)}}{2} - \frac{H_k}{2r_{k-1}^{(\varepsilon)}} \delta_{k-1}^{(\varepsilon)} + \frac{\Delta_k'}{2} e^{-i\psi_{k-1}}, \quad / k = \overline{2, N-1}/, \quad (5.2.7)$$

где: $\Delta_k^{(\varepsilon)}$, $\delta_k^{(\varepsilon)}$ - векторы радиального и торцевого биений верхней посадочной поверхности диска k , e_k - его эксцентриситет (после виртуальной установки в роторный пакет); ψ_{k-1} - угол поворота диска k относительно диска 1; N - общее число дисков.

2. Требования к точности и качеству сборки ротора. Требования к точности сборки ротора (ограничения на эксцентриситеты и перекосы) задают неравенства (2.3.1). С использованием эксцентриситетов в равенствах (5.2.7) строится функционал качества (2.3.2), определяющий качество сборки ротора.

3. Решение задачи минимизации функционала качества. Задача оптимальной сборки ротора состоит в определении таких углов поворотов дисков в роторном пакете – $\psi_1, \psi_2, \dots, \psi_{N-1}$, при которых контролируемые биения не превышают установленных ограничений (2.3.1), и функционал качества вида (2.3.2) принимает наименьшее значение.

Общее число вариантов сборки ротора n_Σ . В связи с высокой производительностью современных ПЭВМ, задача оптимизации решается методом полного перебора всех возможных вариантов сборки ротора.

5.3. Способы сборки ротора методом двух пробныхборок ротора или двух пробных соединений звеньев

5.3.1. Типовые техпроцессы

5.3.1.1. Техпроцесс способа последовательной оптимизации

Для оптимальной сборки ротора можно использовать метод последовательной оптимизации и метод двух пробныхборок ротора, упрощенный до метода двух пробных соединений звеньев.

Блок-схема предлагаемого типового технологического процесса сборки роторов представлена на рис. 5.3.1. При такой сборке к роторному пакету последовательно присоединяются звенья с обеспечением наиболее прямой продольной оси ротора. Для этого каждое очередное звено дважды пробно устанавливается в роторный пакет. Первый раз звено устанавливается с углом поворота 0° относительно звена с которым соединяется, а второй - с поворотом на 180° . Третий раз звено устанавливается окончательно - оптимально.

Особенности предлагаемого техпроцесса: для определения оптимального угла поворота устанавливаемого звена можно использовать круговые диаграммы торцевых и радиальных биений этого звена, построенные по результатам двух пробных присоединений звена. При этом ПЭВМ не используется, а диаграммы строятся графически на бумаге.

Преимущества предлагаемого техпроцесса.

1. Техпроцесс применим для любого ротора барабанно-дискового типа, без какого либо изменения конструкции деталей ротора и без изготовления дополнительной оснастки.

2. Для реализации техпроцесса не нужно использовать ЭВМ, так как круговые диаграммы биений позволяют определять оптимальные углы поворотов звеньев.

Недостаток предлагаемого техпроцесса: поскольку применяется последовательная оптимизация, то получаемая конфигурация ротора может быть не самой оптимальной.

5.3. Способы сборки ротора методом двух пробныхборок ротора...

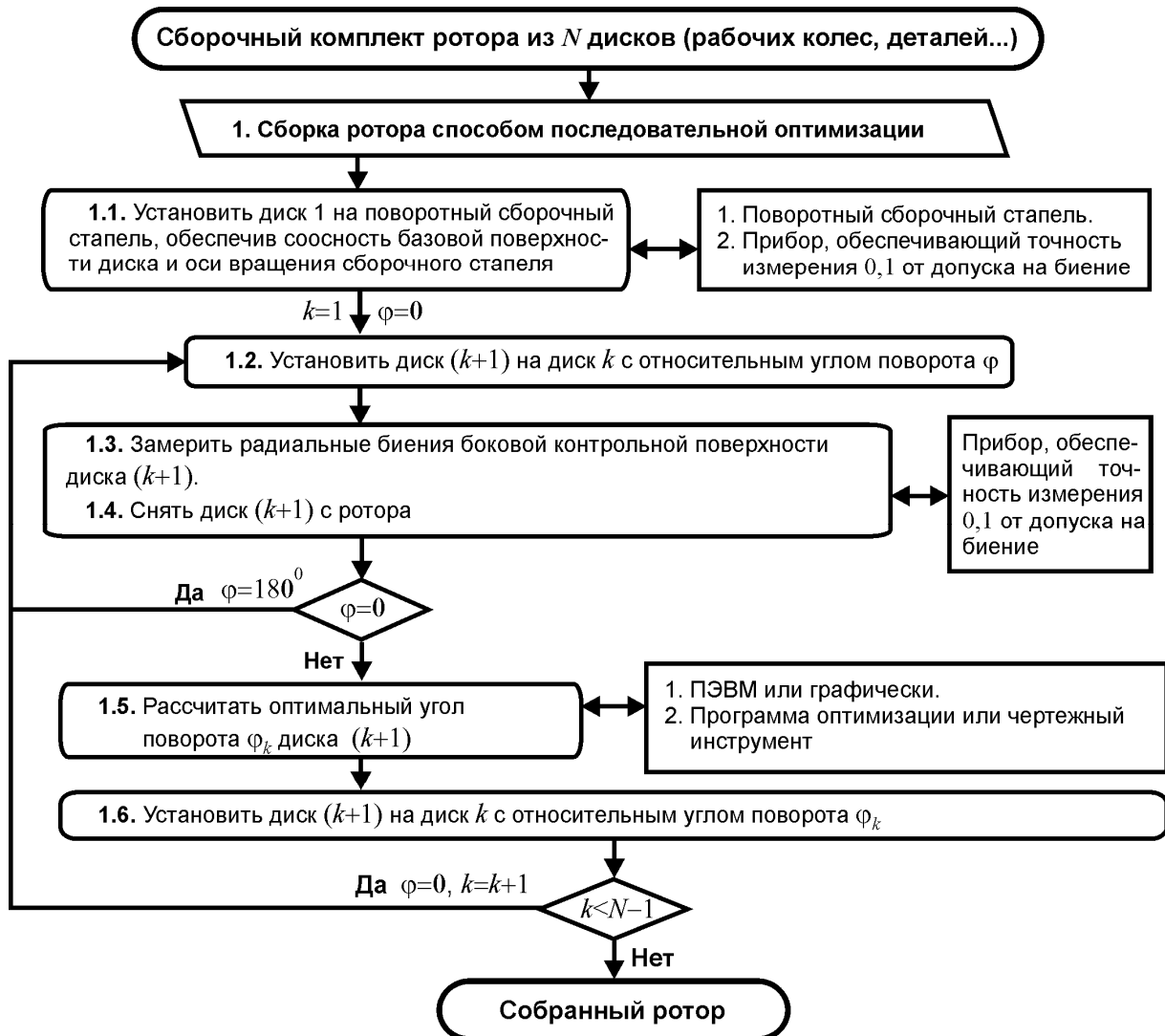


Рис. 5.3.1. Блок-схема типового техпроцесса сборки ротора методом двух пробных соединений звеньев и последовательной оптимизации

5.3.1.2. Техпроцессы способа расчетной оптимизации

В главе 2 были описаны два типовых техпроцесса определения характеристик пар по результатам двух пробныхборок ротора. В главе 2 были описаны два типовых техпроцесса окончательной сборки ротора – без и с текущим контролем и коррекцией ошибок. Комбинации этих техпроцессов дают четыре типовых техпроцесса сборки роторов, блок-схемы которых изображены на рис. 5.3.2.

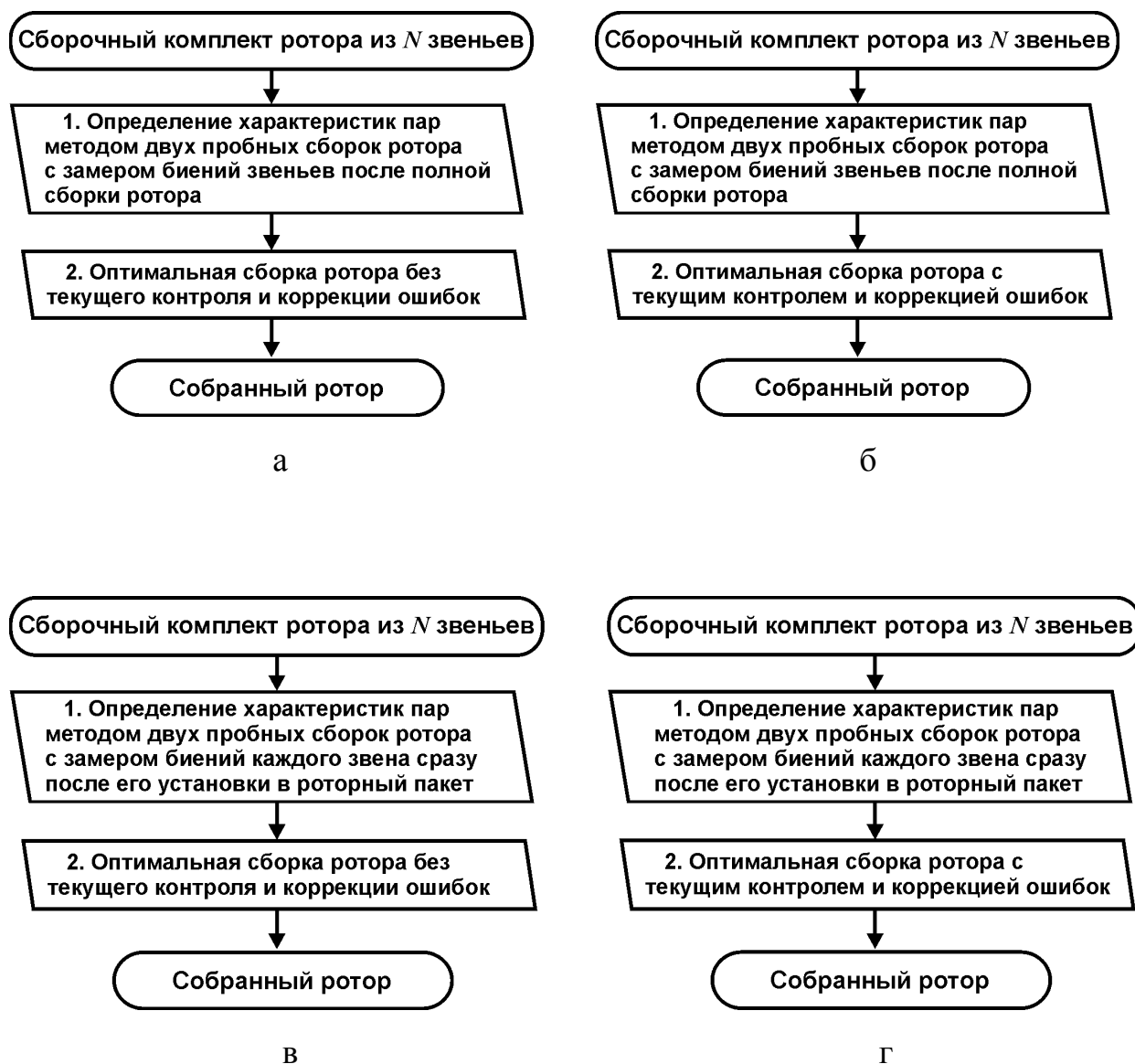


Рис. 5.3.2. Блок-схемы типовых техпроцессов оптимальной сборки ротора методом двух пробных сборок ротора

Области применения конкретного техпроцесса определяются областями применения его отдельных операций. Например, ротор с небольшим числом звеньев и контрольными поверхностями, доступными после сборки, целесообразно собирать по первому техпроцессу, изображенному на рис. 5.3.2, а. То есть характеристики пар определяются путем замера биений звеньев в дважды пробно полностью собранном роторе. Оптимально ротор собирается без текущего контроля и коррекции ошибок.

5.3. Способы сборки ротора методом двух пробных сборок ротора...

5.3.2. Алгоритмы расчетов

5.3.2.1. Рекуррентные соотношения разовой виртуальной сборки и досборки ротора

Рассмотрим процесс виртуальной сборки ротора со структурой без ветвления. В этом случае для любой пары k :

$$m_k = k, \quad n_k = k + 1, \quad /k = \overline{1, N-1}/. \quad (6.1.1)$$

1. Установка первого звена. По условиям выполнения центрирующего приспособления сборочного стапеля (п. 1) первое звено устанавливается на стапель без эксцентриситета и перекоса:

$$e_1 = 0, \quad \delta_1 = 0. \quad (6.1.2)$$

2. Установка второго звена. Второе звено устанавливается на первое с углом относительного поворота φ_1 . При этом образуется пара 1. Поскольку характеристики пар известны – формулы (4.2.9), (4.2.11), то по ним определяется законы изменения эксцентриситета и перекоса второго звена относительно абсолютной системы координат, связанной с первым звеном:

$$e_2(\varphi_1) = e_2''(\varphi_1) = ecp_2 + \Delta e_2 e^{-i\varphi_1}, \quad \delta_2(\varphi_1) = \delta_2''(\varphi_1) = \delta cp_2 + \Delta \delta_2 e^{-i\varphi_1}. \quad (6.1.3)$$

3. Установка третьего звена. Третье звено устанавливается на второе с углом относительного поворота φ_2 . При этом образуется пара 2, характеристики которой известны.

3.1. Из-за погрешности пары третье звено будет иметь относительно системы координат второго звена, следующие эксцентриситет и перекося:

$$e_3''(\varphi_2) = ecp_3 + \Delta e_3 e^{-i\varphi_2}, \quad \delta_3''(\varphi_2) = \delta cp_3 + \Delta \delta_3 e^{-i\varphi_2}. \quad (6.1.4)$$

Поскольку само второе звено повернуто относительно абсолютной системы координат на угол φ_1 по ходу стрелки часов, то в этой системе координат эксцентриситет и перекося (6.1.4) примут вид

$$\begin{aligned} \tilde{e}_3''(\varphi_1, \varphi_2) &= e_3''(\varphi_2) e^{-i\varphi_1} = ecp_3 e^{-i\varphi_1} + \Delta e_3 e^{-i(\varphi_1 + \varphi_2)}, \\ \tilde{\delta}_3''(\varphi_1, \varphi_2) &= \delta_3''(\varphi_2) e^{-i\varphi_1} = \delta cp_3 e^{-i\varphi_1} + \Delta \delta_3 e^{-i(\varphi_1 + \varphi_2)}. \end{aligned} \quad (6.1.5)$$

3.2. Поскольку второе звено установлено в роторный пакет с эксцентриситетом и перекося из (6.1.3), то это приведет к изменению эксцентриситета и перекося третьего звена на величины:

$$\tilde{e}_3(\varphi_1) = e_2(\varphi_1) - \frac{l_2}{2r_2} \delta_2(\varphi_1), \quad \tilde{\delta}_3(\varphi_1) = \frac{r_3}{r_2} \delta_2(\varphi_1). \quad (6.1.6)$$

3.3. Полный эксцентриситет и перекося третьего звена в абсолютной системе координат есть сумма найденных составляющих (6.1.5), (6.1.6):

$$e_3(\varphi_1, \varphi_2) = \tilde{e}_3''(\varphi_1, \varphi_2) + \tilde{e}_3(\varphi_1) = \text{esc}p_3 e^{-i\varphi_1} + \Delta e_3 e^{-i(\varphi_1 + \varphi_2)} + e_2(\varphi_1) - \frac{l_2}{2r_2} \delta_2(\varphi_1),$$

$$\delta_3(\varphi_1, \varphi_2) = \tilde{\delta}_3''(\varphi_1, \varphi_2) + \tilde{\delta}_3(\varphi_1) = \delta \text{c}p_3 e^{-i\varphi_1} + \Delta \delta_3 e^{-i(\varphi_1 + \varphi_2)} + \frac{r_3}{r_2} \delta_2(\varphi_1). \quad (6.1.7)$$

4. Рекуррентные соотношения полной виртуальной сборки ротора. Полученные формулы для эксцентриситетов и перекосов первых трех звеньев позволяют установить следующие рекуррентные соотношения для всех звеньев ротора:

$$e_1 = 0, \quad \delta_1 = 0,$$

$$e_2(\varphi_1) = \text{esc}p_2 + \Delta e_2 e^{-i\varphi_1}, \quad \delta_2(\varphi_1) = \delta \text{c}p_2 + \Delta \delta_2 e^{-i\varphi_1},$$

$$e_k(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-1}) =$$

$$= \text{esc}p_k e^{-i(\varphi_1 + \dots + \varphi_{k-2})} + \Delta e_k e^{-i(\varphi_1 + \dots + \varphi_{k-1})} + e_{k-1}(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-2}) - \frac{l_{k-1}}{2r_{k-1}} \delta_{k-1}(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-2}),$$

$$\delta_k(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-1}) = \delta \text{c}p_k e^{-i(\varphi_1 + \dots + \varphi_{k-2})} + \Delta \delta_k e^{-i(\varphi_1 + \dots + \varphi_{k-1})} + \frac{r_k}{r_{k-1}} \delta_{k-1}(\varphi_1, \dots, \varphi_{k-2}),$$

$$/ k = \overline{3, N} / . \quad (6.1.8)$$

По полученным соотношениям можно определить эксцентриситет и перекося любого звена в роторном пакете как функцию от углов взаимных поворотов звеньев. Эти формулы определяют полную виртуальную сборку ротора.

Из формул (6.1.8) получаем эксцентриситеты и перекосы звеньев, как функции абсолютных углов поворотов звеньев:

$$e_1 = 0, \quad \delta_1 = 0,$$

$$e_2(\psi_1) = \text{esc}p_2 + \Delta e_2 e^{-i\psi_1}, \quad \delta_2(\psi_1) = \delta \text{c}p_2 + \Delta \delta_2 e^{-i\psi_1},$$

$$e_k(\psi_1, \dots, \psi_{k-1}) =$$

$$= \text{esc}p_k e^{-i\psi_{k-2}} + \Delta e_k e^{-i\psi_{k-1}} + e_{k-1}(\psi_1, \dots, \psi_{k-2}) - \frac{l_{k-1}}{2r_{k-1}} \delta_{k-1}(\psi_1, \dots, \psi_{k-2}),$$

$$\delta_k(\psi_1, \dots, \psi_{k-1}) = \delta \text{c}p_k e^{-i\psi_{k-2}} + \Delta \delta_k e^{-i\psi_{k-1}} + \frac{r_k}{r_{k-1}} \delta_{k-1}(\psi_1, \dots, \psi_{k-2}),$$

$$/ k = \overline{3, N} / , \quad (6.1.9)$$

где

$$\psi_1 = \varphi_1, \quad \psi_{k-1} = \varphi_1 + \dots + \varphi_{k-1}, \quad / k = \overline{2, N} / - \quad (6.1.10)$$

абсолютный угол поворота звена k относительно первого звена. Эти соотношения труднее использовать, поскольку на практике взаимный угол поворота звеньев в паре может меняться с некоторым шагом. Для относительных углов этот шаг легче отследить, чем для абсолютных углов.

5.3. Способы сборки ротора методом двух пробныхборок ротора...

5. Рекуррентные соотношения виртуальной досборки ротора со звена ($m+1$). Пусть ротор уже собран до некоторого звена m , $m < N$ включительно. При этом звено m получило фактический эксцентриситет e_m^* и фактический перекося δ_m^* в собственной системе координат. В этом случае часть ротора уже собрана с взаимным разворотом первых m звеньев на некоторые углы $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{m-1}$. Поэтому уже определены и фактические эксцентриситеты и перекося первых m звеньев. Поскольку фактические эксцентриситеты и перекося могут отличаться от рассчитанных, то может возникнуть задача по дальнейшей виртуальной досборке ротора с целью подбора оптимальных углов поворотов $\varphi_m, \dots, \varphi_{N-1}$ оставшихся звеньев. За абсолютную систему координат удобно принять систему, связанную со звеном m .

Из рекуррентных соотношений (6.1.8) получаем следующие рекуррентные соотношения для виртуальной досборки ротора:

$$\begin{aligned}
 e_m &= e_m^*, \quad \delta_m = \delta_m^*, \\
 e_{m+1}(\varphi_m) &= ecp_{m+1} + \Delta e_{m+1} e^{-i\varphi_m} + e_m - \frac{l_{m+1}}{2r_m} \delta_m, \\
 \delta_{m+1}(\varphi_m) &= \delta cp_{m+1} + \Delta \delta_{m+1} e^{-i\varphi_m} + \frac{r_{m+1}}{r_m} \delta_m, \\
 e_k(\varphi_m, \dots, \varphi_{k-1}) &= \\
 &= ecp_k e^{-i(\varphi_m + \dots + \varphi_{k-2})} + \Delta e_k e^{-i(\varphi_m + \dots + \varphi_{k-1})} + e_{k-1}(\varphi_m, \dots, \varphi_{k-2}) - \frac{l_{k-1}}{2r_{k-1}} \delta_{k-1}(\varphi_m, \dots, \varphi_{k-2}), \\
 \delta_k(\varphi_m, \dots, \varphi_{k-1}) &= \delta cp_k e^{-i(\varphi_m + \dots + \varphi_{k-2})} + \Delta \delta_k e^{-i(\varphi_m + \dots + \varphi_{k-1})} + \frac{r_k}{r_{k-1}} \delta_{k-1}(\varphi_m, \dots, \varphi_{k-2}), \\
 & \quad / k = \overline{m+2, N} /. \tag{6.1.11}
 \end{aligned}$$

Заметим, что в этих рекуррентных соотношениях e_k, δ_k являются функциями углов поворотов $\varphi_m, \dots, \varphi_{N-1}$ неустановленных звеньев.

Из (6.1.11) получаем рекуррентные соотношения, записанные с использованием абсолютных углов поворотов звеньев:

$$\begin{aligned}
 e_m &= e_m^*, \quad \delta_m = \delta_m^*, \quad \psi_m = \varphi_m, \\
 e_{m+1}(\psi_m) &= ecp_{m+1} + \Delta e_{m+1} e^{-i\psi_m} + e_m - \frac{l_{m+1}}{2r_m} \delta_m, \\
 \delta_{m+1}(\psi_m) &= \delta cp_{m+1} + \Delta \delta_{m+1} e^{-i\psi_m} + \frac{r_{m+1}}{r_m} \delta_m,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 e_k(\Psi_m, \dots, \Psi_{k-1}) &= \\
 &= \epsilon c p_k e^{-i\Psi_{k-2}} + \Delta e_k e^{-i\Psi_{k-1}} + e_{k-1}(\Psi_m, \dots, \Psi_{k-2}) - \frac{l_{k-1}}{2r_{k-1}} \delta_{k-1}(\Psi_m, \dots, \Psi_{k-2}), \\
 \delta_k(\Psi_m, \dots, \Psi_{k-1}) &= \delta c p_k e^{-i\Psi_{k-2}} + \Delta \delta_k e^{-i\Psi_{k-1}} + \frac{r_k}{r_{k-1}} \delta_{k-1}(\Psi_m, \dots, \Psi_{k-2}), \\
 \Psi_{k-1} &= \overline{\varphi_{k-1} + \Psi_{k-2}}, \quad / k = \overline{m+2, N} /.
 \end{aligned}
 \tag{6.1.12}$$

5.3.2.2. Алгоритм оптимальной сборки ротора по результатам двух пробных сборок

На рис. 5.3.3 представлена укрупненная блок-схема алгоритма решения задачи оптимальной сборки ротора по результатам двух пробных сборок.

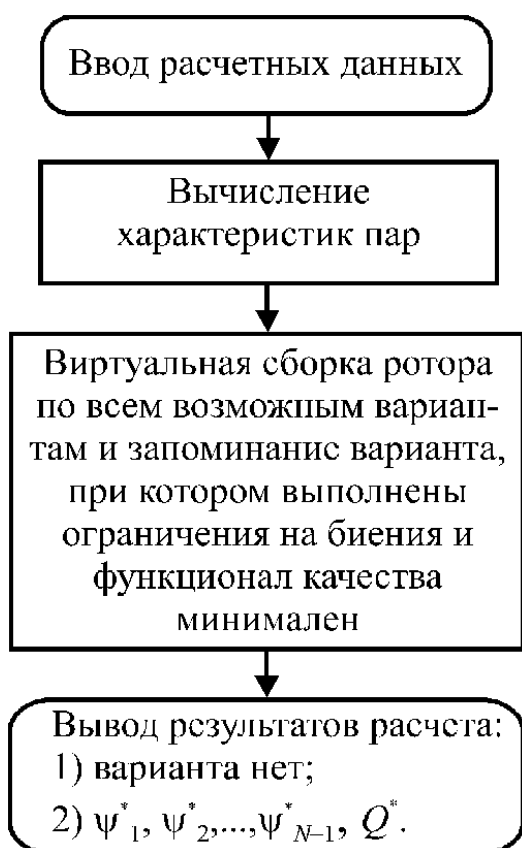


Рис. 5.3.3. Укрупненная блок-схема полной сборки ротора

Она состоит из блоков: ввода расчетных данных; вычислений характеристик пар; виртуальной сборки ротора и минимизации функционала качества; вывода результатов вычислений. Для решения задачи оптимизации используется метод полного перебора возможных вариантов сборки ротора. При построении алгоритма минимизируется количество проводимых вычислений.

Ниже приводится полный алгоритм решения задачи оптимальной сборки ротора по результатам двух пробных сборок с пояснениями.

1. Блок ввода расчетных данных:

- 1) N – количество звеньев;
- 2) $n_k, / k = \overline{1, N-1} /$ – количество различных положений, в которых можно соединить звено $(k+1)$ со звеном k в паре k ;

5.3. Способы сборки ротора методом двух пробныхборок ротора...

- 1) $l_k, /k = \overline{1, N-1}/$ - расстояние между плоскостями измерения радиальных биений звена k и звена $(k+1)$ в паре k ;
- 2) $\Delta 3_{k,j}, \Delta 4_{k,j}, \delta 3_{k,j}, \delta 4_{k,j}, /k = \overline{1, N}; j = 0, 1, 2/$ - координаты (биения) звена k на балансировочной оправке - $j = 0$, в роторном пакете после первой пробной сборки - $j = 1$, в роторном пакете после второй пробной сборки - $j = 2$ (по условию идеальной установки звена 1 на сборочный стапель $\Delta 3_{1,j} = \Delta 4_{1,j} = \delta 3_{1,j} = \delta 4_{1,j} = 0, /j = 0, 1, 2/$);
- 3) $r_k, /k = \overline{2, N}/$ - радиус, на котором измеряется торцевое биение звена k ;
- 4) $e \max_k, \delta \max_k, /k = \overline{2, N}/$ - максимально допустимые эксцентриситет и перекося звена k в роторном пакете;
- 5) $\mu_k, \nu_k, /k = \overline{2, N}/$ - весовые коэффициенты функционала качества;
- 6) $Q^* = Q_{\max}$ - начальное значение функционала качества (в дальнейшем будет изменено программой на меньшее значение, только если возможна сборка ротора с удовлетворением ограничений на эксцентриситеты и перекося).

2. Блок расчета характеристик пар.

- 1)
$$e_{k,j} = -\frac{1}{2}[\Delta 3_{k,j} - \Delta 3_{k,0} + i(\Delta 4_{k,j} - \Delta 4_{k,0})],$$

$$\delta_{k,j} = -(\delta 3_{k,j} - \delta 3_{k,0}) - i(\delta 4_{k,j} - \delta 4_{k,0}), /k = \overline{2, N}; j = 1, 2/$$

эксцентриситет и перекося звена k в роторном пакете относительно его собственной системы координат после первой ($j = 1$) и второй ($j = 2$) пробныхборок;
- 2)
$$e''_{k,j} = e_{k,j}(-1)^{j-1} - e_{k-1,j} + \frac{l_{k-1}}{2r_{k-1}}\delta_{k-1,j}, \quad \delta''_{k,j} = \delta_{k,j}(-1)^{j-1} - \frac{r_k}{r_{k-1}}\delta_{k-1,j},$$

$$/k = \overline{2, N}; j = 1, 2/$$

эксцентриситет и перекося звена k относительно звена $(k-1)$ в системе координат звена $(k-1)$; после первой ($j = 1$) и второй ($j = 2$) пробныхборок;
- 3)
$$e_{cpk} = \frac{e''_{k,1} + e''_{k,2}}{2}, \quad \Delta e_k = \frac{e''_{k,1} - e''_{k,2}}{2}, \quad \delta_{cpk} = \frac{\delta''_{k,1} + \delta''_{k,2}}{2}, \quad \Delta \delta_k = \frac{\delta''_{k,1} - \delta''_{k,2}}{2}.$$

характеристики пары $(k-1)$, $/k = \overline{2, N}/$.

3. Блок виртуальной сборки ротора и поиска оптимальных углов поворота звеньев.

- 1) **Начало цикла 1** по переменной $i_1 = 1, 2, \dots, n_1$ - виртуальная установка звена 2 на звено 1 в n_1 различных положениях:

- a) $\varphi_1 = 360^0 \cdot (i_1 - 1) / n_1$ - текущий угол поворота звена 2 относительно звена 1 в паре 1;
- b) $\psi_1 = \varphi_1$ - текущий абсолютный угол поворота звена 2 (относительно звена 1);
- c) $e_2 = ecp_2 + \Delta e_2 e^{-i\psi_1}$, $\delta_2 = \delta cp_2 + \Delta \delta_2 e^{-i\psi_1}$ - текущий эксцентриситет и перекося звена 2 в абсолютной системе координат звена 1;
- d) если $|e_2| > e \max_2$ или $|\delta_2| > \delta \max_2$ то переход на конец цикла 1.
- 2) Начало цикла 2** по переменной $i_2 = 1, 2, \dots, n_2$ – установка звена 3 на звено 2 в n_2 различных положениях:
- a) $\varphi_2 = 360^0 \cdot (i_2 - 1) / n_2$ - текущий угол поворота звена 3 относительно звена 2 в паре 2;
- b) $\psi_2 = \psi_1 + \varphi_2$ - текущий абсолютный угол поворота звена 3 (относительно звена 1);
- c) $e_3 = ecp_3 e^{-i\psi_1} + \Delta e_3 e^{-i\psi_2} + e_2 - \frac{l_2}{2r_2} \delta_2$, $\delta_3 = \delta cp_3 e^{-i\psi_1} + \Delta \delta_3 e^{-i\psi_2} + \frac{r_3}{r_2} \delta_2$
- текущий эксцентриситет и перекося звена 3 в абсолютной системе координат звена 1;
- d) если $|e_3| > e \max_3$ или $|\delta_3| > \delta \max_3$ то переход на конец цикла 2.
- ...
- к) Начало цикла k** по переменной $i_k = 1, 2, \dots, n_k$ – установка звена (k+1) на звено k в n_k различных положениях:
- a) $\varphi_k = 360^0 \cdot (i_k - 1) / n_k$ - текущий угол поворота звена (k+1) относительно звена k в паре k;
- b) $\psi_k = \psi_{k-1} + \varphi_k$ - текущий абсолютный угол поворота звена (k+1) (относительно звена 1);
- c) $e_{k+1} = ecp_{k+1} e^{-i\psi_{k-1}} + \Delta e_{k+1} e^{-i\psi_k} + e_k - \frac{l_k}{2r_k} \delta_k$,
 $\delta_{k+1} = \delta cp_{k+1} e^{-i\psi_{k-1}} + \Delta \delta_{k+1} e^{-i\psi_k} + \frac{r_k}{r_{k-1}} \delta_k$ - текущий эксцентриситет и перекося звена (k+1) в абсолютной системе координат звена 1;
- d) если $|e_{k+1}| > e \max_{k+1}$ или $|\delta_{k+1}| > \delta \max_{k+1}$ то переход на конец цикла k.
- ...
- N-1) Начало цикла (N-1)** по переменной $i_{N-1} = 1, 2, \dots, n_{N-1}$ – установка звена N на звено (N-1) в n_{N-1} различных положениях:

5.3. Способы сборки ротора методом двух пробных сборок ротора...

- a) $\varphi_{N-1} = 360^0 \cdot (i_{N-1} - 1) / n_{N-1}$ - текущий угол поворота звена N относительно звена $(N-1)$ в паре $(N-1)$;
- b) $\psi_{N-1} = \psi_{N-2} + \varphi_{N-1}$ - текущий абсолютный угол поворота звена N (относительно звена 1);
- c) $e_N = e_{cp_N} e^{-i\psi_{N-2}} + \Delta e_N e^{-i\psi_{N-1}} + e_{N-1} - \frac{l_{N-1}}{2r_{N-1}} \delta_{N-1}$,
- $$\delta_N = \delta_{cp_N} e^{-i\psi_{N-2}} + \Delta \delta_N e^{-i\psi_{N-1}} + \frac{r_N}{r_{N-1}} \delta_{N-1}$$
- текущий эксцентриситет и перекус звена N в абсолютной системе координат звена 1;
- d) если $|e_N| > e_{\max_N}$ или $|\delta_N| > \delta_{\max_N}$ то переход на конец цикла $(N-1)$;
- e) $Q = \sum_{k=2}^N \{\mu_k |e_k| + \nu_k |\delta_k|\}$ - функционал качества, построенный для текущей сборки ротора;
- f) Если $Q < Q^*$, то:
- i) $Q^* = Q$ - новое минимальное значение функционала,
- ii) $\varphi_1^* = \varphi_1, \dots, \varphi_{N-1}^* = \varphi_{N-1}$ - новые оптимальные относительные углы поворота звеньев.

Конец цикла $(N-1)$.

...

Конец цикла k .

...

Конец цикла 2.

Конец цикла 1.

4. Блок вывода результатов расчета.

- 1) Если $Q^* = Q_{\max}$, то:
- a) вывести “ротор собрать невозможно”;
- b) переход на конец программы.
- 2) Вывести:
- a) Q^* - минимальное значение функционала;
- b) $\varphi_1^*, \dots, \varphi_{N-1}^*$ - оптимальные относительные углы поворота звеньев.
- 3) Конец алгоритма.

5.3.2.3. Алгоритм оптимальной досборки частично собранного ротора

На рис. 5.3.4 представлена укрупненная блок-схема алгоритма решения задачи оптимальной досборки ротора со звена $(m+1)$ по результатам двух пробных сборок.

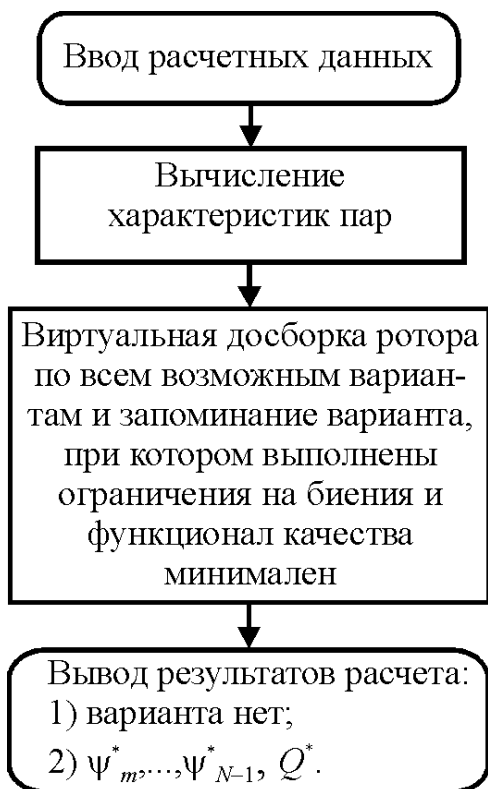


Рис. 5.3.4. Укрупненная блок-схема досборки ротора со звена $(m+1)$

Она состоит из блоков: ввода расчетных данных; вычислений характеристик пар; виртуальной сборки ротора и минимизации функционала качества; вывода результатов вычислений. Для решения задачи оптимизации используется метод полного перебора возможных вариантов сборки ротора. При построении алгоритма минимизируется количество проводимых вычислений.

Ниже приводится полный алгоритм решения задачи оптимальной досборки ротора по результатам двух пробныхборок с пояснениями.

1. Блок ввода расчетных данных:

- 1) N, m – общее количество звеньев, и количество установленных звеньев;
- 2) $n_k, / k = \overline{m+1, N-1} /$ – количество различных положений, в которых можно соединить звено $(k+1)$ со звеном k в паре k ;
- 3) $l_k, / k = \overline{m+1, N-1} /$ – расстояние между плоскостями измерения радиальных биений звена k и звена $(k+1)$ в паре k ;
- 4) $\Delta 3_{k,j}, \Delta 4_{k,j}, \delta 3_{k,j}, \delta 4_{k,j}, / k = \overline{m, N}; j = 0,1,2 /$ – координаты (биения) звена k на балансировочной оправке - $j = 0$, в роторном пакете после первой пробной сборки - $j = 1$, в роторном пакете после второй пробной сборки - $j = 2$;
- 5) $r_k, / k = \overline{m, N} /$ – радиус, на котором измеряется торцевое биение звена k ;
- 6) $e \max_k, \delta \max_k, / k = \overline{m+1, N} /$ – максимально допустимые эксцентриситет и перекос звена k в роторном пакете;

5.3. Способы сборки ротора методом двух пробных сборок ротора...

- 7) $\mu_k, \nu_k, / k = \overline{m+1, N} /$ - весовые коэффициенты функционала качества;
- 8) $Q^* = Q_{\max}$ - начальное значение функционала качества (в дальнейшем будет изменено программой на меньшее, только если возможна сборка ротора с удовлетворением ограничений на эксцентриситеты и перекосы);
- 9) e_m, δ_m - фактический эксцентриситет и перекос звена m в собственной системе координат, которая принимается за абсолютную.

2. Блок расчета характеристик пар.

- 1)
$$e_{k,j} = -\frac{1}{2} [\Delta 3_{k,j} - \Delta 3_{k,0} + i(\Delta 4_{k,j} - \Delta 4_{k,0})],$$

$$\delta_{k,j} = -(\delta 3_{k,j} - \delta 3_{k,0}) - i(\delta 4_{k,j} - \delta 4_{k,0}), \quad / k = \overline{m, N}; j = 1, 2 /$$
 - эксцентриситет и перекос звена k в роторном пакете относительно его собственной системы координат после первой ($j = 1$) и второй ($j = 2$) пробных сборок;
- 2)
$$e''_{k,j} = e_{k,j}(-1)^{j-1} - e_{k-1,j} + \frac{l_{k-1}}{2r_{k-1}} \delta_{k-1,j}, \quad \delta''_{k,j} = \delta_{k,j}(-1)^{j-1} - \frac{r_k}{r_{k-1}} \delta_{k-1,j},$$

 $/ k = \overline{m+1, N}; j = 1, 2 /$ - эксцентриситет и перекос звена k относительно звена $(k-1)$ в системе координат звена $(k-1)$; после первой ($j = 1$) и второй ($j = 2$) пробных сборок;
- 3)
$$escp_k = \frac{e''_{k,1} + e''_{k,2}}{2}, \quad \Delta e_k = \frac{e''_{k,1} - e''_{k,2}}{2}, \quad \delta cp_k = \frac{\delta''_{k,1} + \delta''_{k,2}}{2}, \quad \Delta \delta_k = \frac{\delta''_{k,1} - \delta''_{k,2}}{2}$$
 - характеристики пары $(k-1)$, $/ k = \overline{m+1, N} /$.

3. Блок виртуальной сборки ротора и поиска оптимальных углов поворота звеньев.

- 1) **Начало цикла 1** по переменной $i_m = 1, 2, \dots, n_m$ - установка звена $(m+1)$ на звено m в n_m различных положениях:
- a) $\varphi_m = 360^0 \cdot (i_m - 1) / n_m$ - текущий угол поворота звена $(m+1)$ относительно звена m в паре m ;
- b) $\psi_m = \varphi_m$ - текущий абсолютный угол поворота звена $(m+1)$ (относительно звена m , выбранного за начальное звено);
- c)
$$e_{m+1} = escp_{m+1} + \Delta e_{m+1} e^{-i\psi_m} + e_m - \frac{l_m}{2r_m} \delta_m,$$

$$\delta_{m+1} = \delta cp_{m+1} + \Delta \delta_{m+1} e^{-i\psi_m} + \frac{r_{m+1}}{r_m} \delta_m$$
 - текущий эксцентриситет и перекос звена $(m+1)$ в абсолютной системе координат звена m ;

d) если $|e_{m+1}| > e \max_{m+1}$ или $|\delta_{m+1}| > \delta \max_{m+1}$ то переход на конец цикла 1.

...

k-m) Начало цикла (k-m) по переменной $i_k = 1, 2, \dots, n_k$ – установка звена (k+1) на звено k в n_k различных положениях ($m+1 \leq k \leq N-2$):

a) $\varphi_k = 360^0 \cdot (i_k - 1) / n_k$ - текущий угол поворота звена (k+1) относительно звена k в паре k;

b) $\psi_k = \psi_{k-1} + \varphi_k$ - текущий абсолютный угол поворота звена (k+1) (относительно звена m);

$$c) e_{k+1} = ecp_{k+1} e^{-i\psi_{k-1}} + \Delta e_{k+1} e^{-i\psi_k} + e_k - \frac{l_k}{2r_k} \delta_k,$$

$$\delta_{k+1} = \delta cp_{k+1} e^{-i\psi_{k-1}} + \Delta \delta_{k+1} e^{-i\psi_k} + \frac{r_{k+1}}{r_k} \delta_k$$

- текущий эксцентриситет и перекус звена (k+1) в абсолютной системе координат звена m;

d) если $|e_{k+1}| > e \max_{k+1}$ или $|\delta_{k+1}| > \delta \max_{k+1}$ то переход на конец цикла (k-m).

...

N-1-m) Начало цикла (N-1-m) по переменной $i_{N-1} = 1, 2, \dots, n_{N-1}$ – установка звена N на звено (N-1) в n_{N-1} различных положениях:

a) $\varphi_{N-1} = 360^0 \cdot (i_{N-1} - 1) / n_{N-1}$ - текущий угол поворота звена N относительно звена (N-1) в паре (N-1);

b) $\psi_{N-1} = \psi_{N-2} + \varphi_{N-1}$ - текущий абсолютный угол поворота звена N (относительно звена m);

$$c) e_N = ecp_N e^{-i\psi_{N-2}} + \Delta e_N e^{-i\psi_{N-1}} + e_{N-1} - \frac{l_{N-1}}{2r_{N-1}} \delta_{N-1},$$

$$\delta_N = \delta cp_N e^{-i\psi_{N-2}} + \Delta \delta_N e^{-i\psi_{N-1}} + \frac{r_N}{r_{N-1}} \delta_{N-1}$$

- текущий эксцентриситет и перекус звена N в абсолютной системе координат звена m;

d) если $|e_N| > e \max_N$ или $|\delta_N| > \delta \max_N$ то переход на конец цикла (N-1-m);

e) $Q = \sum_{k=m+1}^N \{\mu_k |e_k| + \nu_k |\delta_k|\}$ - функционал качества, построенный для текущей сборки ротора;

f) Если $Q < Q^*$, то:

i) $Q^* = Q$ - новое минимальное значение функционала,

ii) $\varphi_m^* = \varphi_m, \dots, \varphi_{N-1}^* = \varphi_{N-1}$ - новые оптимальные относительные углы поворота звеньев.

Конец цикла ($N-1-m$).

...

Конец цикла ($k-m$).

...

Конец цикла 1.

4. Блок вывода результатов расчета.

1) Если $Q^* = Q_{\max}$, то:

a) вывести “ротор собрать невозможно”;

b) переход на конец программы.

2) Вывести:

a) Q^* - минимальное значение функционала;

b) $\varphi_m^*, \dots, \varphi_{N-1}^*$ - оптимальные относительные углы поворота звеньев.

3) Конец программы.

Выводы главы 5

1. Для сборки ротора ГТД барабанно-дискового типа способами последовательной или полной оптимизации положений дисков в роторном пакете необходимо использовать дополнительную оснастку – центрирующие, прижимные, переходные контрольные приспособления, специально изготовленные для каждого рабочего колеса (звена) роторного пакета.

2. На практике возникают трудности при сборке ротора ГТД барабанно-дискового типа указанными выше способами в случаях, когда:

- точность изготовления посадочных и контрольных поверхностей сопоставима с допусками на биения этих поверхностей;
- диски соединяются между собой по двум и более посадочным поверхностям;
- в свободном состоянии деформации дисков от сил тяжести, разности температур и других факторов сопоставимы или даже превышают допуски на биения контрольных поверхностей ротора;
- ротор приобретает жесткость только после сборки.

3. Указанные трудности эффективно преодолевает способ сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа, основанный на двух пробных сборках. Разработанная технология позволяет: по результатам двух

пробных сборок ротора определять характеристики образуемых при соединении звеньев ротора кинематических пар; по этим характеристикам производить виртуальную сборку ротора и вычислять значения функционала качества; минимизацией функционала качества при наличии ограничений на биения рассчитывать оптимальные углы поворота звеньев в роторном пакете; собирать ротор с оптимальным разворотом его звеньев.

4. Способ и технология сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа методом двух пробных сборок устойчивы к неточности изготовления посадочных поверхностей, соединению звеньев ротора по нескольким боковым и (или) торцевым посадочным поверхностям, к короблению и деформациям деталей в свободном состоянии. Устойчивость достигнута благодаря непосредственному замеру характеристик пар в полностью собранном роторе (когда ротор принял окончательную форму и жесткость), а не расчетам и прогнозом этих характеристик по замерам биений контрольных поверхностей отдельных деталей.

5. Разработанный метод имеет следующие преимущества: большую точность, поскольку характеристики пар определяются непосредственно для собранного ротора; становится излишней дополнительная оснастка, необходимая для определения биений отдельных звеньев (поворотные контрольные устройства, центрирующие, прижимные, переходные контрольные приспособления и пр.); значительно упрощается информационная модель ротора (так как не замеряются биения посадочных поверхностей звеньев и не используется информация о жесткостях стыков), уменьшается стоимость ее получения и обслуживания.

ГЛАВА 6. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРОМЫШЛЕННОЕ ОСВОЕНИЕ ПРОЦЕССА СБОРКИ РОТОРОВ МЕТОДОМ ДВУХ ПРОБНЫХ СБОРОК

Излагаются результаты экспериментов по сборке роторов КВД ТРДД Д-18Т и АИ-222 методом двух пробных сборок и результаты экспериментов по определению характеристик пар этих роторов. Оценивается возможность использования в качестве контрольных поверхностей звеньев ротора технологических поверхностей, специально не предназначенных для измерения биений. Оценивается точность определения характеристик пар.

6.1. Общие сведения о роторе КВД ТРДД Д-18Т и процессе его сборки

Ротор КВД 18Т.01.06.000 состоит из следующих элементов (рис. 6.1.1, а, рис. 6.1.2):

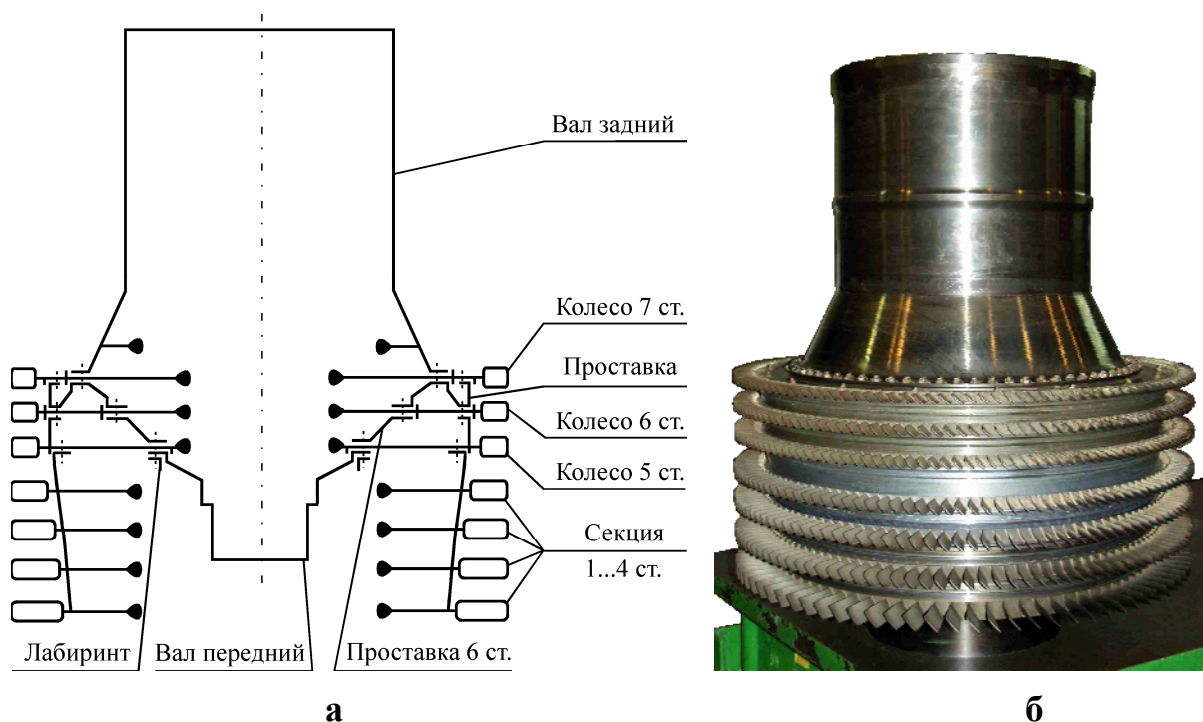


Рис. 6.1.1. Ротор КВД 18Т.01.06.000:
а – схема, б - фотография

- вал передний 18Т.01.06.025 (рис. 6.1.2, а);
- колесо 5 ступени 18Т.0.06.150-02 (рис. 6.1.2, а, б);
- проставка 6 ступени 18Т.01.06.019 (рис. 6.1.2, в);
- секция 1...4 ступеней 18Т.01.06.040 (рис. 6.1.2, г);
- колесо 6 ступени 18Т.01.06.160 (рис. 6.1.2, д);
- проставка 18Т.01.06.021 (рис. 6.1.2, е);
- колесо 7 ступени 18Т.01.06.170 (рис. 6.1.2, ж);
- вал задний 18Т.01.06.018 (рис. 6.1.2, з).

Элементы изготавливаются отдельно и собираются по принятой технологии.

Сборка ротора осуществляется в такой последовательности.

1) На колесо 5 ст. с проставкой 6 ст. устанавливается вал передний с лабиринтом. Для этого проставка 6 ст. вставляется в колесо 5 ст. (рис. 6.1.3, а). Вал передний разогревается и устанавливается на колесо 5 ст. Лабиринт разогревается и устанавливается на вал передний с колесом 5 ст. (рис. 6.1.3, б).

6.1. Общие сведения о роторе КВД ТРДД Д-18Т и процессе его сборки



Рис. 6.1.2. Элементы ротора КВД 18Т.01.06.000 – фотографии

2) На колесо 5 ст. собранного пакета устанавливается секция 1...4 ст. (рис. 6.1.4). Для этого собранный пакет (из колеса 5 ст. с проставкой 6 ст. и вала переднего с лабиринтом) разогревается и устанавливается колесом 5 ст. на секцию 1...4 ст.

3) На колесо 5 ст. с проставкой 6 ст. устанавливается колесо 6 ст. с проставкой. Для этого колесо 6 ст. разогревается и устанавливается на рабочее колесо 5 ст. и проставку 6 ст. собранного пакета. На колесо 6 ст. устанавливается проставка (рис. 6.1.5).

4) На проставку устанавливается колесо 7 ст. и вал задний. Для этого колесо 7 ст. разогревается и устанавливается на проставку. На колесо 7 ст. устанавливается вал задний (рис. 6.1.6).



Рис. 6.1.3. Этап 1 сборки ротора:

а, б – установка на колесо 5 ст. проставки 6 ст.;
в – установка на колесо 5 ст. вала переднего и лабиринта

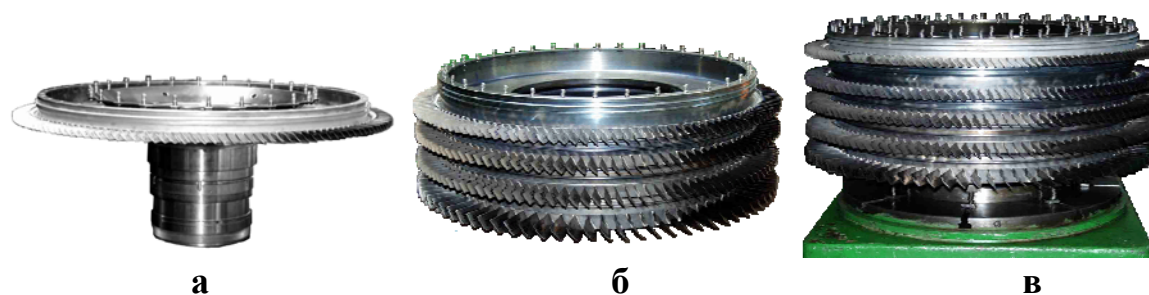


Рис. 6.1.4. Этап 2 сборки ротора:

а – разогреваемый роторный пакет из колеса 5 ст. с проставкой 6 ст. и вала переднего с лабиринтом; б – секция 1..4 ст;
в – роторный пакет из колеса 5 ст. с проставкой 6 ст., вала переднего с лабиринтом, секции 1...4 ст.

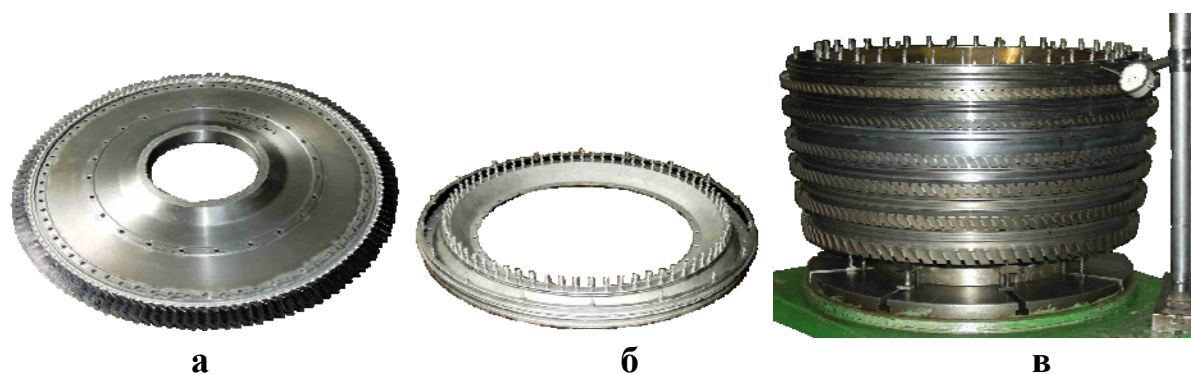
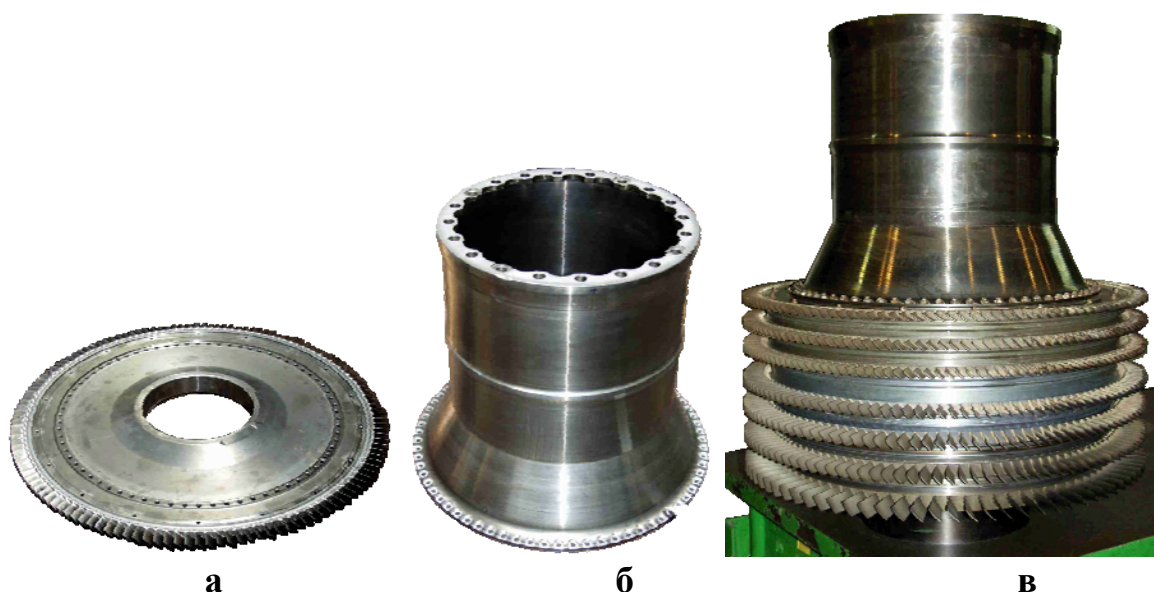


Рис. 6.1.5. Этап 3 сборки ротора:

а – разогреваемое колесо 6 ст; б – проставка;
в – роторный пакет из колеса 5 ст. с проставкой 6 ст., вала переднего с лабиринтом, секции 1...4 ст, колеса 6 ст, проставки

6.1. Общие сведения о роторе КВД ТРДД Д-18Т и процессе его сборки



а

б

в

Рис. 6.1.6. Этап 4 сборки ротора:
а – разогреваемое колесо 7 ст; б – вал задний;
в – собранный ротор КВД 18Т.01.06.000

Контрольные поверхности ротора, определяющие качество его сборки. По завершении сборки ротор КВД устанавливается в контрольное поворотное устройство. Измеряются биения контрольных поверхностей (рис. 6.1.7, а). При качественной сборке ротора эти биения не должны превышать предельно допустимых значений.

На рис. 6.1.7, б показано расположение контрольных поверхностей Γ_1 - Γ_8 ротора для измерений радиальных биений и расположение контрольной поверхности Γ_8 вала заднего для измерения торцевого биения.

Эти поверхности введены в конструкцию ротора и предназначены для оценки качества сборки ротора.

Расстояния между плоскостями измерения биений Γ_1 - Γ_8 сведены в табл. 6.1.1.

Табл. 6.1.1

Расстояния между плоскостями измерений биений Γ_1 - Γ_8

Обозначение	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7
Величина, мм	56	52	79	46	16	28	500

Ротор считается качественно собранным, если биения контрольных поверхностей не превышают предельно допустимых значений, указанных на чертеже (табл. 6.1.2).

Табл. 6.1.2

Предельно допустимые значения биений

Обозначение	R_1 (Γ_1)	R_2 (Γ_2)	R_3 (Γ_3)	R_4 (Γ_4)	R_5 (Γ_5)	R_6 (Γ_6)	R_7 (Γ_7)	R_8 (Γ_8)	T_8 (T_8)
Величина, мм	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,05

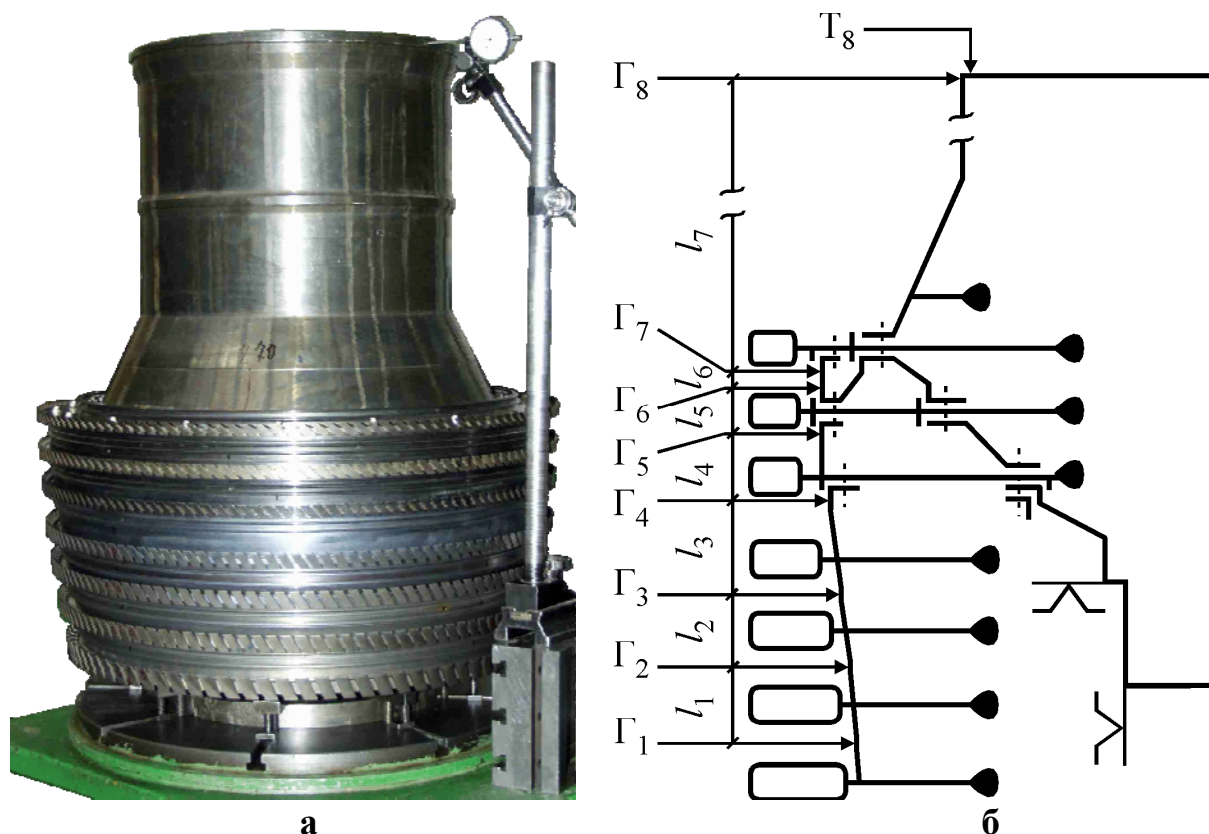


Рис. 6.1.7. Оценки качества сборки ротора:

- а – ротор КВД 18Т.01.06.000 на контрольном поворотном устройстве;
- б – расположение паспортных контрольных поверхностей Γ_1 - Γ_8 и T_8

6.2. Общие сведения о роторе КВД ТРДД АИ-222 и процессе его сборки

Ротор КВД ТРДД АИ-222 (рис. 6.2.1, 6.2.2) состоит из вала переднего, 8-ми рабочих колес ступеней 0-7, вала заднего, лабиринта переднего и заднего, проставок, располагаемых между рабочими колесами и стяжек для соединения деталей ротора.

На рис. 6.2.2 показаны схема и фотографии ротора КВД в сборе. На схеме (рис. 6.2.2, а) показано расположение контрольных поверхностей. Для проверки качества сборки ротор устанавливается на призмы.

6.2. Общие сведения о роторе КВД ТРДД АИ-222 и процессе его сборки

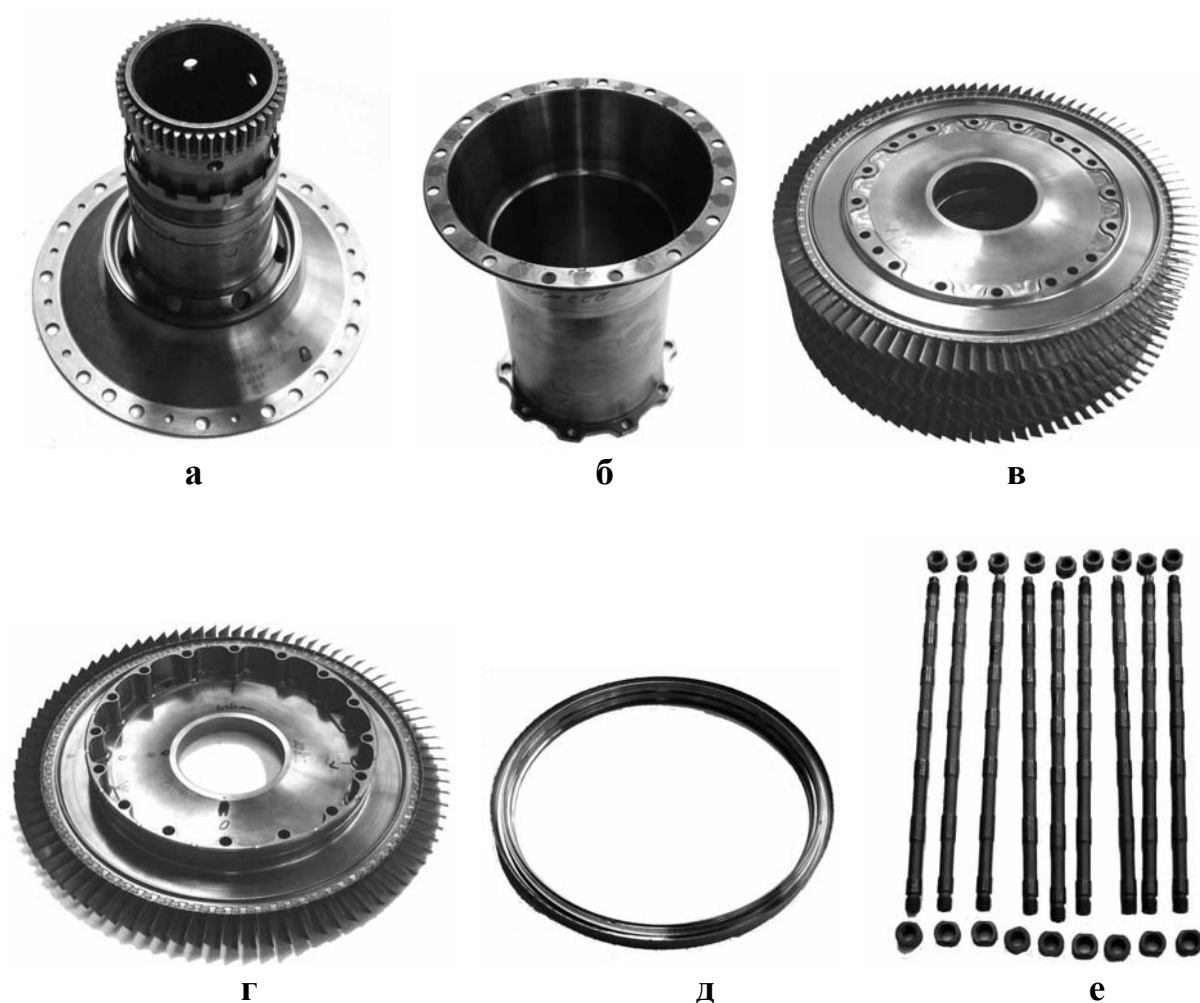
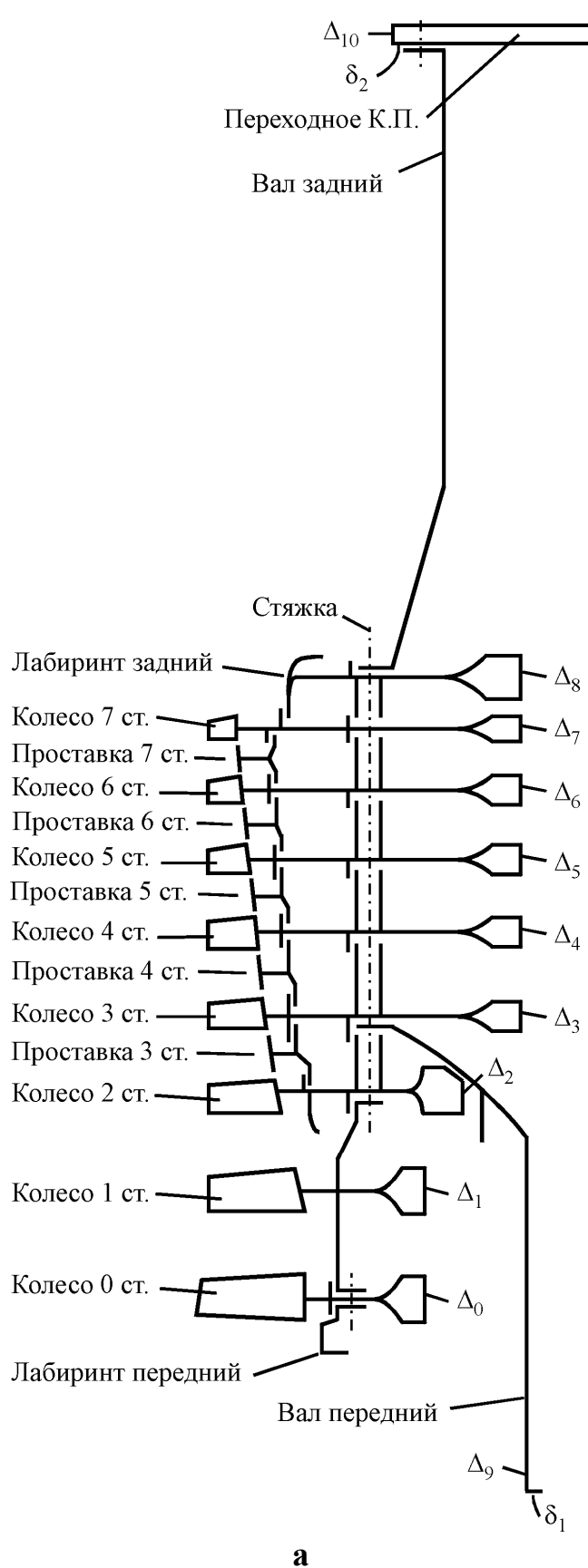


Рис. 6.2.1. Части ротора КВД ТРДД АИ-222:

а - вал передний; б - вал задний; в - барабан 3-7 ступеней;
г - колесо 3 ступени; д - лабиринт передний; е - стяжки ротора

При контроле биений проверяются:

- радиальные биения $\Delta_0 \div \Delta_7$ ступиц 0-7 рабочих колес 0-7, и радиальное биение Δ_8 ступицы лабиринта (максимальное допустимое значение 0,08 мм);
- радиальное биение Δ_9 шестерни вала переднего (максимальное допустимое значение 0,04 мм);
- торцевые биения δ_1, δ_2 соответственно вала переднего (максимальное допустимое значение 0,01 мм) и вала заднего (максимальное допустимое значение 0,03 мм).



б



в

Рис. 6.2.2. Ротор КВД ТРДД АИ-222

6.2. Общие сведения о роторе КВД ТРДД АИ-222 и процессе его сборки

Ротор КВД собирается с совмещением нулевых меток без поэтапного контроля радиальных и торцевых биений рабочих колес и валов ротора в следующей последовательности.

- 1) Нагреть лабиринт задний до температуры 150 °С. Напрессовать лабиринт задний на вал задний до упора. Стянуть детали технологическими стяжками и выдержать до полной температурной стабилизации.
- 2) Нагреть колесо 7 ст. до температуры 150 °С. Напрессовать колесо 7 ст. на диск лабиринтный. Стянуть детали технологическими стяжками и выдержать до полной температурной стабилизации.
- 3) Охладить проставку 7 ст. в жидком азоте, охладить посадочный фланец колеса 6 ст. в жидком азоте. Напрессовать проставку 7 ст. на колесо 7 ст. совмещая место под фиксатор в проставке (4 места, равномерно расположенных по окружности) с фиксатором на колесе 7 ст. (2 фиксатора под 180°). Не допуская нагрева проставки, запрессовать колесо 6 ст. в ротор. Стянуть пакет технологическими стяжками и выдержать до полной температурной стабилизации.
- 4) Повторить п.3 для колес 6...3 ст. Выполнить обжатие пакета при стабилизации температуры во избежание недопрессовки.
- 5) Охладить вал передний в жидком азоте. Запрессовать вал передний в ротор. Стянуть пакет технологическими стяжками и выдержать до полной температурной стабилизации.
- 6) Охладить проставку 3 ст. в жидком азоте, охладить посадочный фланец колеса 2ст. в жидком азоте. Напрессовать проставку 3 ст. на колесо 3 ст., совмещая место под фиксатор в проставке (4 места, равномерно расположенных по окружности) с фиксатором на колесе 7 ст. (2 фиксатора под 180°). Не допуская нагрева проставки, запрессовать колесо 2 ст. в ротор. Стянуть пакет технологическими стяжками и выдержать до полной температурной стабилизации.
- 7) Охладить фланец колеса 1 ст. в жидком азоте. Запрессовать колесо 2 ст. в ротор. Стянуть пакет технологическими стяжками и выдержать узел до полной стабилизации температуры. Установить в ротор собственные стяжки, выполнить затяжку стяжек с контролем их вытяжки.
- 8) Нагреть колесо 0 ст. до температуры не более 150 °С, напрессовать на колесо 1 ст. и затянуть гайками через технологические шайбы, имитирующие лабиринт передний. Выдержать до полной температурной стабилизации. Установить пружинные кольца на болты. Охладить лабиринт передний, запрессовать в ротор, затянуть гайками.
- 9) Установить ротор на призмы и выполнить контроль биений, предусмотренных чертежом.

Оценки напряженно-деформированного состояния элементов, соединяемых с нагревом (охлаждением) показали, что собранные элементы

находятся в упругодеформированном состоянии. Это позволяет многократно проводить операции сборки-разборки при реализации технологического процесса.

Если достигнутые биения удовлетворяют налагаемым ограничениям (табл. 6.2.1), то ротор устанавливается на балансировочный станок для определения начальных дисбалансов в двух плоскостях коррекции, расположенных на дисках 0-го и 7-го рабочего колеса. Начальный дисбаланс в каждой плоскости коррекции не должен превышать 600 *гр·мм*.

Табл. 6.2.1

Ограничения, налагаемые на биения контрольных поверхностей и на начальный дисбаланс ротора

Измеряемое биение (<i>мм</i>), дисбаланс (<i>г·мм</i>)	Предельно допустимое значение
ступица 0 ст. (Δ_0)	0,08
ступица 1 ст. (Δ_1)	0,08
ступица 2 ст. (Δ_2)	0,08
ступица 3 ст. (Δ_3)	0,08
ступица 4 ст. (Δ_4)	0,08
ступица 5 ст. (Δ_5)	0,08
ступица 6 ст. (Δ_6)	0,08
ступица 7 ст. (Δ_7)	0,08
ступица лабиринта заднего (Δ_8)	0,08
делительная окружность индуктора переднего вала (Δ_9)	0,04
торец вала переднего (δ_1)	0,01
торец вала заднего (δ_2)	0,03
Начальный дисбаланс в плоскости 0 ст.	600 <i>г·мм</i>
Начальный дисбаланс в плоскости лабиринта заднего.	600 <i>г·мм</i>

При превышении хотя бы одним дисбалансом этого значения ротор разбирается и собирается заново с новым разворотом вала переднего и заднего. Разворачивать рабочие колеса друг относительно друга техпроцесс сборки ротора не позволяет.

При удовлетворительных начальных дисбалансах ротор балансируют в указанных плоскостях коррекции на низкой частоте вращения (как жесткий ротор).

Недостаток существующего метода сборки ротора состоит в том, что он полностью не контролируем. Поэтому до полного окончания сборки невозможно предугадать, будут ли биения удовлетворять требованиям

6.3. Экспериментальное определение характеристик пар... Д-18Т

чертежа. Отсутствие замеров биений рабочих колес в процессе сборки ротора не позволяет оценить оптимальность сборки ротора, существование лучших вариантов сборки и наконец, не позволяет ответить на основной вопрос – возможна ли в принципе приемлемая сборка ротора, а если невозможна, то какие элементы ротора КВД этому мешают (выполнены некачественно).

6.3. Экспериментальное определение характеристик пар, образуемых соединением трех звеньев ротора КВД ТРДД Д-18Т

Экспериментально проверялось предположение, что при соединении двух звеньев ротора образуется кинематическая пара V-го класса типа цилиндрический шарнир, если условно рассматривать угол поворота одного звена относительно другого как степень свободы. Эксперимент выполнялся на звеньях ротора КВД авиационного ТРДД Д-18Т. Проверялась возможность определения положения звеньев в роторном пакете с использованием паспортных и технологических контрольных поверхностей.

6.3.1. Сведения о собираемом роторном пакете, задачи экспериментов

Собираемый роторный пакет состоит из элементов (рис. 6.1.1, а): 1 – вал передний; 2 – лабиринт; 3 – колесо 5 ступени; 4 – проставка 6 ступени; 5 – секция 1...4 ступеней.

Первые **три звена** ротора образуют элементы (рис. 6.1.1, а):

- 1) вал передний (1) и лабиринт (2);
- 2) колесо 5 ступени (3) и проставка 6 ступени (4);
- 3) секция 1...4 ступеней (5).

Три звена образуют **две пары**, в которых:

- 1) звено 2 условно поворачивается относительно звена 1 на угол φ_1 с шагом 10^0 ;
- 2) звено 3 условно поворачивается относительно звена 2 на угол φ_2 с шагом 10^0 .

В любой сборке элементы, образующие звено, соединяются между собой в одном и том же положении. Разворачиваются только звенья.

На рис. 6.3.1 показано расположение паспортных Γ_1 - Γ_5 и технологических T_1 - T_5 контрольных поверхностей. **Положения звеньев в роторном пакете** определяются по следующим контрольным поверхностям:

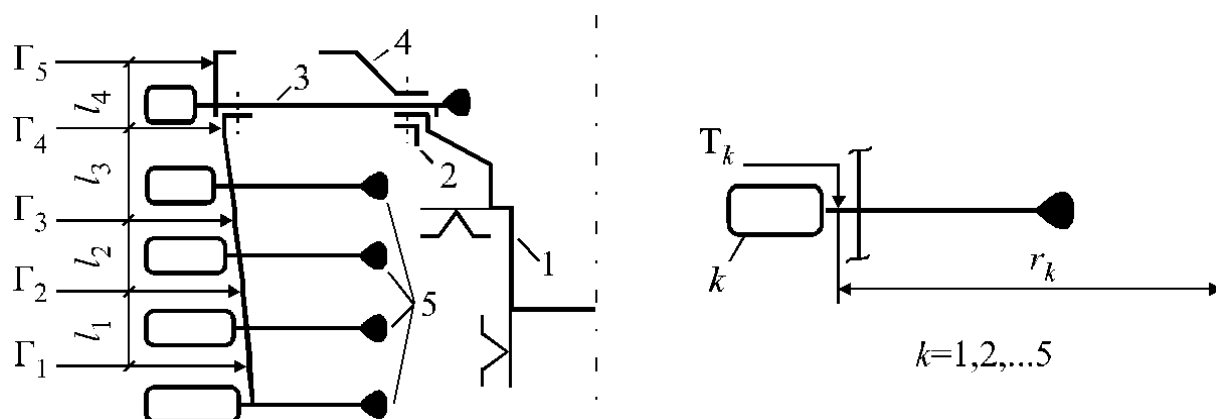


Рис. 6.3.1. Роторный пакет из первых трех звеньев ротора КВД ТРДД Д-18Т

- 1) звено 1 считается идеально установленным на сборочный стапель благодаря специальному центрирующему приспособлению;
- 2) положение звена 2 определяется радиальными биениями поверхности Γ_5 и торцевыми биениями поверхности Γ_5 ;
- 3) положение звена 3 определяется радиальными биениями поверхности Γ_1 и торцевыми биениями поверхности Γ_4 .

6.3.2. Экспериментальная оценка точности определения характеристик пар

Сущность и задачи эксперимента 1. Для оценки предположения об образовании кинематических пар V-го класса роторный пакет собирается четыре раза. При этом звенья 1 и 3 не меняют взаимного положения в роторном пакете, а звено 2 поворачивается относительно этих звеньев по ходу стрелки часов, если смотреть сверху, на 0° , 90° , 180° , 270° , в зависимости от номера сборки.

После каждой такой сборки определяются биения паспортных и технологических контрольных поверхностей роторного пакета, определяющих положение звеньев в роторном пакете. Затем рассчитываются характеристики пар по алгоритмам, приведенным в главе 4. Поскольку для определения характеристик пар ротор достаточно собрать два раза, то по сборкам 1 и 3 характеристики определяются, а по сборкам 2, 4 оценивается точность определения характеристик пар.

Биения контрольных поверхностей, измеренные в эксперименте, занесены в табл. 6.3.1, а в табл. 6.3.2 занесены эталонные биения технологических контрольных поверхностей (при имитации идеальной установки дисков в роторный пакет) и радиусы контрольных поверхностей.

6.3. Экспериментальное определение характеристик пар... Д-18Т

Таблица 6.3.1

Биения контрольных поверхностей роторного пакета, мм

Пов-ть № сборки	Г ₅		Т ₅		Г ₁		Т ₄	
	Δ ₃₁	Δ ₄₁	δ ₃₁	δ ₄₁	Δ ₃₁	Δ ₄₁	δ ₃₁	δ ₄₁
1 (0°)	-0,08	-0,04	-0,07	-0,04	0,33	-0,24	-0,07	0,22
2 (90°)	-0,03	-0,17	-0,08	-0,08	0,02	-0,47	0,14	0,24
3 (180°)	0,09	-0,11	-0,05	-0,09	-0,23	-0,18	0,17	0,03
4 (270°)	0,04	0,01	-0,03	-0,07	0,08	0,06	-0,04	0,01

Таблица 6.3.2

Эталонные характеристики дисков, радиусы контрольных поверхностей

Контрольная поверхность	Т ₄			Т ₅		
	δ ₃₁	δ ₄₁	r ₄	δ ₃₁	δ ₄₁	r ₅
Величина, мм	-0,04	-0,05	335	-0,05	-0,03	341

По результатам измерений были дважды найдены характеристики первой и второй пары – по сборкам 1, 3 и 2, 4 соответственно. Для этого алгоритмы главы 4 были модернизированы для вычисления характеристик пар при повороте звеньев на углы, кратные 90°.

Результаты расчета сведены в табл. 6.3.3.

Таблица 6.3.3

Характеристики пар, ×0,01 мм

№ сборок	$еср_1^{(q)}$	$\Delta e_1^{(q)}$	$\delta ср_1^{(q)}$	$\Delta \delta_1^{(q)}$	$еср_2^{(q)}$	$\Delta e_2^{(q)}$	$\delta ср_2^{(q)}$	$\Delta \delta_2^{(q)}$
1, 3 (q = 1)	4,25 -1,75·i	0,25 +3,75·i	-1 +2,5·i	-2 -1,5·i	-14,43 -2,76·i	-7,09 +13,1·i	-10 +11·i	11 +13·i
2, 4 (q = 2)	4,5 -1,75·i	0,25 +4·i	-0,5 +2,5·i	-1,5 -2,5·i	-13,51 -3,35·i	-7,17 +12,85·i	-10 +11,5·i	10,5 +13·i

Характеристики пар задают законы изменения эксцентриситета и перекоса контрольных поверхностей звена n_s относительно идеально установленного звена m_s в паре s . Эти законы имеют вид

$$e_{n_s}^{(q)}(\varphi_s) = есп_s^{(q)} + \Delta e_s^{(q)} e^{-i\varphi_s}, \quad \delta_{n_s}^{(q)}(\varphi_s) = \delta ср_s^{(q)} + \Delta \delta_s^{(q)} e^{-i\varphi_s},$$

$$\varphi_s \in [0, 2\pi), \quad s, q = 1, 2. \quad (6.3.1)$$

На рис. 6.3.2 показаны графики характеристик пар.

Для оценки предположения об образовании пар вычислялись наибольшие относительные расхождения характеристик пар в процентах по формулам:

$$\eta_s \% = \frac{\max_{\varphi_s \in [0, 2\pi]} |e_{n_s}^{(1)}(\varphi_s) - e_{n_s}^{(2)}(\varphi_s)|}{2 \min \{ |\Delta e_s^{(1)}|, |\Delta e_s^{(2)}| \}} \cdot 100\%,$$

$$\mu_s \% = \frac{\max_{\varphi_s \in [0, 2\pi]} |\delta_{n_s}^{(1)}(\varphi_s) - \delta_{n_s}^{(2)}(\varphi_s)|}{2 \min \{ |\Delta \delta_s^{(1)}|, |\Delta \delta_s^{(2)}| \}} \cdot 100\%. \quad (6.3.2)$$

Результаты вычислений занесены в табл. 6.3.4.

Таблица 6.3.4

Наибольшие относительные расхождения характеристик пар

Величина	η_1 %	μ_1 %	η_2 %	μ_2 %
Погрешность, %	6,7	10	4,6	4,6
Диаметр минимальной окружности, мм	0,075	0,05	0,29	0,30

Из графиков на рис. 6.3.2 и табл. 6.3.4 следует, что:

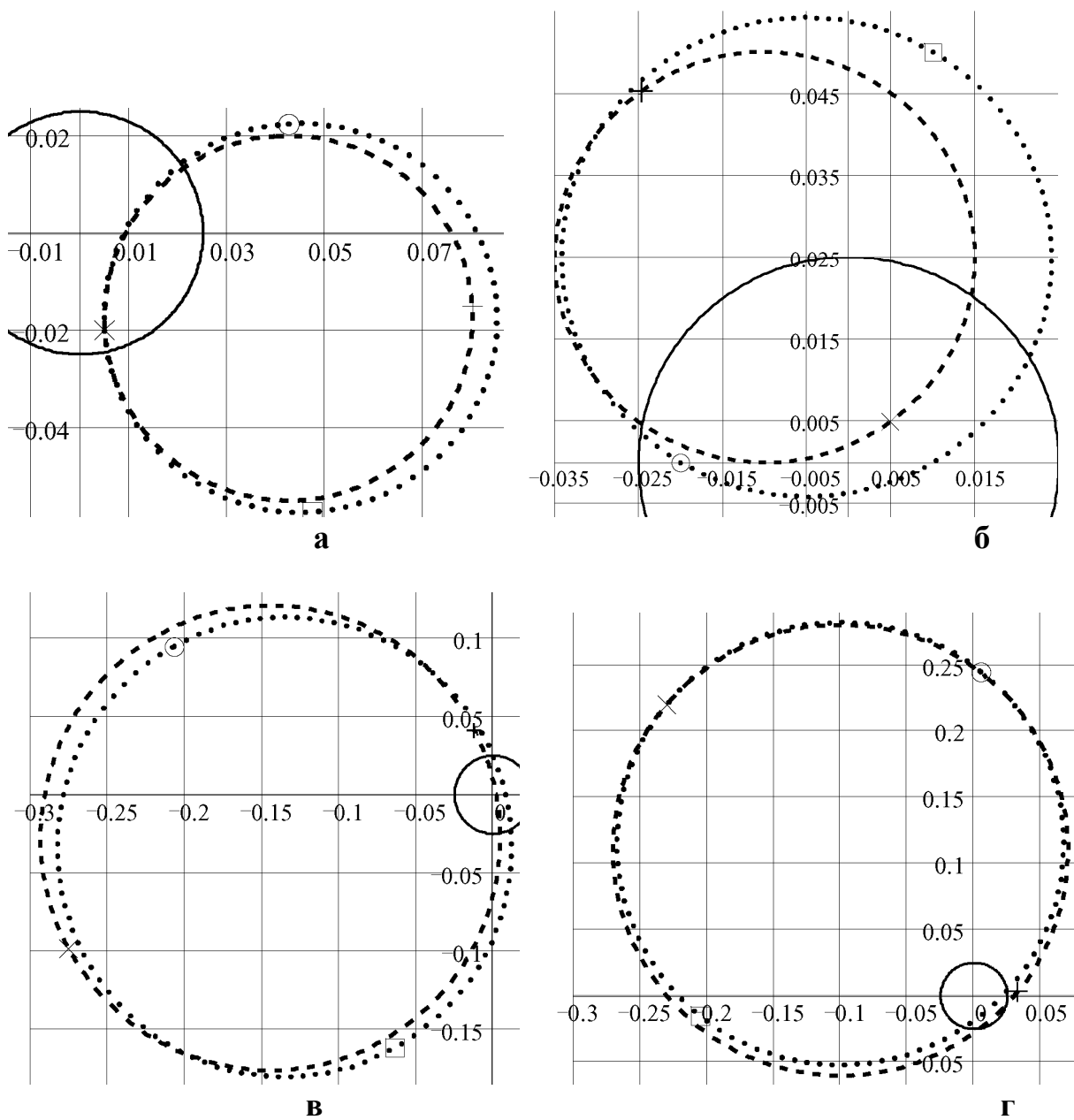
- при соединении двух звеньев ротора образуется объект, близкий по характеристикам к кинематической паре V-го класса;
- относительная ошибка определения характеристик пар уменьшается с увеличением переменных составляющих характеристик пар ($\Delta e_s, \Delta \delta_s$).

Характеристики второй пары (рис. 6.3.2, в, г) показывают на существование проблемы, вызванной неудачной попарной пригонкой звеньев 2, 3 (на заводе изготовителе). В ее результате биения контрольных поверхностей звена 3 при условном повороте относительно звена 2 могут превышать предельно допустимые значения более чем в 10 раз. При этом существует единственный угол поворота звена 3 относительно звена 2, кратный 10^0 ($\varphi_2 = 100^0$ - в окрестности точек «+» на рис. 6.3.2, в, г), при котором значительные неточности изготовления посадочных поверхностей звена 2 практически полностью компенсируются аналогичными неточностями звена 3. Это значительно уменьшает количество приемлемых вариантов сборки ротора. Для сравнения звенья 1, 2 первой пары могут быть соединены с приемлемым качеством в 6-и различных положениях ($270^0, 280^0, \dots, 320^0$ – окрестности точек «x» на рис. 6.3.2, а, б).

Теоретически возможно, что некоторые образуемые пары будут иметь неприемлемые характеристики, не позволяющие собрать ротор с требуемым качеством. Это позволяет поставить такие новые задачи, связанные с анализом характеристик пар:

- 1) выделение бракованных пар;
- 2) выработка рекомендаций по исправлению характеристик пар путем дополнительной обработки посадочных поверхностей (аналог попарной пригонки).

6.3. Экспериментальное определение характеристик пар... Д-18Т



··· - характеристика, построенная по сборкам 1,3;
 --- - характеристика, построенная по сборкам 2,4;
 ——— - ограничения на эксцентриситет или перекося;
 точки на графиках: ○ - 0^0 ; + - 90^0 ; □ - 180^0 ; × - 270^0

Рис. 6.3.2. Оценка точности определения характеристик пар

При решении второй задачи целесообразно детали не просто подгонять одна под другую - для возможности качественного соединения в единственном положении, а при этом улучшать характеристики образуемой пары путем уменьшения ее параметров $esp_s, \Delta e_s, \delta cp_s, \Delta \delta_s$, что

позволит соединять две детали с приемлемым качеством в ряде положений и увеличит число приемлемых вариантов сборки ротора.

6.3.3. Экспериментальная оценка пригодности использованная для измерений паспортных и технологических контрольных поверхностей

Сущность и задачи эксперимента 2. Для оценки пригодности выбранных контрольных поверхностей для определения положений звеньев в роторном пакете на секцию 1..4 ст. последовательно устанавливается колесо 5 ст. с поворотами на 0^0 , 90^0 , 180^0 , 270^0 , в зависимости от номера соединения. После каждой такой сборки роторный пакет устанавливается в центрирующее приспособление секцией 1..4 ст., центрируясь по поверхности Γ_1 с прижимом к поворотному столу нижней торцевой поверхностью секции. Затем измеряются биения контрольных поверхностей Γ_1 - Γ_5 , T_1 - T_5 . Оценивается влияние на биения поверхностей Γ_4 и T_4 натяга в окрестности поверхности Γ_4 рабочего колеса 5 ступени. Также оценивается картина биений других контрольных поверхностей, а именно – меняются ли эти биения в зависимости от установки барабана и условий проведения замеров биений.

Проведение эксперимента 2.

При измерении биений было установлено, что биения контрольных поверхностей Γ_1 - Γ_3 и T_1 - T_4 практически не меняются от номера сборки и наибольшие расхождения в величинах биений не превышают $\pm 0,005$ мм. Это говорит о пригодности указанных поверхностей для определения положения звеньев в роторном пакете (и о качественном изготовлении центрирующего приспособления, позволяющего одинаково устанавливать секцию 1..4 ст. на поворотное контрольное устройство).

Была выявлена зависимость биений контрольной поверхности Γ_4 от номера соединения двух звеньев (табл. 6.3.5).

Таблица 6.3.5

Биения контрольной поверхности Γ_4 роторного пакета по эксперименту 2

№ сборки	Без колеса 5 ст.		1 (0^0)		2 (90^0)		3 (180^0)		4 (270^0)	
	Δ_{31}	Δ_{41}	Δ_{31}	Δ_{41}	Δ_{31}	Δ_{41}	Δ_{31}	Δ_{41}	Δ_{31}	Δ_{41}
$\Gamma_4, \text{ мм}$	0	-0,01	0,01	-0,01	0,01	0	0,02	0,01	-0,01	0

Из табл. 6.3.5 видно, что соединение колеса 5 ст. с секцией 1..4 ст. приводит к деформациям ближайшей к месту соединения контрольной поверхности Γ_4 , причем биения изменяются до 33% от величины

6.4. Экспериментальное определение характеристик пары... АИ-222

предельно допустимых биений (0,06 мм). Поскольку секция 1.4 ст. закрепляется в контрольном поворотном устройстве одинаково, то изменение биений говорит о том, что нарушается связь между контрольной поверхностью и ГЦОИ этого звена. Поэтому расположение контрольной поверхности Γ_4 выбрано неудачно.

6.4. Экспериментальное определение характеристик пары, образованной соединением двух звеньев ротора КВД ТРДД АИ-222

В ходе эксперимента соединялись два звена ротора КВД ТРДД АИ-222 - вал передний и колесо 3 ст. с разными углами взаимного поворота, кратными $22,5^{\circ}$ (рис. 6.4.1). Цели эксперимента:

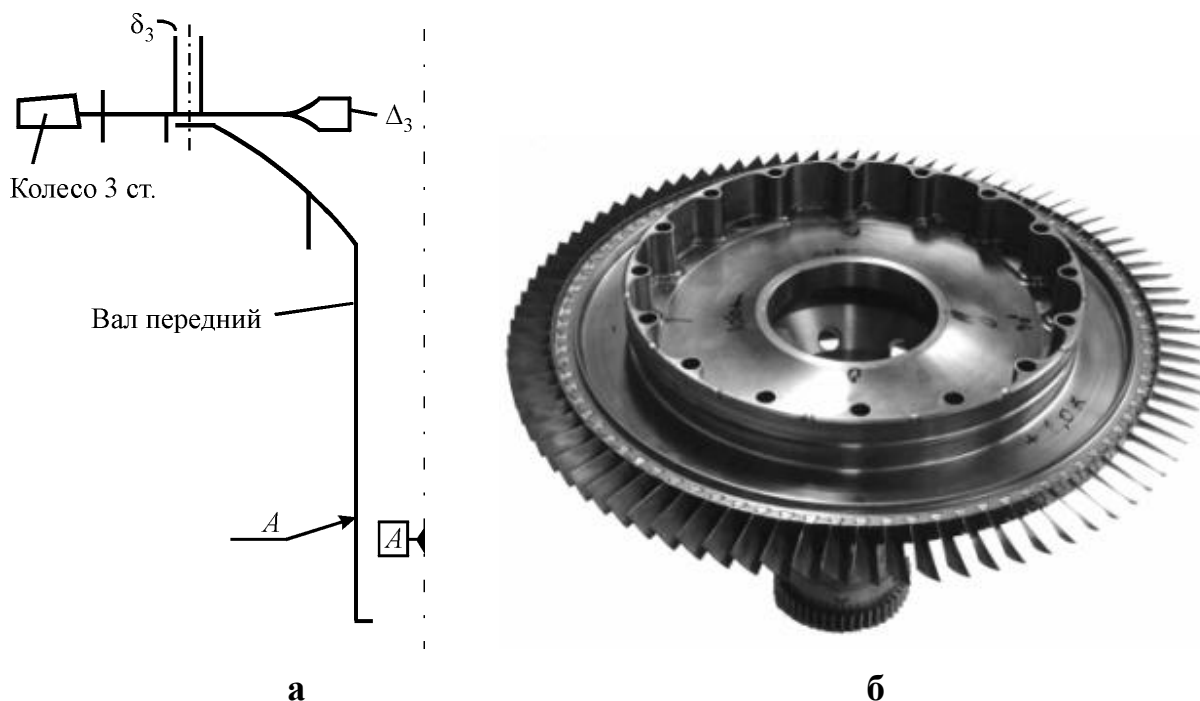


Рис. 6.4.1. Соединение вала переднего и колеса 3 ступени:
а - схема; б – фотография

- 1) по результатам четырех соединений звеньев с шагом угла взаимного поворота в 90° изучить тип объекта, образуемого соединением двух звеньев ротора с условной возможностью их взаимного поворота;
- 2) определить углы поворота, обеспечивающие минимальные радиальные или минимальные торцевые биения колеса 3 ст.

Для центрирования вала переднего на поворотном сборочном стапеле использовался специальный спадок (рис. 6.4.2). Спадок подвижен, установлен на поворотный сборочный стапель и вращается вместе с ним. Он обеспечивает установку вала переднего без эксцентриситета и перекоса.

Положение колеса 3 ст. в роторном пакете определяется по радиальным биениям Δ_3 его ступицы, и по торцевым биениям δ_3 торцевой посадочной поверхности колеса 3 ст. (рис. 6.4.2, а, б). Результаты измерения биений занесены в табл. 6.4.1.

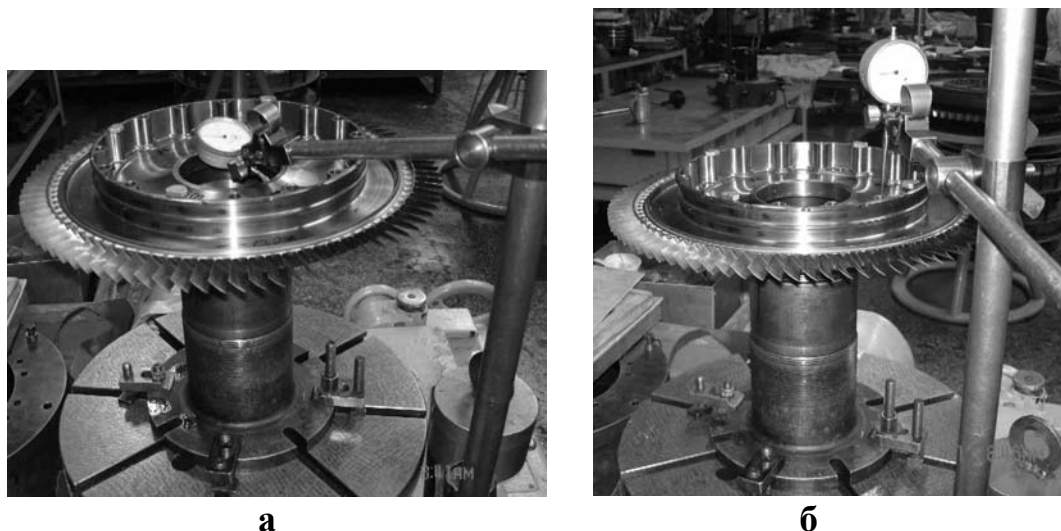


Рис. 6.4.2. Измерение биений колеса 3 ст. радиальных (а) торцевых (б)

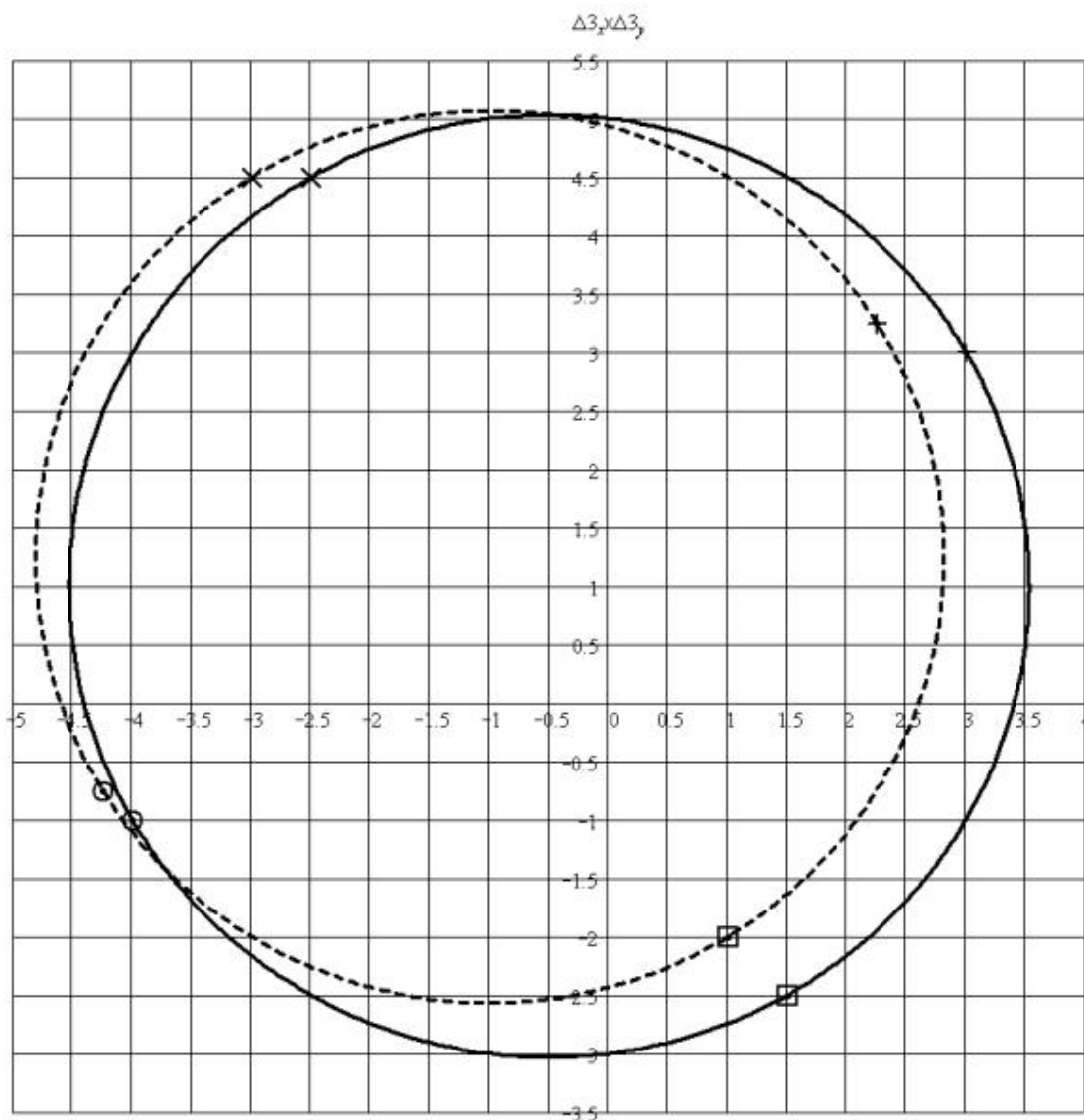
Таблица 6.4.1

Установка на вал передний колеса 3 ст. - биения колеса 3 ст.

Сборка №	Угол поворота колеса 5 ст.	Δ_x	Δ_y	δ_x	δ_y
		0,01 мм			
1	0^0	-4	-1	-2	-1
2	90^0	1	-2	2	-1,5
3	180^0	3	3	2	3
4	270^0	-3	4,5	-2	3
5 р1. р2. д.	45^0	-1,25	-2,8	0	-1,8
		-1,6	-2,5	-0,15	-2,25
		-1,5	-2,5	0	-2

На рис. 6.4.3 построены две диаграммы радиальных биений колеса 3-й ступени в системе координат этого колеса. Первая диаграмма построена сплошной линией по двум сборкам 0^0 , 180^0 , а вторая – пунктирной линией по сборкам 90^0 , 270^0 . Обе диаграммы позволяют предсказывать радиальные биения при произвольном угле поворота колеса 3 ст. относительно вала переднего. Из диаграмм, с точностью до $22,5^0$, находим угол поворота колеса 3 ст., обеспечивающий наименьшие радиальные биения – 90^0 .

6.4. Экспериментальное определение характеристик пары... АИ-222



- · · - характеристика, построенная по сборкам 1,3;
- - - - характеристика, построенная по сборкам 2,4;
- точки на графиках: ○ - 0°; □ - 90°; + - 180°; × - 270°

Рис. 6.4.3. Радиальные биения колеса 3 ст. в собственной системе координат

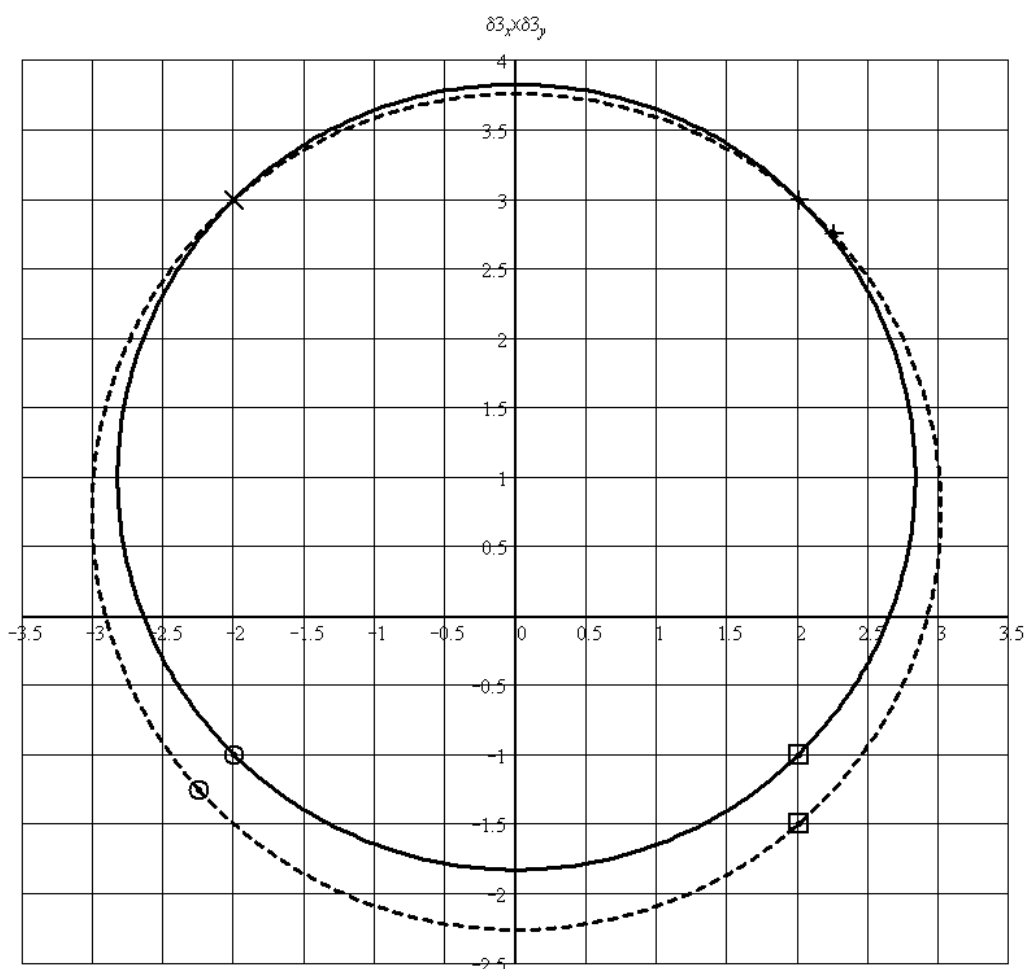
Наибольшая погрешность определения радиальных биений соответствует углу 180°. Действительное абсолютное значение биения составляет

$$\Delta_3 = \sqrt{3^2 + 3^2} = 4,2 \cdot 10^{-2} \text{ мм.}$$

Абсолютная и относительная погрешности определения биений составляют

$$\eta = \sqrt{(3 - 2,25)^2 + (3 - 3,25)^2} = 0,8 \cdot 10^{-2} \text{ мм, } \eta\% = (0,8 / 4,2) \cdot 100\% = 19\%.$$

На рис. 6.4.4 построены две диаграммы торцевых биений колеса 3-й ступени в системе координат этого колеса.



- ⋯ - характеристика, построенная по сборкам 1,3;
- - - - характеристика, построенная по сборкам 2,4;
- точки на графиках: \odot - 0° ; \square - 90° ; $+$ - 180° ; \times - 270°

Рис. 6.4.4. Торцевые биения колеса 3 ст. в собственной системе координат

Первая диаграмма построена сплошной линией по двум сборкам 0° , 180° , а вторая – пунктирной линией по сборкам 90° , 270° . Обе диаграммы позволяют предсказывать торцевые биения при произвольном угле поворота колеса 3 ст. относительно вала переднего. Из диаграмм, с точностью до $22,5^{\circ}$, находим угол поворота колеса 3 ст., обеспечивающий наименьшие торцевые биения – 45° .

В пятом соединении двух звеньев угол поворота составил 45° . Результаты измерений занесены в табл. 6.4.1. В таблице в сборке 5 указаны расчетные биения (p_1 – предсказанные по сборкам 1 и 3, p_2 – 2 и 4) и достигнутые (д).

6.5. Особенности сборки ротора КВД ТРДД Д-18Т методом двух...

Наибольшая погрешность определения биений соответствует углу 90° . Действительное абсолютное значение биения составляет

$$\Delta_3 = \sqrt{2^2 + (-1)^2} = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ мм.}$$

Абсолютная и относительная погрешности определения биений составляют

$$\eta = \sqrt{(2 - 2)^2 + (1 - 1,5)^2} = 0,5 \cdot 10^{-2} \text{ мм}, \quad \eta\% = (0,5 / 2,2) \cdot 100\% = 23\%.$$

Как было отмечено в главе 5, относительная погрешность определения радиальных и торцевых биений возрастает с уменьшением абсолютной величины биений. Для увеличения точности определения характеристик пар необходимо использовать индикаторы биений большей точности.

6.5. Особенности сборки ротора КВД ТРДД Д-18Т методом двух пробных сборок

6.5.1. Разбиение ротора на звенья и пары, особенности двух пробных сборок

1. Для применения методики, разработанной в главе 5, ротор КВД 18Т.01.06.000 условно разбивается на следующие звенья (рис. 6.1.1, а):

- 1) вал передний 18Т.01.06.025 - лабиринт 18Т.01.06.024;
- 2) колесо 5 ступени 18Т.0.06.150-02 – проставка 6 ступени 18Т.01.06.019;
- 3) секция 1...4 ступеней 18Т.01.06.040;
- 4) колесо 6 ступени 18Т.01.06.160 – проставка 18Т.01.06.021;
- 5) колесо 7 ступени КВД 18Т.01.06.170 – вал задний 18Т.01.06.018.

2. Взаимное угловое положение входящих элементов в этих звеньях все время остается неизменным (т.е. при развороте одного звена относительно другого — поворачивается все звено).

Пять звеньев образуют четыре пары, в которых:

- 1) звено 2 условно поворачивается относительно звена 1 на угол φ_1 с шагом 10° ;
- 2) звено 3 условно поворачивается относительно звена 2 на угол φ_2 с шагом 20° ;
- 3) звено 4 условно поворачивается относительно звена 2 на угол φ_3 с шагом 30° ;
- 4) звено 5 условно поворачивается относительно звена 4 на угол φ_4 с шагом 10° .

3. **Задача оптимальной сборки ротора** состоит в том, чтобы определить такие взаимные повороты звеньев относительно метки «1» вала переднего, при которых:

- 1) будут минимальными биения контрольных поверхностей ротора;
- 2) биения не превысят предельно допустимых значений (табл. 6.1.2).

Примечание. Для измерения биений торца вала заднего, соединяемого с турбиной, на него возможна установка контрольного кольца КК, по которому измеряется радиальное биение, а торцевое биение измеряется по торцу вала заднего.

4. Для определения оптимальных взаимных поворотов звеньев ротор дважды пробно собирается со следующим взаимным поворотом звеньев:

- 1) при **первой пробной сборке** ротора все звенья устанавливаются в роторный пакет без разворота – их метки «1» совпадают;
- 2) при **второй пробной сборке** ротора каждое звено разворачивается относительно соседнего звена на 180^0 , для чего:
 - вал передний с лабиринтом остается в положении «1»;
 - колесо 5 ст. + проставка 6 ст. разворачиваются на 180^0 ;
 - секция 1...4 ст. остается в положении «1»;
 - колесо 6 ст. + проставка остаются в положении «1»;
 - колесо 7 ст. с валом задним разворачивается на 180^0 .

5. После каждой пробной сборки ротора определяются биения паспортных контрольных поверхностей ротора, и некоторых дополнительных поверхностей, которые будут описаны ниже.

6. Затем ротор собирается в третий раз с оптимальным взаимным разворотом звеньев. Оптимальные углы поворота звеньев рассчитываются специальной программой по результатам проведенных измерений для двух пробныхборок.

6.5.2. Системы координат для измерений и расчетов

1. Абсолютная система координат $OXYZ$, связанная с валом передним. Ось Z направлена вертикально вверх по оси вращения сборочного штапеля. Точка O расположена так, что центр масс вала переднего лежит в плоскости OXY . Ось X направлена в сторону метки «1» вала переднего, ось Y – перпендикулярно оси X так, что система осей $OXYZ$ – правая (рис. 6.5.1, а).

2. Относительные системы координат, связанные с рабочими колесами. Относительная система координат $O_k X_k Y_k Z$, связана с рабочим колесом k . В ней ось Z направлена вертикально вверх по оси вращения сборочного штапеля, точка O_k лежит в плоскости центра масс рабочего колеса k , причем ось X_k направлена в сторону метки «1» рабочего колеса k , ось Y_k – перпендикулярно оси X_k так, что система осей $O_k X_k Y_k Z$ – правая (рис. 6.5.1, б). В роторном пакете рабочее колесо k повернуто относительно вала переднего на угол θ_k .

6.5. Особенности сборки ротора КВД ТРДД Д-18Т методом двух...

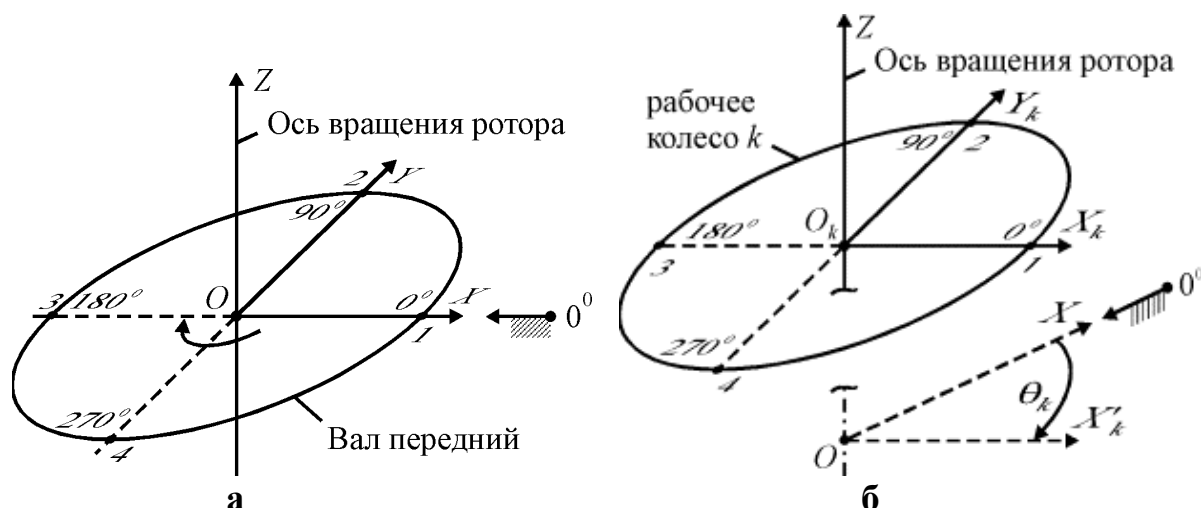


Рис. 6.5.1. Системы координат, используемые при сборке ротора:
 а – абсолютная система координат, связанная с валом передним;
 б – относительная система координат, связанная с рабочим колесом k

6.5.3. Дополнительные характеристики ротора и его деталей, используемые для оптимизации сборки

1. Расположение дополнительных контрольных поверхностей ротора, определяющих перекос колес в роторном пакете. На рис. 6.5.2 показано положение контрольной поверхности Γ_k рабочего колеса $k = \overline{1,7}$ ротора, предназначенной для измерения торцевого биения и определения перекоса колеса в роторном пакете.

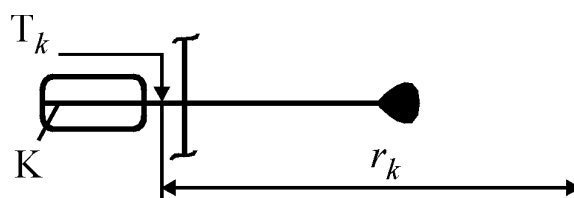


Рис. 6.5.2. Расположения контрольных поверхностей Γ_k , предназначенных для определения перекоса рабочих колес

2. Определение положений звеньев в роторном пакете. Положения звеньев в роторе, определяются следующим образом:

- 1) вал передний с лабиринтом считаются идеально установленными на сборочный стапель благодаря специальному центрирующему устройству;
- 2) положение колеса 5 ст. с проставкой 6 ст. определяется радиальными биениями поверхности Γ_5 и торцевыми биениями поверхности Γ_5 ;
- 3) положение секции 1...4 ст. определяется радиальными биениями поверхности Γ_1 и торцевыми биениями поверхности Γ_4 колеса 4 ст.;

- 4) положение колеса 6 ст. с проставкой определяется радиальными биениями поверхности Γ_7 и торцевыми биениями поверхности T_6 колеса 6 ст.;
- 5) положение колеса 7 ст. с валом задним определяется радиальными биениями поверхности Γ_8 и торцевыми биениями поверхности T_8 вала заднего.

Эксцентриситет контрольной поверхности (рабочего колеса в роторном пакете) измеряется по п. 2. раздела 1 ОСТ 1.41672-77 – по четырем контрольным точкам на ободу диска колеса. Аналогичным образом определяется перекося диска (звена) в роторе.

3. Торцевые биения рабочих колес при идеальной установке в роторный пакет. Для имитации идеальной установки колес 5, 6, или 7 ст. в роторный пакет оно устанавливается на контрольное поворотное устройство так, чтобы посадочные поверхности возле точек 1,2,3,4 были плотно прижаты к поверхности поворотного стола (рис. 6.5.3). Затем измеряются торцевые биения. Аналогично измеряются биения секции 1...4 ст. Результаты измерений и радиусы контрольных поверхностей заносятся в табл. 6.5.1.

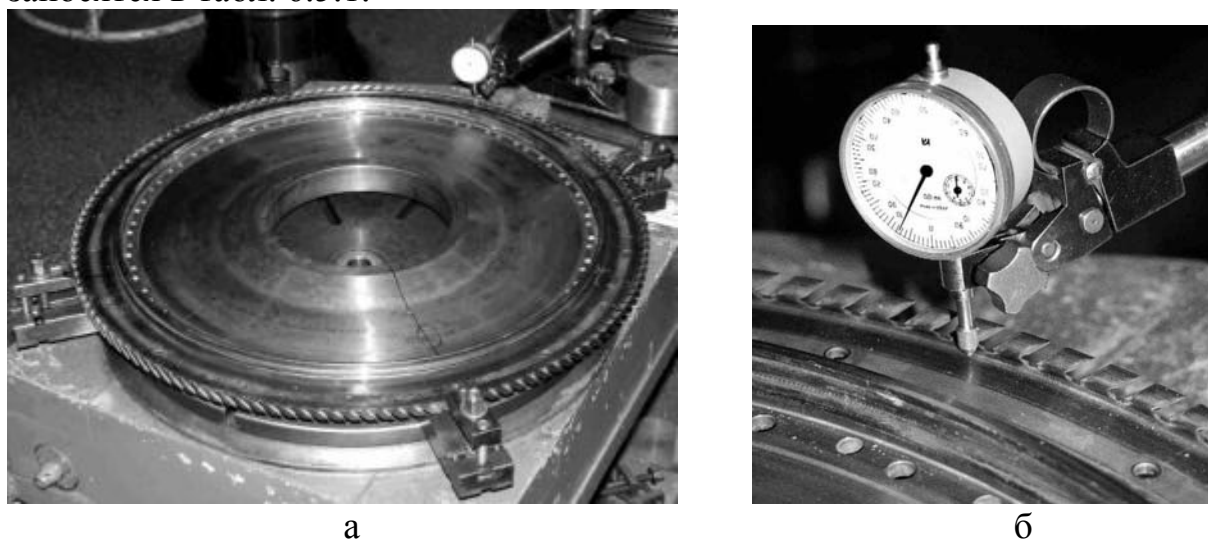


Рис. 6.5.3. Биения контрольной поверхности при идеальной установке диска 7 ст.

Таблица 6.5.1

Характеристики дисков, радиусы контрольных поверхностей

Диск №	4	5	6	ВЗ
Величина	T_4	T_5	T_6	T_8
$\delta_{30}, мм$				
$\delta_{40}, мм$				
$r_k, мм$				

6.5.4. Структура метода сборки ротора по результатам двух пробныхборок

Метод сборки ротора по результатам двух пробныхборок реализуется в такой последовательности.

1. Ротор первый раз пробно собирается.
2. На поворотном сборочном стапеле определяются положения звеньев в роторном пакете.
3. Ротор разбирается.
4. Ротор пробно собирается во второй раз, при этом соседние звенья разворачиваются друг относительно друга на 180^0 .
5. На поворотном сборочном стапеле определяются положения звеньев в роторном пакете.
6. Ротор разбирается.
7. Ротор собирается окончательно, причем оптимальные углы поворотов звеньев рассчитываются программой на ЭВМ.

Ротор пробно собирается последовательным соединением звеньев – по принятой последовательности, но без текущих замеров биений и контроля качества сборки.

При последовательной оптимизации после подсоединения очередного звена измеряются фактические (достигнутые) биения его контрольных поверхностей. Следующее звено устанавливается в роторный пакет так, чтобы его радиальное биение было минимальным.

При полной оптимизации звенья устанавливаются в роторный пакет в соответствии с расчетными оптимальными углами поворота. Эти углы рассчитываются специальной программой. Ротор собирается последовательным присоединением звеньев. После присоединения очередного звена измеряются фактические (достигнутые) биения его контрольных поверхностей. С их использованием пересчитываются оптимальные углы поворота последующих звеньев.

6.6. Сборка ротора КВД ТРДД Д-18Т методом двух пробныхборок с применением последовательной оптимизации

Для эксперимента был выбран ротор КВД, подлежащий сборке после ремонта. При проведении эксперимента метки на деталях ротора, соответствующие их положениям в роторном пакете до ремонта не принимались во внимание. На звенья ротора были нанесены новые метки.

6.6.1. Результаты измерений

Дополнительные характеристики ротора и его деталей, используемые для оптимизации сборки занесены в табл. 6.6.1.

Таблица 6.6.1

Характеристики дисков, радиусы контрольных поверхностей

Диск №	4	5	6	ВЗ
Величина	T_4	T_5	T_6	T_8
$\delta_{30}, мм$	-0,05	-0,02	+0,05	-
$\delta_{40}, мм$	-0,03	+0,02	0,0	-
$r_k, мм$	335	341	347	220

Результаты измерений, проведенные после пробных сборок ротора, используемые в оптимизации, занесены в табл. 6.6.2 и табл. 6.6.3.

Таблица 6.6.2

Биения контрольных поверхностей ротора на поворотном сборочном стапеле после первой пробной сборки

Пов-ть №	T_1	T_4	T_5	T_5	T_7	T_6	T_8	T_8
Величина, мм								
$\Delta_{31} (\delta_{31})$	-0,47	-0,05	0,07	-0,08	0,05	-0,17	0,37	-0,21
$\Delta_{41} (\delta_{41})$	0,39	-0,03	-0,06	0,08	-0,04	0,17	-0,21	0,22

Таблица 6.6.3

Биения контрольных поверхностей ротора на поворотном сборочном стапеле после второй пробной сборки

Пов-ть №	T_1	T_4	T_5	T_5	T_7	T_6	T_8	T_8
Величина, мм								
$\Delta_{32} (\delta_{32})$	0,07	-0,22	0,11	-0,08	-0,20	0,02	0,35	-0,07
$\Delta_{42} (\delta_{42})$	0,13	0,20	0,11	0,08	-0,15	-0,11	0,33	-0,35

6.6.2. Сборка ротора

Алгоритм решения задачи, адаптированный к ротору КВД ТРДД Д18-Т приведен в приложении А. Ниже приводится результат сборки ротора с применением указанного алгоритма расчетов.

Этап 1. На колесо 5 ст. с проставкой 6 ст. установлен вал передний с лабиринтом. При этом угол поворота колеса 5 ст. с проставкой 6 ст. относительно вала переднего $\varphi_1 = 300^0$. Роторный пакет установлен в контрольное поворотное устройство – для определения достигнутого положения колеса 5 ст. (рис. 6.6.1). Результаты измерений занесены в табл. 6.6.4.

6.6. Сборка ротора КВД ТРДД Д-18Г... последовательной оптимизации

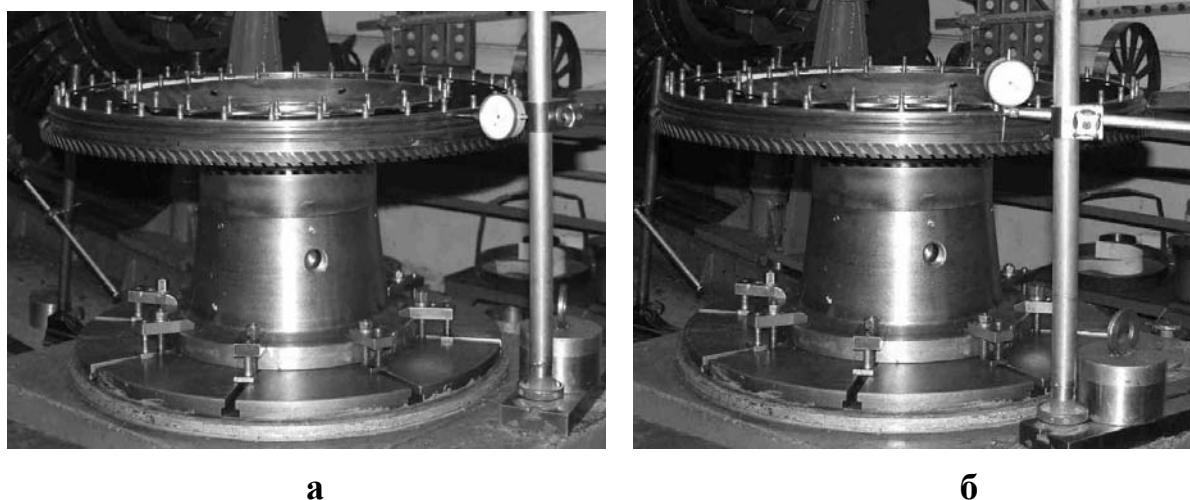


Рис. 6.6.1. Определение достигнутого положения колеса 5 ст.:
а – измерение радиального биения R_5 (по Γ_5);
б – измерение торцевого биения T_5 (по T_5)

Этап 2. На колесо 5 ст. собранного пакета устанавливается секция 1...4 ст. При этом по достигнутому положению колеса 5 ст. рассчитан угол поворота секции 1...4 ст. относительно колеса 5 ст. $\varphi_2 = 140^0$. Собранный роторный пакет установлен в контрольное поворотное устройство для определения достигнутого положения секции 1...4 ст. в роторном пакете (рис. 6.6.2). Результаты измерений занесены в табл. 6.6.4.

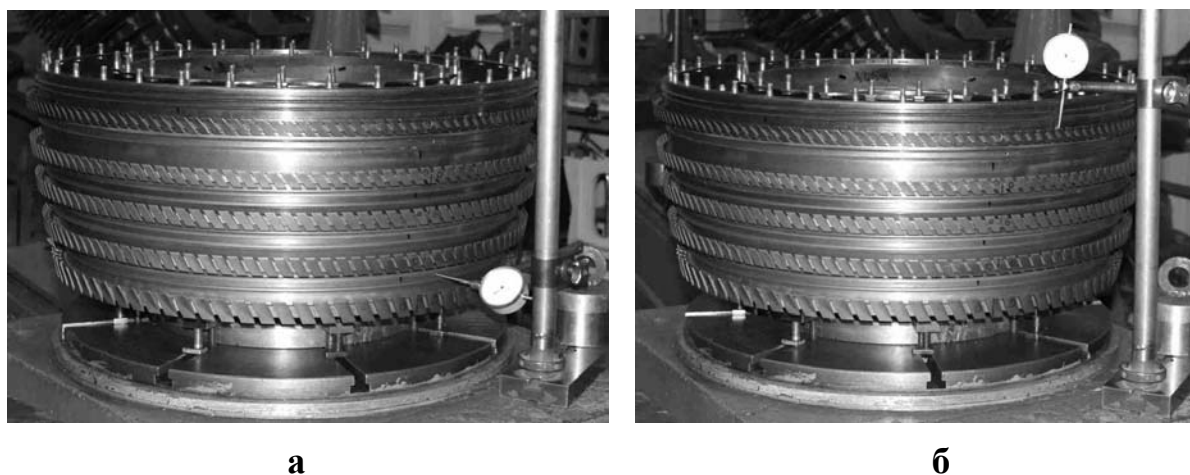
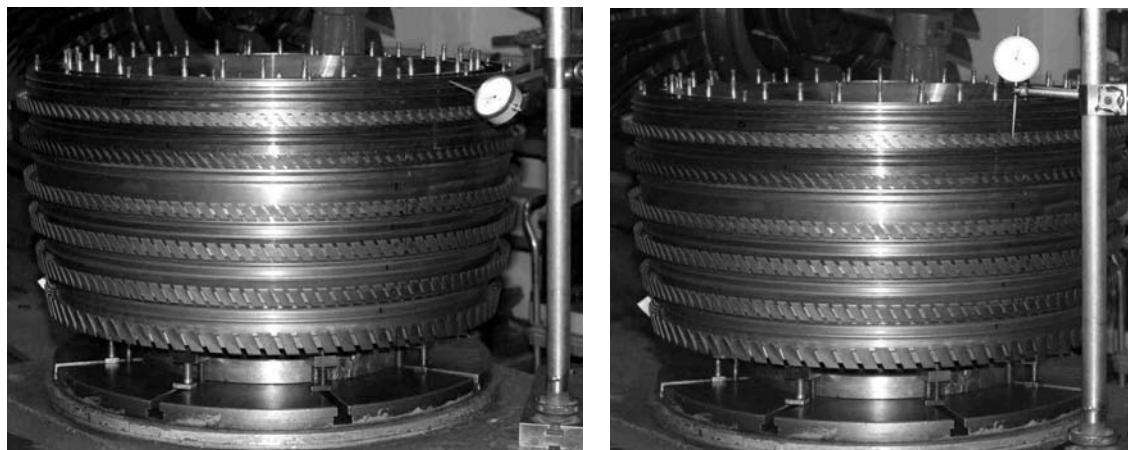


Рис. 6.6.2. Определение достигнутого положения секции 1...4 ст.:
а – измерение радиального биения R_1 (по Γ_1);
б – измерение торцевого биения T_5 (по T_5)

Этап 3. На колесо 5 ст. с проставкой 6 ст. собранного пакета устанавливается колесо 6 ст. с проставкой. При этом по достигнутому положению колеса 5 ст. с проставкой 6 ст. рассчитан угол поворота колеса 6 ст. с проставкой относительно колеса 5 ст. $\varphi_3 = 300^0$. Собранный

роторный пакет установлен в контрольное поворотное устройство для определения достигнутого положения колеса 6 ст. с проставкой в роторном пакете (рис. 6.6.3).



а

б

Рис. 6.6.3. Определение достигнутого положения колеса 6 ст. с проставкой:

а – измерение радиального биения R_7 (по Γ_7);

б – измерение торцевого биения T_6 (по T_6)

Этап 4. На проставку устанавливается колесо 7 ст., и на него – вал задний. При этом по достигнутому положению колеса 6 ст. с проставкой в роторном пакете рассчитан угол поворота колеса 7 ст. с валом задним относительно колеса 6 ст. $\varphi_4 = 15^\circ$.

Таким образом, программой последовательно рассчитаны следующие углы поворота звеньев:

$$\varphi_1 = 300^\circ; \varphi_2 = 140^\circ; \varphi_3 = 270^\circ; \varphi_4 = 15^\circ.$$

Фактические биения контрольных поверхностей ротора, участвующие в определении положений последующих звеньев, занесены в табл. 6.6.4.

Таблица 6.6.4

Фактические биения контрольных поверхностей ротора, участвующие в определении положений следующих звеньев

Пов-ть № Величина, мм	Γ_5	T_5	Γ_7	T_6
$\Delta_{33} (\delta_{33})$	0,01	-0,02	-0,03	0,07
$\Delta_{43} (\delta_{43})$	0,00	0,03	-0,03	-0,02

Следует отметить следующие особенности использования этих биений:

6.6. Сборка ротора КВД ТРДД Д-18Т... последовательной оптимизации

- при соединении звеньев первой пары фактические биения первого звена – вала переднего – не измеряются и принимаются равными нулю;
- фактические биения колеса 5 ст. измеряются один раз после его соединения с валом передним, и далее эти биения используются для расчета оптимальных углов поворота секции 1..4 ст. и колеса 6 ст.

В связи с этим в процессе сборки ротора он устанавливается на контрольное поворотное устройство для измерений биений два раза.

Этап контроля. Собранный ротор устанавливается в контрольное поворотное устройство (рис. 6.6.4).

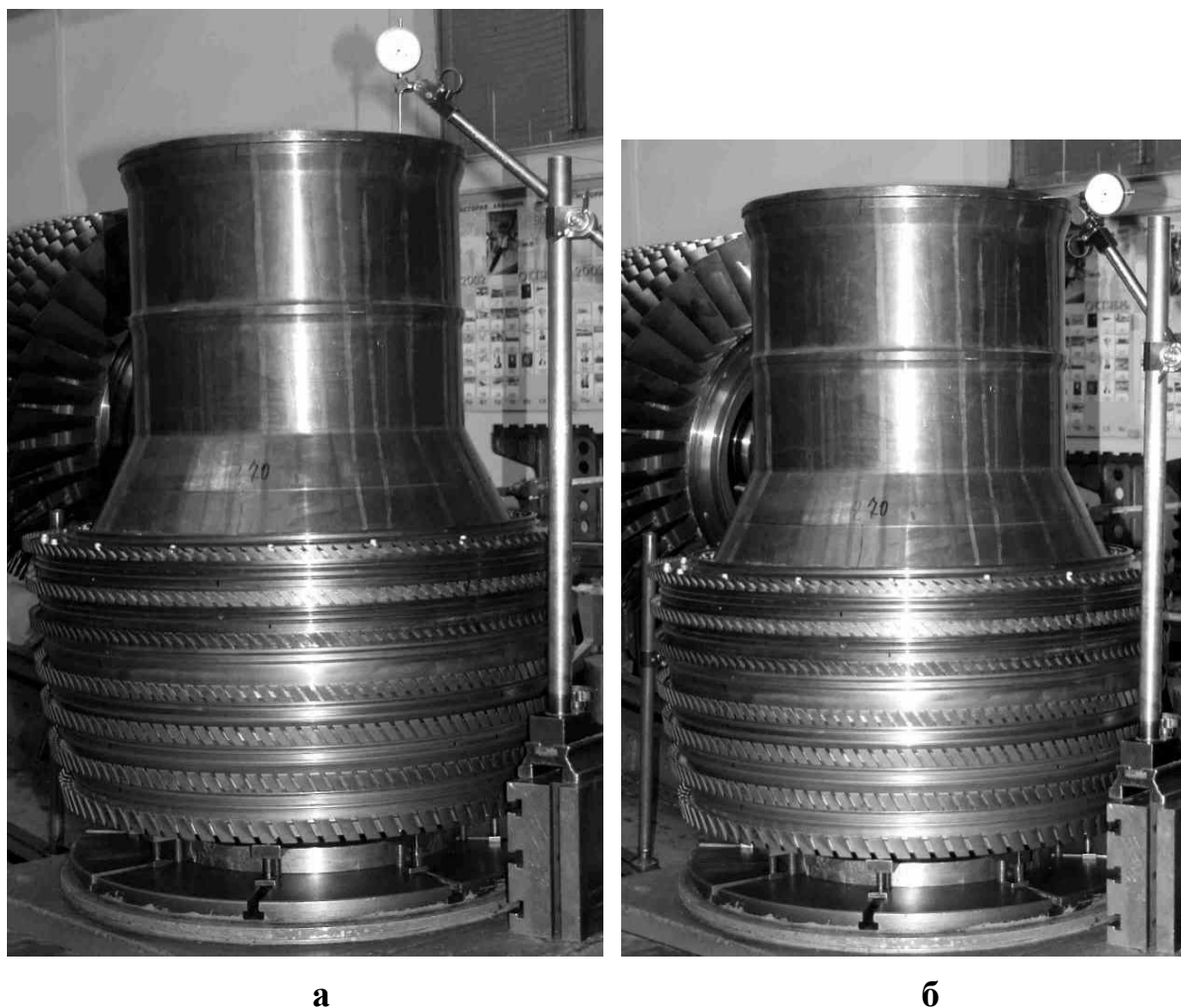


Рис. 6.6.4. Контроль качества сборки ротора - определение достигнутого положения колеса 7 ст. с валом задним:

а – измерение радиального биения R_8 (по Γ_8);

б – измерение торцевого биения T_8 (по T_8)

Производится замер биений паспортных и дополнительных контрольных поверхностей. Результаты окончательных контрольных измерений занесены в табл. 6.6.5.

По биениям Δ и δ для T_8 видно, что:

- они удовлетворяют требованиям чертежа;
- у собранного ротора уменьшились биения, характеризующие фактическое положение 3-го звена в роторном пакете.

Последнее явление показывает, что на характеристику пары, образуемой при соединении двух звеньев, влияют и последующие звенья. Поэтому характеристики пар целесообразней определять при полностью собранном роторе, а не соединением двух звеньев.

Заметим, что биения вала заднего близки к гранично-допустимым, а биения первых четырех звеньев удовлетворяют ограничениям со значительным запасом. Для лучших характеристик ротора желательно обратное. Поэтому возникает вопрос – а существует ли соответствующий альтернативный вариант сборки ротора? Для ответа на этот вопрос необходимо производить сборку ротора методом полной оптимизации, что является предметом изучения в следующем пункте.

Таблица 6.6.5.

Биения паспортных контрольных поверхностей ротора на поворотном сборочном стапеле после окончательной (третьей) сборки

Пов-ть № величина	Γ_1	Γ_2	Γ_3	Γ_4	Γ_5	Γ_6	Γ_7	Γ_8	T_8
$\Delta_{33} (\delta_{33})$	-0,02	-0,01	0,00	0,01	0,01	-0,01	-0,03	-0,02	-0,03
$\Delta_{43} (\delta_{43})$	0,01	0,00	-0,01	-0,01	0,00	-0,02	-0,03	0,04	0,04
$\Delta (\delta)$	0,022	0,02	0,01	0,014	0,01	0,022	0,042	0,045	0,05

6.7. Сборка ротора КВД ТРДД Д-18Т методом двух пробныхборок с применением полной оптимизации

6.7.1. Результаты измерений

Для оптимальной сборки был выбран ротор, подлежащий ремонту. Перед его разборкой были замерены паспортные и технологические биения (табл. 6.7.1). Их анализ показывает, что в роторном пакете со значительным запасом оптимизировано положение первых звеньев ротора, в то время, как радиальные биения вала заднего почти в два раза превышают допустимые значения. Перетяжка болтов вала заднего практически не изменила картину биений. Поэтому возникает вопрос – а можно ли собрать этот ротор так, чтобы биения всех контрольных поверхностей удовлетворяли допускам, но при этом положения первых звеньев не были бы излишне оптимизированы? Исходная сборка ротора

6.7. Сборка ротора КВД ТРДД Д-18Т методом... полной оптимизации

(перед ремонтом) была принята за первую пробную сборку, что сэкономило время на ее выполнение.

Таблица 6.7.1

Биения контрольных поверхностей ротора на поворотном сборочном стапеле до разборки ротора (первая пробная сборка)

Пов-ть № величина	Γ_1	Γ_2	Γ_3	Γ_4	Γ_5	Γ_6	Γ_7	Γ_8
Δ_{31}	0,02	0,01	-0,01	0,01	0,01	-0,01	-0,01	-0,10
Δ_{41}	0	0,01	0,02	0	-0,01	0,01	0,01	0,03
Пов-ть № величина	T_4			T_5		T_6	T_8	
δ_{31}	-0,06			0,06		0,04	0,02	
δ_{41}	0,03			0,02		-0,03	0,01	

После разборки ротора были измерены и занесены в табл. 6.7.2 эталонные биения дисков и радиусы контрольных поверхностей.

Таблица 6.7.2

Характеристики дисков, радиусы контрольных поверхностей

Диск № Величина	4 T_4	5 T_5	6 T_6	ВЗ T_8
$\delta_{30}, мм$	-0,03	0,02	0,03	-
$\delta_{40}, мм$	-0,01	-0,02	0,01	-
$r_k, мм$	335	341	347	220

После ремонта ротор был пробно собран второй раз с разворотом звеньев на 180^0 друг относительно друга. Биения контрольных поверхностей занесены в табл. 6.7.3.

Таблица 6.7.3

Биения контрольных поверхностей ротора на поворотном сборочном стапеле после второй пробной сборки

Пов-ть № Величина, мм	Γ_1	T_4	Γ_5	T_5	Γ_7	T_6	Γ_8	T_8
$\Delta_{32} (\delta_{32})$	0,12	0,12	0,12	0,11	-0,18	0,05	0,11	-0,07
$\Delta_{42} (\delta_{42})$	0,13	0,07	0,10	-0,12	-0,17	-0,11	0,37	-0,19

6.7.2. Сборка ротора

1. Сборка ротора. Технологически сборка ротора проводится аналогично п.п. 6.6 и поэтому подробно не расписывается. Программой

первоначально рассчитаны следующие оптимальные углы поворота звеньев:

$$\varphi_1 = 20^0; \varphi_2 = 350^0; \varphi_3 = 0^0; \varphi_4 = 0^0.$$

В процессе сборки ротора эти углы пересчитывались в зависимости от достигнутых (фактических) положений установленных звеньев в роторном пакете. Соответствующие биения контрольных поверхностей ротора занесены в табл. 6.7.4.

Таблица 6.7.4

Фактические биения контрольных поверхностей ротора, участвующие в определении положений следующих звеньев

Пов-ть № Величина, мм	Г ₅	Т ₅	Г ₇	Т ₆
Δ ₃₃ (δ ₃₃)	0,03	0,04	0,01	0,03
Δ ₄₃ (δ ₄₃)	-0,03	0,01	-0,01	-0,04

В результате ротор собран со следующими оптимальными углами поворота звеньев:

$$\varphi_1 = 20^0; \varphi_2 = 350^0; \varphi_3 = 0^0; \varphi_4 = 20^0.$$

Расхождения между первоначальными и конечными оптимальными углами объясняется тем, что биения звена после его установки в роторный пакет несколько отличаются от расчетных, что влияет на положения последующих звеньев.

2. Этап контроля. Собранный ротор устанавливается в контрольное поворотное устройство и производится замер биений паспортных контрольных поверхностей. Результаты измерений занесены в табл. 6.7.5.

Таблица 6.7.5

Биения паспортных контрольных поверхностей ротора на поворотном сборочном стапеле после окончательной (третьей) сборки

Пов-ть № величина	Г ₁	Г ₂	Г ₃	Г ₄	Г ₅	Г ₆	Г ₇	Г ₈	Т ₈
Δ ₃₃ (δ ₃₃)	-0,01	-0,01	-0,02	0,02	0,03	0,02	0,01	-0,03	-0,03
Δ ₄₃ (δ ₄₃)	-0,03	-0,02	-0,01	-0,01	-0,03	-0,02	-0,01	0,04	0,01
Δ (δ)	0,032	0,022	0,022	0,022	0,042	0,028	0,014	0,05	0,032

По биениям Δ и δ для Т₈ видно, что:

- они удовлетворяют требованиям чертежа;
- биения первых звеньев роторного пакета увеличились по сравнению с биениями, замеренными до разборки ротора, а биения вала заднего уменьшились и вошли в требуемые пределы.

6.8. Описание роторного комплекта КВД ТРДД АИ-222 и методики его сборки

Для оптимальной сборки использован ротор КВД 2220106000 - комплект № к-0411. Предоставленный ротор неоднократно собирался. При этом биения контрольных поверхностей не превышали допустимых значений (но были близки к ним), а начальный дисбаланс ротора превышал предельно допустимые значения. В табл. 6.8.1 приведены результаты наилучшей сборки комплекта № к-0411 без оптимизации.

Таблица 6.8.1

Характеристики ротора при наилучшей сборке без оптимизации

Измеряемое биение (мм), дисбаланс (г·мм)	Предельно допустимое значение	Достигнутое значение
ступица 0 ст. (Δ_0)	0,08	0,06
ступица 1 ст. (Δ_1)	0,08	0,05
ступица 2 ст. (Δ_2)	0,08	0,07
ступица 3 ст. (Δ_3)	0,08	0,06
ступица 4 ст. (Δ_4)	0,08	0,06
ступица 5 ст. (Δ_5)	0,08	0,05
ступица 6 ст. (Δ_6)	0,08	0,06
ступица 7 ст. (Δ_7)	0,08	0,05
ступица лабиринта заднего (Δ_8)	0,08	0,06
делительная окружность индуктора переднего вала (Δ_9)	0,04	0,04
торец вала переднего (δ_1)	0,01	0,01
торец вала заднего (δ_2)	0,03	0,03
Начальный дисбаланс в плоскости 0 ст.	600 г·мм	240 г·мм
Начальный дисбаланс в плоскости лабиринта заднего.	600 г·мм	822 г·мм

Цель оптимизации – найти более лучший вариант сборки роторного комплекта, чем добиться минимальных величин начального дисбаланса ротора КВД.

Сравнительными показателями оценки качества сборки ротора являются паспортные характеристики ротора КВД, вносимые в табл. 6.8.1.

1. Используемый процесс сборки. Для сборки ротора КВД будем использовать типовой технологический процесс, основанный на методе двух пробных соединений звеньев и последовательной оптимизации. Применение этого техпроцесса обусловлено:

- 1) отсутствием у собираемого ротора торцевых контрольных поверхностей (любых, в том числе и предназначенных для определения перекосов звеньев);
- 2) малым количеством звеньев, на которые можно разбить ротор

(нежелательный взаимный разворот дисков в барабане 3-7 ст.);

3) отсутствием прижимных и центрирующих приспособлений для установки дисков на контрольном поворотном устройстве.

2. Разбиение ротора на звенья. Для контролируемой вертикальной сборки ротора использовался специальный спадок, позволяющий центрировать вал передний по посадочной поверхности под подшипник. Ротор разбирается на четыре звена:

- 1) вал передний;
- 2) барабан 3-7 ст., составленный из колес и проставок 3-7 ст. и лабиринта заднего;
- 3) вал задний;
- 4) барабан 0-2 ст., состоящий из рабочих колес 0-2 ст. и лабиринта переднего.

Допускается относительный поворот звеньев друг относительно друга с шагом в $22,5^{\circ}$, что обусловлено 16 отверстиями под стяжки ротора ($360^{\circ}/16=22,5^{\circ}$).

3. Последовательность сборки ротора.

- 1) Вал передний соединяется с барабаном 3-7 ст. с обеспечением наименьшего торцевого биения δ_8 торцевой посадочной поверхности под вал задний лабиринта заднего. При этом радиальные биения ступицы лабиринта заднего Δ_8 должны удовлетворять требуемым ограничениям. Роторный пакет стягивается технологическими стяжками с контролем по моменту.
- 2) Вал задний соединяется с роторным пакетом (из звена 1 и 2) с обеспечением наиболее прямой продольной оси ротора. Контроль качества присоединения звена определяется по радиальному Δ_{10} и торцевому δ_2 биениям контрольного переходного приспособления для вала заднего. Роторный пакет стягивается технологическими стяжками с контролем по моменту.
- 3) Проверяются паспортные биения ротора на призмах.
- 4) При удовлетворительных биениях ротора на призмах, к роторному пакету присоединяется барабан 0-2 ст. При этом обеспечивается противофаза между биением Δ_0 ступицы 0-й ступени и биениями барабана 3-7 ст. В процессе сборки ротор стягивается технологическими стяжками с контролем по моменту.
- 5) Проверяются паспортные биения ротора на призмах. При удовлетворительных биениях ротор стягивается собственными стяжками с контролем их вытяжки.

Если биения контрольных поверхностей удовлетворяют требуемым ограничениям, то определяется начальный дисбаланс ротора на балансировочном станке.

6.9. Эксперимент по сборке ротора КВД ТРДД АИ-222

6.9.1. Установка на вал передний барабана 3-7 ступеней

Схема и фотография соединения вала переднего и барабана 3-7 ст. показаны на рис. 6.9.1.

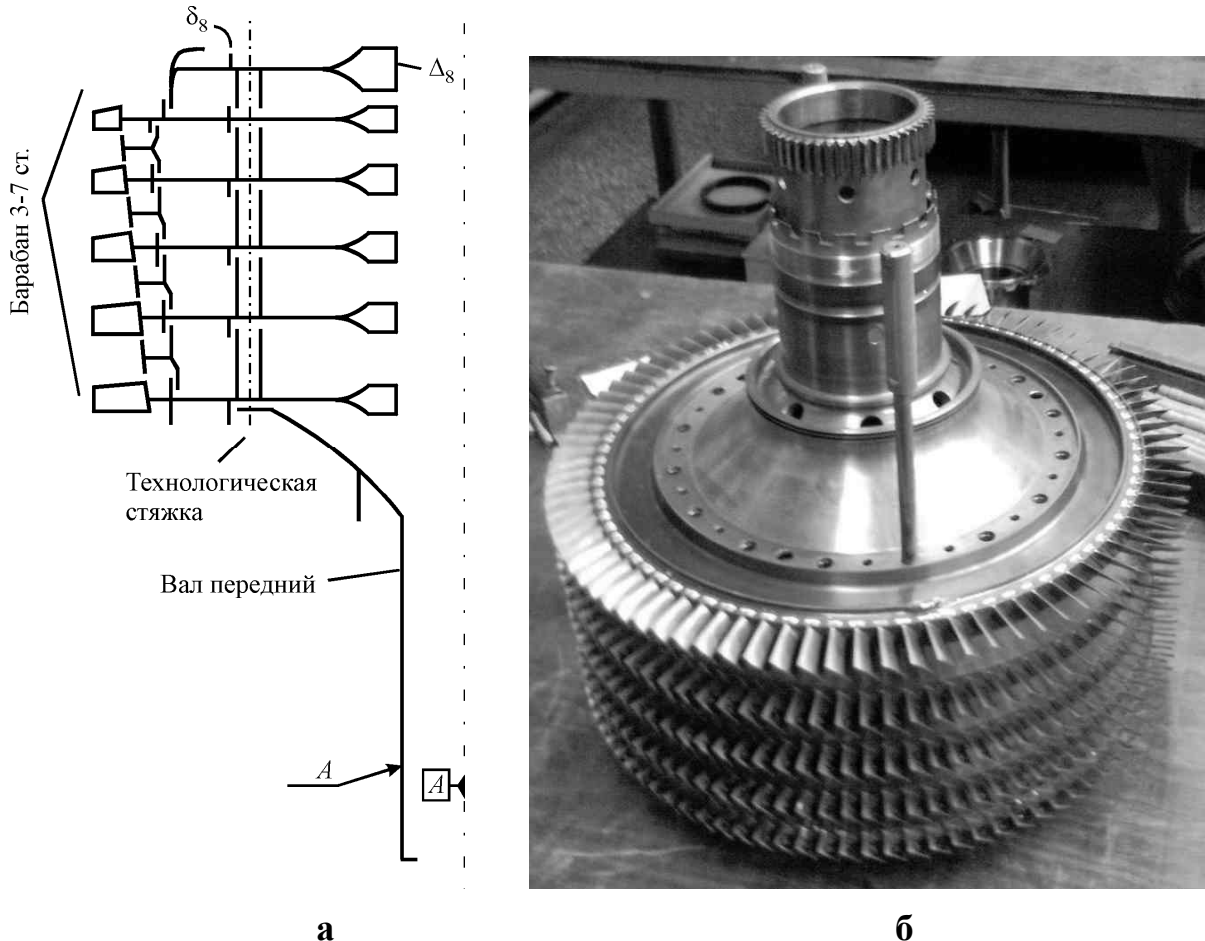
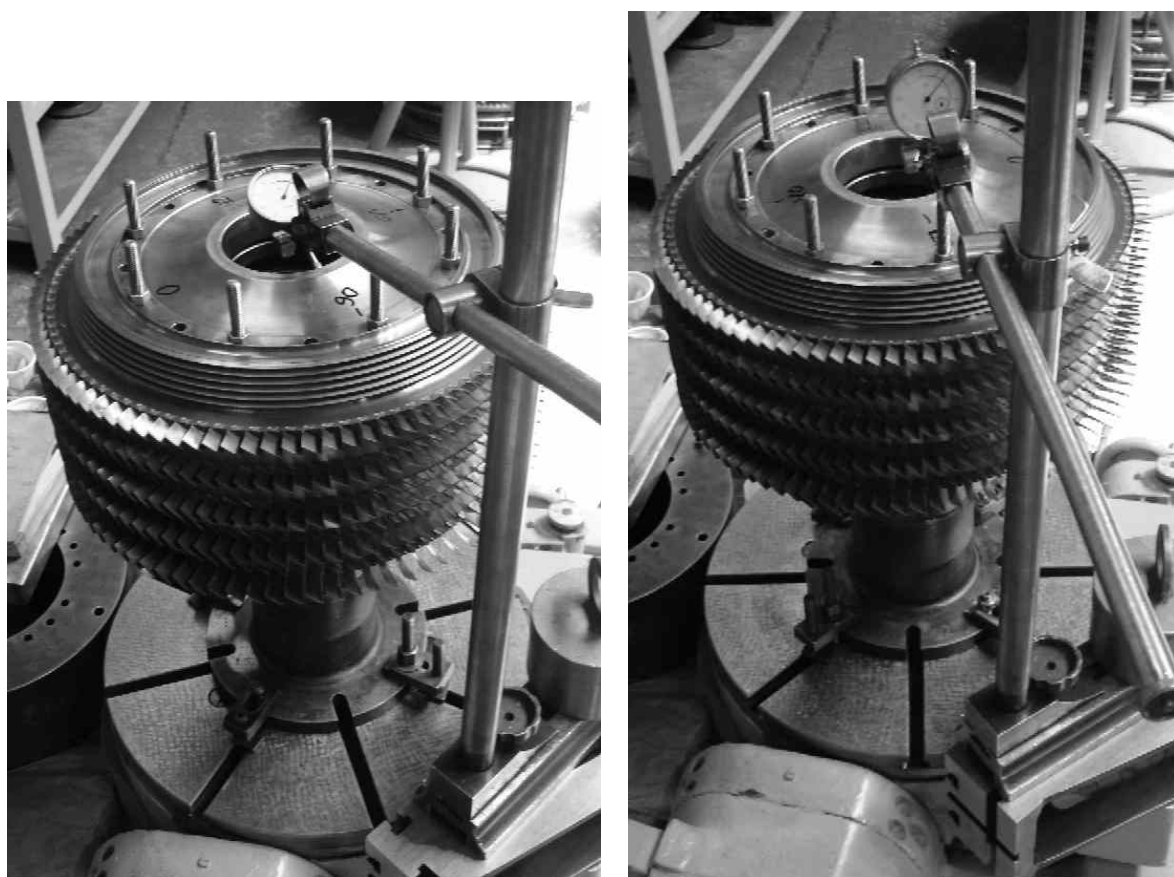


Рис. 6.9.1. Соединение вала переднего и барабана 3-7 ступеней:
а - схема; б - фотография

В качестве контрольных поверхностей выбраны поверхность ступицы лабиринта заднего - для измерения радиального биения Δ_8 (рис. 6.9.1, а), и торцевая посадочная поверхность ступицы под вал задний - для измерения торцевого биения δ_8 (рис. 6.9.1, б).

Вал передний и барабан 3-7 ст. дважды пробно соединялись - с совмещением "0" меток и с разворотом на 180° . После каждой сборки замерялись биения барабана 3-7 ст. (рис. 6.9.2). Результаты замера биений занесены в табл. 6.9.1.



а

б

Рис. 6.9.2. Вал передний и барабан 3-7 ступеней:
 а - измерение радиальных биений ступицы колеса 7 ступени;
 б - измерение торцевых биений посадочного места под вал задний

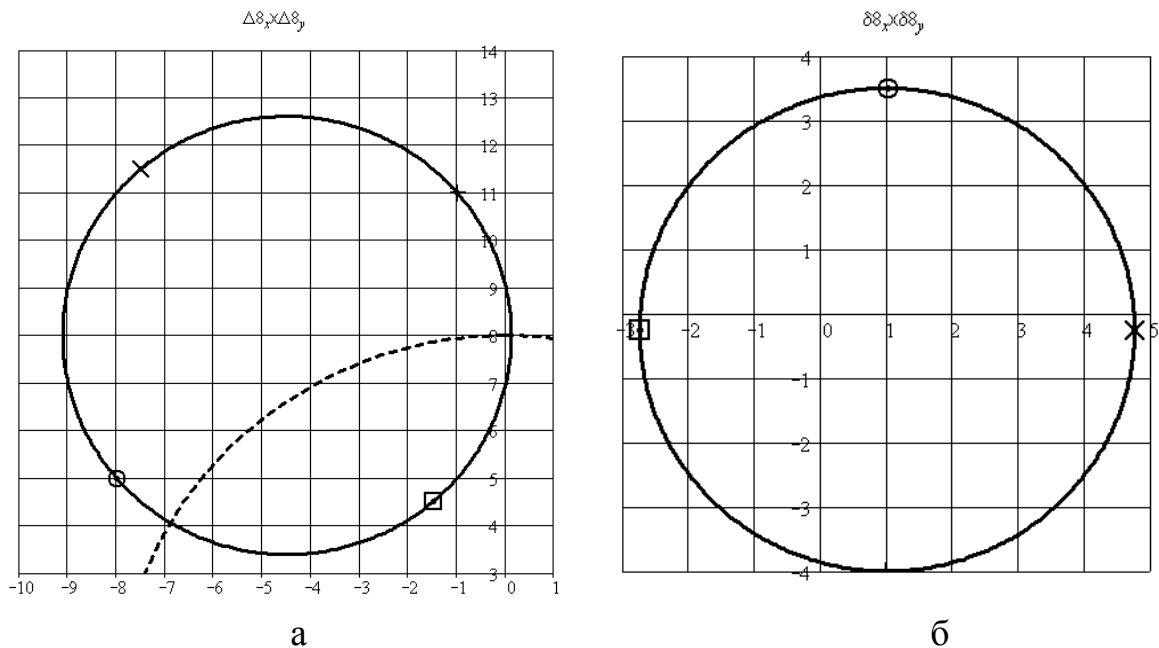
Таблица 6.9.1

Биения при установке на вал передний барабана 3-7 ст.

Сборка №	Угол поворота	Δ_x	Δ_y	δ_x	δ_y
		0,01 мм			
1	0^0	-8	5	1	3,5
2	180^0	-1	11	1	-4
3 р. д.	$67,5^0$	-3	3,5	-2,5	1
		-3	4	-2	1

Графики биений построены на рис. 6.9.3. По ним рассчитан оптимальный угол поворота барабана 3-7 ст. – $67,5^0$.

6.9. Эксперимент по сборке ротора КВД ТРДД АИ-222



— - характеристика, построенная по сборкам 1,2;
- - - - ограничения на биения;
точки на графиках: \circ - 0^0 ; \square - 90^0 ; $+$ - 180^0 ; \times - 270^0

Рис. 6.9.3. Радиальные (а) и торцевые (б) биения барабана 3-7 ст. в собственной системе координат

Из графиков видно, что при оптимальном угле поворота барабана 3-7 ст. будут минимальны торцевые биения, а радиальные биения будут удовлетворять требованиям чертежа. Заметим, что угол $67,5^0$ близок к оптимальному углу поворота колеса 3 ступени. Так же, при угле 90^0 радиальные биения барабана 3-7 ст. - минимальны. В табл. 5.19 в сборке 3 указаны расчетные биения (р) и достигнутые (д).

6.9.2. Установка вала заднего

Схема присоединения вала заднего к роторному пакету показана на рис. 6.9.4. Контрольные поверхности, определяющие положение вала заднего расположены на переходном контрольном приспособлении.

На рис. 6.9.5 показаны фотографии процесса измерения радиальных и торцевых биений контрольных поверхностей. Результаты измерений занесены в табл. 6.9.2.

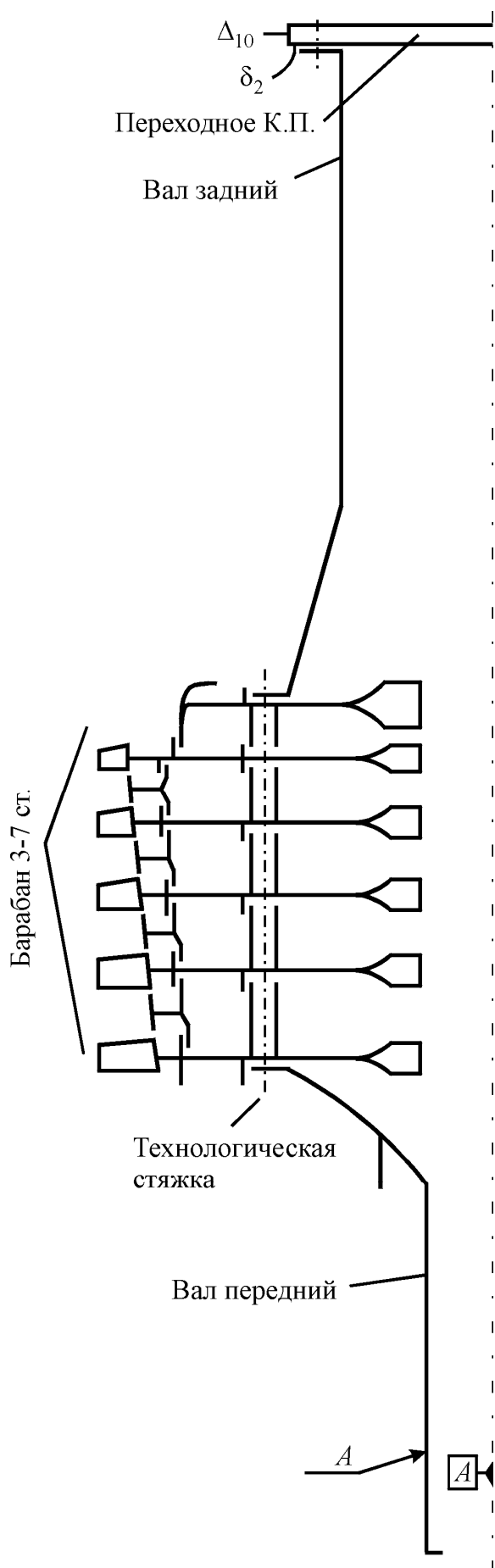


Рис. 6.9.4. Схема присоединение вала заднего к роторному пакету

6.9. Эксперимент по сборке ротора КВД ТРДД АИ-222

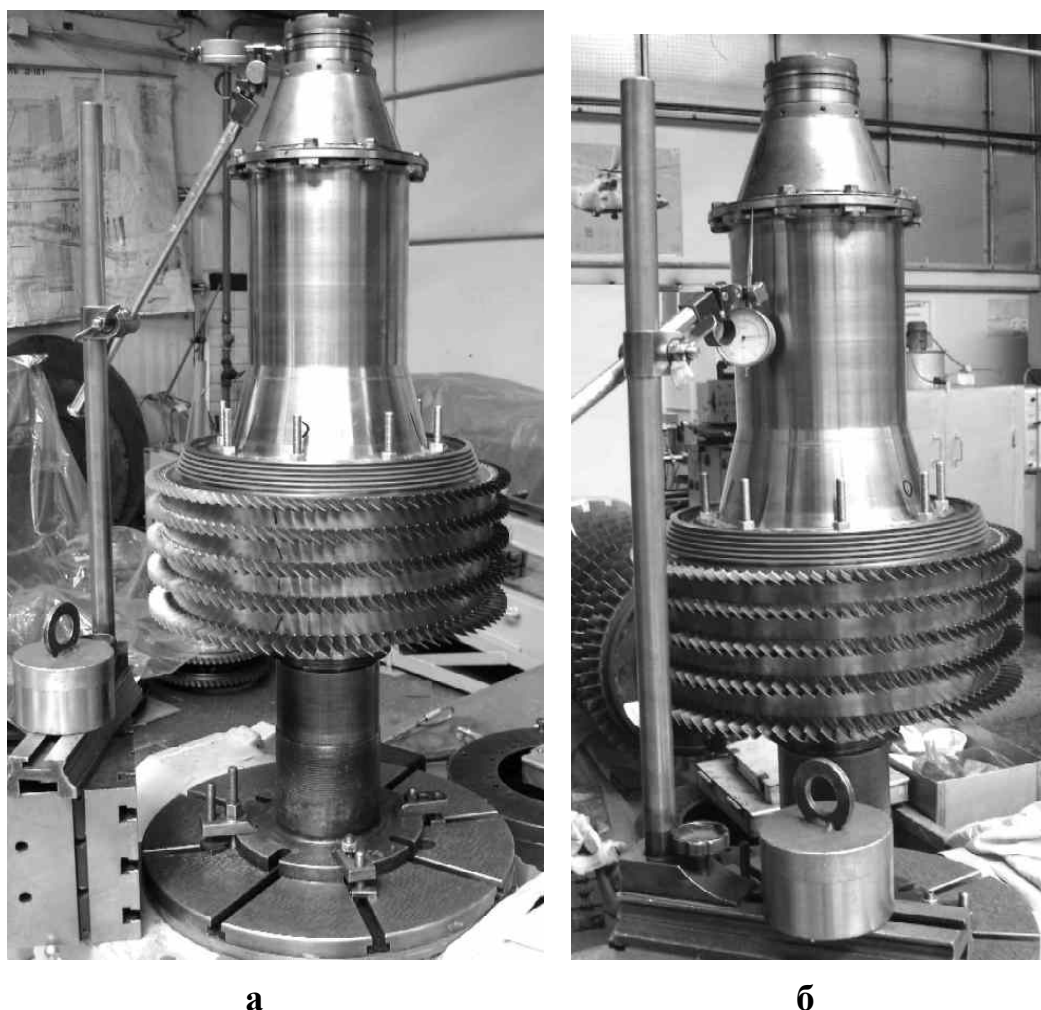


Рис. 6.9.5. Роторный пакет из первых трех звеньев:
 а - измерение радиальных биений переходного контрольного приспособления;
 б - измерение торцевых биений переходного контрольного приспособления

Таблица 6.9.2

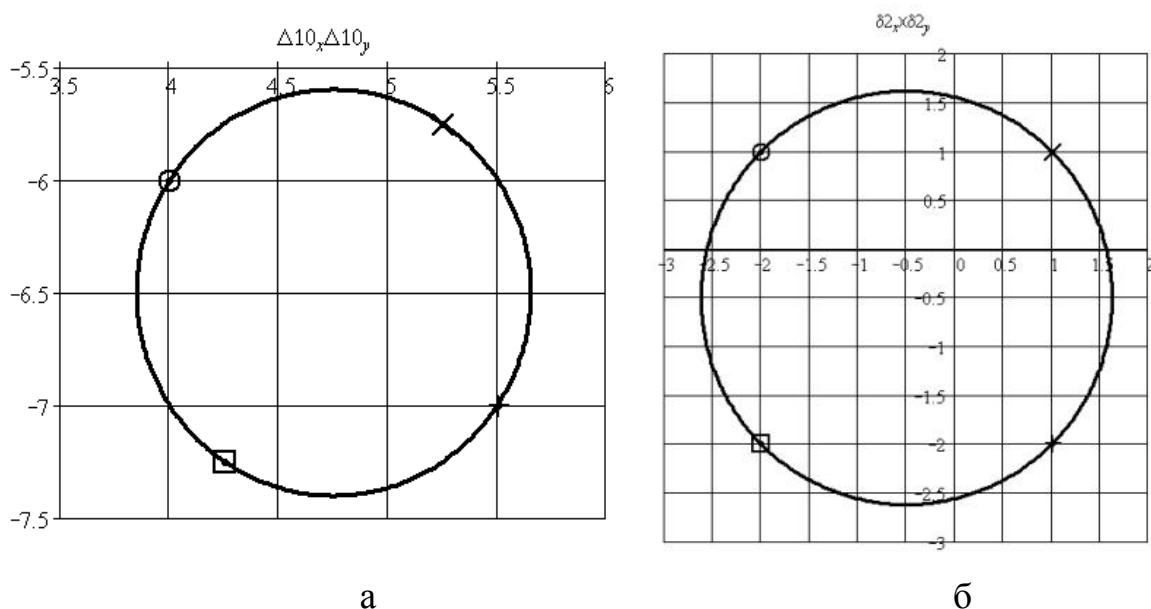
Биения при установке на роторный пакет вала заднего

Сборка №	Угол поворота	Δ_x	Δ_y	δ_x	δ_y
		0,01 мм			
1	0^0	4	-6	-2	1
2	180^0	5,5	-7	1	-2

На рис. 6.9.6 построены графики биений контрольных поверхностей в системе координат вала заднего. С их помощью на рис. 6.9.7 изображена ось ротора на поворотном стапеле и ось ротора на призмах, соответствующие 1-ой и 2-ой пробным сборкам.

Анализ замеренных биений показывает, что в первом варианте сборки (0^0) барабан 3-7 ст. и вал задний смещены относительно вала переднего в разные стороны. Поэтому после установки роторного пакета на призмы смещение барабана от оси вращения увеличится, чем увеличится статический дисбаланс ротора. Во втором варианте сборки (180^0) барабан 3-7 ст. и вал задний смещены относительно вала переднего в одну сторону. Поэтому после установки роторного пакета на призмы радиальные биения барабана 3-7 ст. уменьшаться.

Второй вариант сборки – наилучший и среди всех других вариантов установки вала заднего, так как обеспечивает наименьший дисбаланс ротора. Однако есть опасения, что торцевые биения вала переднего и заднего выйдут за допустимые значения.



— - характеристика, построенная по сборкам 1,2;
 точки на графиках: \circ - 0^0 ; \square - 90^0 ; $+$ - 180^0 ; \times - 270^0

Рис. 6.9.6. Радиальные (а) и торцевые (б) биения вала заднего в собственной системе координат

Роторный пакет был установлен на призмы (рис. 6.9.8). Замер паспортных биений показал, что они удовлетворяют требуемым ограничениям - табл. 6.9.3. Поэтому было решено продолжить сборку ротора с текущим разворотом вала заднего (180^0).

6.9. Эксперимент по сборке ротора КВД ТРДД АИ-222

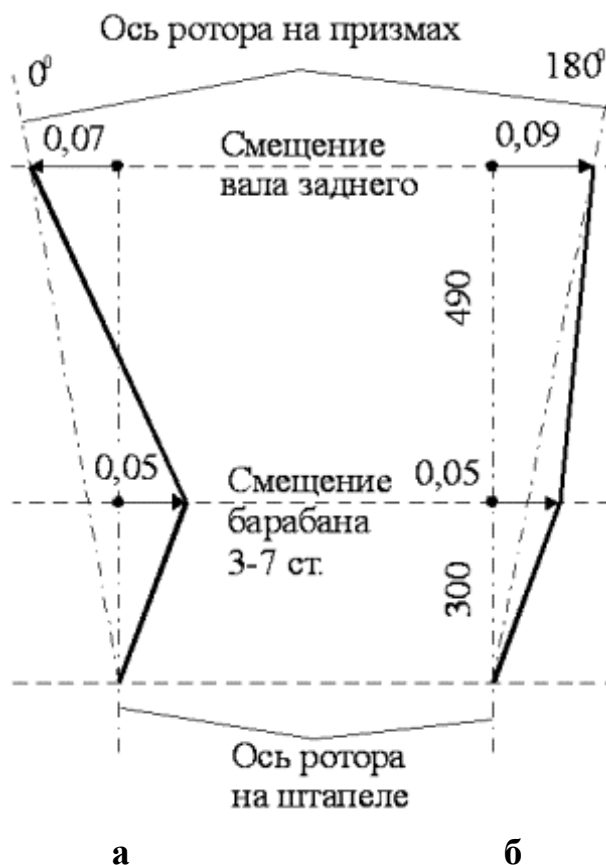


Рис. 6.9.7. Два варианта сборки ротора КВД:
а - смещение барабана 3-7 ст. и вала заднего в разные стороны - 0°
б - смещение барабана 3-7 ст. и вала заднего в одну сторону - 180° ;

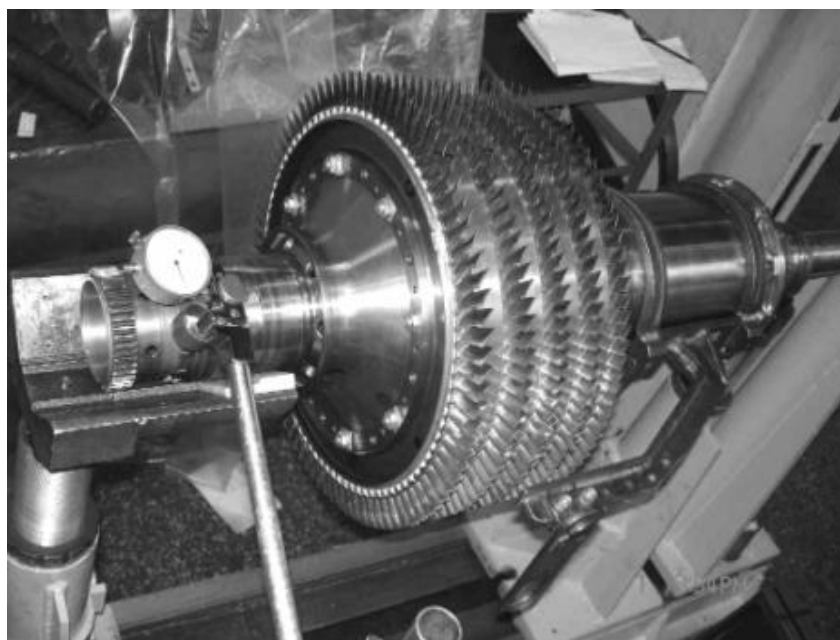


Рис. 6.9.8. Замер паспортных биений роторного пакета на призмах

Таблица 6.9.3

Паспортные биения роторного пакета на призмах в системе координат вала переднего, мм

Измеряемое биение	Предельно допустимое биение	Достигнутое биение
ступица 3 ст. (Δ_3)	0,08	0,04 $\angle 240^\circ$
ступица 4 ст. (Δ_4)	0,08	0,03 $\angle 270^\circ$
ступица 5 ст. (Δ_5)	0,08	0,05 $\angle 310^\circ$
ступица 6 ст. (Δ_6)	0,08	0,01 $\angle 230^\circ$
ступица 7 ст. (Δ_7)	0,08	0,04 $\angle 330^\circ$
ступица лабиринта заднего (Δ_8)	0,08	0,05 $\angle 270^\circ$
делительная окружность индуктора переднего вала (Δ_9)	0,04	0,04
торец вала переднего (δ_1)	0,01	0,01
торец вала заднего (δ_2)	0,03	0,01

6.9.3. Установка колес 0-2 ступеней

1. Установка звена 4 в 0-ом положении.

После оптимальной установки в роторный пакет первых трех звеньев и установки в 0-ом положении относительно вала переднего четвертого звена были замерены характеристики ротора (рис. 6.9.9). Они приведены в табл. 6.9.4 - столбце "0".

Поскольку все биения удовлетворяли требованиям чертежа, то ротор был установлен на балансировочные оправки и затем - на балансировочный станок - для измерения начального дисбаланса (рис. 6.9.10).

Замер начального дисбаланса показал, что в одной из плоскостей коррекции он несколько превышает предельно допустимое значение (642 против 600).

Из характеристик ротора видно, что статический дисбаланс ротора образован барабаном 3-7 ст., и его усиливают колеса 0-2 ступеней, установленные без оптимизации. Поэтому возможно дальнейшее уменьшение дисбаланса ротора путем оптимальной установки этих ступеней.

6.9. Эксперимент по сборке ротора КВД ТРДД АИ-222



а



б



в



г

Рис. 6.9.9. Ротор КВД двигателя АИ222 на призмах: общий вид (а);
замер биений ступиц (б), шестерни (в), торца вала переднего (г)

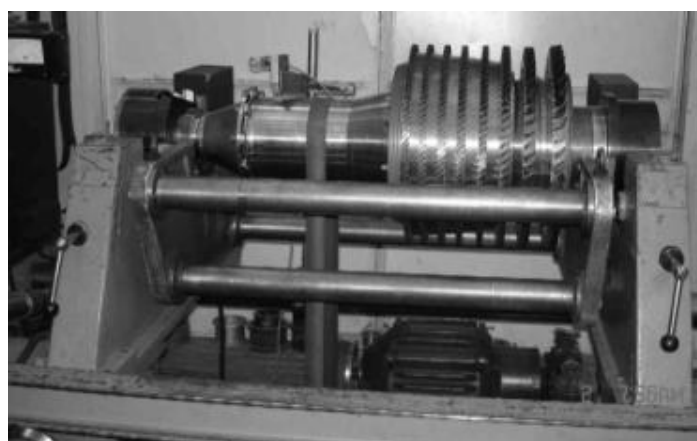
Таблица 6.9.4

Характеристики ротора КВД при развороте колес 0-2 ст. на 0° и 180°

Измеряемое биение	Предельно допустимое биение, мм	Достигнутое биение, мм	
		0°	180°
ступица 0 ст. (Δ_0)	0,08	0,06 $\angle 210^{\circ}$	0,08 $\angle 30^{\circ}$
ступица 1 ст. (Δ_1)	0,08	0,05 $\angle 225^{\circ}$	0,07 $\angle 45^{\circ}$
ступица 2 ст. (Δ_2)	0,08	0,05 $\angle 180^{\circ}$	0,02 $\angle 10^{\circ}$
ступица 3 ст. (Δ_3)	0,08	0,05 $\angle 240^{\circ}$	0,04 $\angle 240^{\circ}$
ступица 4 ст. (Δ_4)	0,08	0,03 $\angle 280^{\circ}$	0,04 $\angle 260^{\circ}$
ступица 5 ст. (Δ_5)	0,08	0,05 $\angle 320^{\circ}$	0,04 $\angle 330^{\circ}$
ступица 6 ст. (Δ_6)	0,08	0,02 $\angle 230^{\circ}$	0,02 $\angle 220^{\circ}$
ступица 7 ст. (Δ_7)	0,08	0,04 $\angle 340^{\circ}$	0,04 $\angle 350^{\circ}$
ступица лабиринта заднего (Δ_8)	0,08	0,05 $\angle 270^{\circ}$	0,04 $\angle 270^{\circ}$
делительная окружность индуктора переднего вала (Δ_9)	0,04	0,04	0,04
торец вала переднего (δ_1)	0,01	0,01	0,01
торец вала заднего (δ_2)	0,03	0,01	0,01
Начальный дисбаланс в плоскости 0 ст.	600 г·мм	443 г·мм $\angle 260^{\circ}$	-
Начальный дисбаланс в плоскости лабиринта заднего.	600 г·мм	642 г·мм $\angle 291^{\circ}$	-



а



б

Рис. 6.9.10. Определение начального дисбаланса ротора КВД ТРДД АИ-222:

а – ротор на балансировочной оправке, б – балансировочном станке

6.9. Эксперимент по сборке ротора КВД ТРДД АИ-222

2. Оптимизация углового положения звена 4.

Было присоединено к роторному пакету звено 4 в положении 180° относительно вала переднего. После этого были замерены биения контрольных поверхностей на призмах. Результаты измерений занесены в табл. 6.9.4 - столбце " 180° ".

Анализ биений показал, что:

- 1) после разборки и повторной сборки ротора с разворотом колес 0-2 ст. на 180° величина биений поверхностей, не связанных с этими колесами, изменилась не более чем на 0,01 мм, а углы – не более чем на 20° , что говорит о повторяемости биений при разборке и повторной сборке ротора;
- 2) при развороте колес 0-2 ст. относительно вала переднего на 135° отклонения этих колес будет противоположно отклонению барабана 3-7 ст., что обеспечит уменьшение статического дисбаланса ротора.

После установки колес 0-2 ст. с разворотом на 135° , замер биений ротора на призмах показал, что они удовлетворяют требованиям чертежа (табл. 6.9.5).

Таблица 6.9.5

Характеристики ротора КВД при разных сборках

Измеряемое биение – мм, дисбаланс – г·мм	Предельно допустимое биение, мм	Достигнутое биение, мм	
		Неопти- мальная	Оптимальная
ступица 0 ст. (Δ_0)	0,08	0,06	0,07 $\angle 100^\circ$
ступица 1 ст. (Δ_1)	0,08	0,05	0,06 $\angle 90^\circ$
ступица 2 ст. (Δ_2)	0,08	0,07	0,03 $\angle 80^\circ$
ступица 3 ст. (Δ_3)	0,08	0,06	0,04 $\angle 240^\circ$
ступица 4 ст. (Δ_4)	0,08	0,06	0,04 $\angle 270^\circ$
ступица 5 ст. (Δ_5)	0,08	0,05	0,05 $\angle 320^\circ$
ступица 6 ст. (Δ_6)	0,08	0,06	0,01 $\angle 230^\circ$
ступица 7 ст. (Δ_7)	0,08	0,05	0,04 $\angle 330^\circ$
ступица лабиринта заднего (Δ_8)	0,08	0,06	0,05 $\angle 280^\circ$
делительная окружность индуктора переднего вала (Δ_9)	0,04	0,04	0,04
торец вала переднего (δ_1)	0,01	0,01	0,01
торец вала заднего (δ_2)	0,03	0,03	0,01
Начальный дисбаланс в плоскости 0 ст.	600 г·мм	240 г·мм	245 г·мм $\angle 252^\circ$
Начальный дисбаланс в плоскости лабиринта заднего.	600 г·мм	822 г·мм	420 г·мм $\angle 283^\circ$

Замер дисбаланса показал, что он удовлетворяет требуемым ограничениям. Для сравнения в столбце "Неоптимальная" сборка табл. 6.9.5 приведены данные наилучшей сборки ротора без оптимизации.

Выводы главы 6

1. При практической реализации метода двух пробныхборок ротора звеном ротора ГТД барабанно-дискового типа может быть рабочее колесо, неразборная секция, состоящая из нескольких рабочих колес, вал передний или задний, несколько деталей ротора, примыкающих друг к другу и соединяемых при каждой сборке ротора с одним и тем же взаимным разворотом деталей.

2. При определении положений звеньев в роторном пакете можно использовать технологические поверхности, прямо не предназначенные для измерений биений, при условии, что они достаточно гладкие. В этом случае необходимо получить эталонные биения этих поверхностей при закреплении звена на контрольном поворотном устройстве без эксцентриситета и перекоса.

3. Относительная погрешность определения характеристик пар методом двух пробныхборок ротора увеличивается с уменьшением неточностей базирования посадочных поверхностей звеньев. Для ротора КВД ТРДД Д-18Т относительная погрешность определения характеристик пар не превышает 10 %, а для ротора КВД ТРДД АИ-222 – 20 %. Большая относительная погрешность для ротора КВД ТРДД АИ-222 вызвана большей точностью изготовления его деталей.

4. В производственных условиях доказана эффективность техпроцессов сборки роторов КВД ТРДД Д-18Т и АИ-222 методом двух пробныхборок. Для расчета оптимального положения звеньев использовано разработанное программное обеспечение.

5. Для повышения качества сборки ротора ТРДД барабанно-дискового типа целесообразно:

- ввести в конструкцию дисков рабочих колес контрольные поверхности для непосредственного измерения эксцентриситета и перекоса рабочего колеса в роторном пакете;
- динамически уравнивать на балансировочном станке собранные рабочие колеса;
- определять эталонные биения контрольных поверхностей рабочих колес непосредственно на балансировочном станке – сразу после уравнивания.

ВЫВОДЫ

В монографии получены следующие наиболее существенные результаты по технологии сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа.

1. Впервые разработана обобщенная модель ротора ГТД барабанно-дискового типа, учитывающая деформации звеньев ротора при соединении, неточности изготовления посадочных поверхностей, соединение звеньев по двум и более посадочным поверхностям.

2. Впервые установлено, что при соединении двух упругих звеньев ротора с натягом, полностью устраняющем зазор между боковыми посадочными поверхностями и с силовым замыканием (призонными болтами или стяжками), полностью устраняющем зазор между торцевыми посадочными поверхностями, образуется кинематическая пара V-го класса типа цилиндрический шарнир, если условно рассматривать поворот одного звена относительно другого как степень свободы. На вид пары не влияют такие факторы, как нецилиндричность боковых и неплоскостность торцевых посадочных поверхностей, соединение звеньев по нескольким боковым или (и) торцевым посадочным поверхностям.

3. В случае одной боковой и одной торцевой посадочной поверхности характеристики образуемой пары можно определить одними геометрическими измерениями биений посадочных поверхностей.

4. В случае нескольких боковых или (и) торцевых посадочных поверхностей для определения характеристик пары дополнительно необходима информация о жесткостях стыков.

5. Установлена простота образуемой кинематической пары, которая находится в противоречии со сложностями определения ее характеристик путем замера биений посадочных поверхностей соединяемых звеньев. Сложности значительно возрастают при соединении звеньев по нескольким посадочным поверхностям, при нецилиндричности боковых и неплоскостности торцевых посадочных поверхностей, при короблении и деформациях деталей ротора в свободном состоянии и т.д.

6. Впервые показано, что по результатам двух пробных сборок ротора ГТД барабанно-дискового типа можно определить характеристики пар, разработаны соответствующие типовые техпроцессы и алгоритмы расчетов.

7. Установлено, что анализ характеристик пар позволяет: отбраковывать пары; вырабатывать рекомендации по исправлению (подгонке) посадочных поверхностей звеньев пары; вырабатывать требования к

ВЫВОДЫ

точности изготовления посадочных поверхностей, при которой возможна сборка ротора из любого комплекта деталей, но при оптимальных углах поворота звеньев.

8. Впервые разработана технология сборки ротора методом двух пробных сборок, которая позволяет: по результатам двух пробных сборок определять характеристики образуемых при соединении звеньев ротора кинематических пар; по этим характеристикам производить виртуальную сборку ротора, вычислять значения функционала качества; минимизацией функционала качества при наличии ограничений на биения рассчитывать оптимальные углы поворота звеньев в роторном пакете; собирать ротор с оптимальным разворотом его звеньев.

9. Методика и технология сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа устойчива к неточности изготовления посадочных мест, соединении звеньев по двум и более посадочным поверхностям, к короблению и деформациям деталей в свободном состоянии. Устойчивость достигнута благодаря непосредственному замеру характеристик пар в собранном роторном пакете, а не прогнозом этих характеристик по замерам биений контрольных поверхностей отдельных деталей.

10. Разработанный метод имеет следующие преимущества: большую точность, поскольку характеристики пар определяются непосредственно для собранного ротора; становится излишней дополнительная оснастка, необходимая для определения биений отдельного звена (поворотные контрольные устройства, центрирующие приспособления, переходные контрольные приспособления и т.п.); не производится замер биений посадочных поверхностей звеньев.

11. Разработанный метод и технологические процессы сборки роторов барабанно-дискового типа внедрены в производстве предприятий ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, ОАО «Мотор Сич» для 11 типов авиационных двигателей, в том числе Д-27, Д-18Т, Д-36, АИ-222 и их модификаций, применяемых в современных самолетах Ан-70, Ан-124, Ан-140, Як-130 и других.

Способ сборки роторов ГТД барабанно-дискового типа защищен Патентом Украины № 33372 (от 25.06.2008) [90].

12. Для стандартизации единых требований ISO 9001 и YAQS/EN 9100 по выполнению технологических процессов производства ГТД для конструкций особо ответственного назначения (в соответствии с «Авиационными правилами» АП-145) разработан отраслевой нормативный документ СОУ-Н МПП 49.050-074: 2006 «Складання роторів газотурбінних двигунів барабанно-дискової конструкції методом двох пробних зборок» [89].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зрелов В.А. Отечественные газотурбинные двигатели. Основные параметры и конструктивные схемы: Учебн. Пособие. М.: ОАО «Издательство «Машиностроение», 2005. 336 с.
2. Gunston, Bill (2006). World Encyclopedia of Aero Engines, 5th Edition. Phoenix Mill, Gloucestershire, England, UK: Sutton Publishing Limited. pp. 260.
3. Алиев А. Б., Абдуллаев П. Ш. Теория авиационных газотурбинных двигателей: [Учеб. для вузов по специальности "Техн. эксплуатация летат. аппаратов и двигателей"]. - М.: Плюс, 1996. — 318 с.
4. Богуслаев В.А., Качан А.Я., Долматов А.И., Мозговой В.Ф., Корневский Е.Я. Технология производства авиационных двигателей: учебник для студ. вузов / В.А. Богуслаев (общ.ред.). — Изд. 2-е, доп. — Запорожье : Мотор Сич, 2007.
Ч. 1 : Основы технологии производства авиационных двигателей. — Запорожье : Мотор Сич, 2007 — 518с.
5. Богуслаев В.А., Качан А.Я., Долматов А.И., Мозговой В.Ф., Корневский Е.Я. Технология производства авиационных двигателей: учебник для студ. вузов / В.А. Богуслаев (общ.ред.). — Изд. 2-е, доп. — Запорожье : Мотор Сич, 2007.
Ч. 2 : Основы проектирования технологических процессов изготовления деталей авиационных двигателей и технологическая подготовка производства. — Запорожье : Мотор Сич, 2007 — 557с.
6. Богуслаев В.А., Качан А.Я., Яценко В.К., Долматов А.И., Богуслаев А.В., Мозговой В.Ф. Технология производства авиационных двигателей: учебник для студ. вузов / В.А. Богуслаев (общ.ред.). — Запорожье : Мотор Сич, 2008.
Ч. 3 : Методы обработки деталей авиационных двигателей. — Запорожье : Мотор Сич, 2008 — 638с.
7. Богуслаев В.А., Качан А.Я., Долматов А.И., Корневский Е.А., Мозговой В.Ф. Технология производства авиационных двигателей : учебник для студ. вузов / В.А. Богуслаев (общ.ред.). — Запорожье : Мотор Сич, 2009.
Ч. 4 : Сборка авиационных двигателей. — Запорожье : Мотор Сич, 2009 — 341 с.

8. Иноземцев А.А. Газотурбинные двигатели. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2007.– 395 с.
9. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: [Учеб. для вузов по спец. "Авиац. двигатели и энерг. установки" / С. А. Вьюнов, Ю. И. Гусев, А. В. Карпов и др.]; Под общ. ред. Д. В. Хромина. — М. : Машиностроение, 1989. — 564 с.
10. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей: [Учеб. для вузов гражд. авиации] / Л. П. Лозицкий, А. Н. Ветров, С. М. Дорошко и др.; Под общ. ред. Л. П. Лозицкого; М-во гражд. авиации СССР. — М. : Воздуш. трансп., 1992. — 536 с.
11. Надыршин А.Я., Сираев Э.З., Харитонов В.Ф., Чижов Б.Н. Конструкция узлов и деталей авиационных газотурбинных двигателей: Учеб. пособие. — Уфа : УАИ, 1984. — 83 с.
12. Стрункин В.А. Конструкция турбомашин авиационных газотурбинных двигателей: Учеб. пособие. - Казань: КАИ, 1989. - 60 с.
13. Технология производства авиационных двигателей / ч. IV – Основы проектирования технологических процессов и технологическая подготовка производства // Богуслаев В.А., Качан А.Я., Долматов А.И. и др. – Из-во ОАО Мотор Сич, 2005. – 557 с.
14. РТМ 1.4.775-80. Сборка и балансировка роторов ГТД : Руководящий технологический материал. – М.: НИАТ, 1981. – 127 с.
15. ОСТ 1-42074-80 «Сборка газотурбинных двигателей. Термины и определения».
16. ОСТ 1-42322-86 «Система стандартов безопасности труда. Сборка газотурбинных двигателей. Типовые операции сборки. Требования безопасности».
17. ОСТ 1.41185 - 72. Ротор компрессора с дисками, имеющие торцевые зубья: Типовой технологический процесс сборки ротора компрессора. - М.: НИАТ, 1972. - 12 с.
18. ОСТ 1-76086-71 «Прибор для определения оптимального положения дисков при сборке ротора компрессора».
19. ОСТ 1-11031-81 Соединения лопаток с дисками типа “ласточкин хвост” для газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры.
20. ОСТ 1.41672-77. Статическая балансировка колес роторов ГТД путем распределения лопаток в дисках: Метод анализа. – М.: МАП, 1977. – 50 с.

21. ОСТ 1-11138-73 Двигатели газотурбинные. Соединение дисков компрессора торцовыми зубьями (шлицами). Конструкция и размеры.
22. ОСТ 1-11139-73 Двигатели газотурбинные. Соединение дисков компрессора фланцевое. Конструкция и размеры.
23. ОСТ 1-11140-73 Двигатели газотурбинные. Соединение дисков компрессора радиальными штифтами. Конструкция и размеры.
24. ОСТ 1-11625-74 Двигатели газотурбинные. Соединения дисков турбин с валом и дисков между собой. Конструкция и размеры.
25. Безъязычный В.Ф., Леонов Б.Н., Непомилуев В.В., Ерошков В.Ю. Перспективный путь повышения качества сборки роторов ГТД // Журнал «Полет», №10, 2001.
26. Безъязычный В.Ф., Непомилуев В.В., Ильина М.Е. Управление качеством сборки изделия с помощью информационной модели // Труды Международной научно-технической интернет - конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения», «Технология - 2002», 1 марта – 10 сентября 2002 г.
27. Безъязычный В.Ф., Непомилуев В.В., Ильина М.Е. Моделирование на ЭВМ процесса сборки ротора газотурбинного двигателя // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2001. – № 6. – с. 2-5.
28. Безъязычный В.Ф., Семенов А.Н. Научные и методические основы сборки. Состояние теории // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. – № 4. – с. 3-7.
29. Брюханов В.Н., Косов М.Г. Предпосылки к созданию виртуальной технологии. СТИН, 1999. № 6. С. 16-20.
30. Гарькавый А.А. Сборка авиационных двигателей: [Учебник для авиац. техникумов]. — М. : Машиностроение, 1981. — 223 с.
31. Ерошков В.Ю. Разработка методологии комплектования деталей в роторных пакетах газотурбинных двигателей / Дис. ... канд. техн. наук. – Рыбинск: РГАТА, 1999. – 201 с.
32. Захаров В.А. Пути достижения заданного качества при сборке ГТД : Учеб. пособие. — Куйбышев : КуАИ, 1988. — 67 с.
33. Ильина М. Е. Разработка метода управления технологическим процессом сборки ротора ГТД дискового типа на основе компьютерного моделирования / автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.08. Рыбинск: Рыб. гос. авиац. технол. акад. им. П. А. Соловьева, 2004. - 18 с.

34. Кац А.М., Иванова М.М., Коняфиев Г.С., Федоров А.А. Автоматизированная система управления сборочным производством АСУ «РАПОРТ СБ СИ» // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. – № 1.
35. Кожевникова Е.В., Непомилуев В.В. Методика оптимизации углового положения деталей роторного пакета // Труды Международной научно-технической интернет - конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения», «Технология - 2002», 1 марта – 10 сентября 2002 г.
36. Непомилуев В.В. Возможные пути повышения качества сборки роторов ГТД // Журнал «Сборка в машиностроении, приборостроении», – 2003. – № 11. – с. 5-7.
37. Непомилуев В.В. Разработка технологических основ обеспечения качества сборки высокоточных узлов газотурбинных двигателей: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.07.05. – Рыбинск: РГАТА, 2000 – 36 с.
38. Непомилуев В.В. Разработка технологических основ обеспечения качества сборки высокоточных узлов газотурбинных двигателей / Дисс. ... докт. техн. наук: 05.07.05. – Рыбинск: РГАТА, 2000. – 356 с.
39. Непомилуев В.В. Технология виртуальной сборки - способ автоматизации индивидуального подбора деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении, 2000. № 1. С. 31-35.
40. Непомилуев В.В., Ильина М.Е. Исследование влияния показателей качества деталей на точность размеров ротора ГТД дискового типа // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2002. – № 4. – с. 2-5.
41. Непомилуев В.В., Ильина М.Е. Исследование размерных цепей роторов ГТД методом имитационного моделирования // Труды Международной научно-технической интернет - конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения», «Технология - 2001», 1 марта – 10 сентября 2001 г.
42. Непомилуев В.В., Ильина М.Е. Процессный подход к управлению качеством сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2002. – № 8. – с. 37-39.
43. Непомилуев В.В., Кононова Е.В. Система обеспечения качества сборки путем индивидуального подбора деталей // Журнал «Сборка в машиностроении, приборостроении», – 2003. – № 11. – с. 10-11.

44. Непомилуев В.В., Майорова Е.А. Исследование возможности повышения качества изготовления высокоточных изделий машиностроения путем учета компенсирующей способности деталей при использовании метода индивидуального подбора // Журнал «Сборка в машиностроении, приборостроении», – 2009. – № 9. – с. 11-14.
45. Непомилуев В.В., Федоров А.А. Виртуальная сборка ротора как способ снижения статического дисбаланса ротора // Журнал «Сборка в машиностроении, приборостроении», – 2003. – № 7. – с. 14-17.
46. Тимофеев В.П. Условия компенсации дисбалансов гибкого ротора сборкой по расчетным данным // Технология авиационного производства: Сб. науч. трудов под ред. П.Н. Беянина. - М.: НИАТ, 1981. - С. 146-150.
47. Тимофеева Е.В. Исследование влияния параметров качества изготовления деталей на качество сборки ротора ГТД // Журнал «Сборка в машиностроении, приборостроении», – 2003. – № 11. – с. 7-9.
48. Федоров А.А. Виртуальная сборка как способ снижения себестоимости // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2003. – № 4. – с. 16-18.
49. Гусаров А.А. Балансировка гибких роторов с распределенной массой. – М.: Наука, 1974. – 144 с.
50. Левит М.Е., Ройзман В.П. Вибрация и уравнивание роторов авиадвигателей. - М.: Машиностроение, 1970. – 172 с.
51. Основы балансировочной техники. Том 1. Уравнивание жестких роторов и механизмов. М.Е.Левит,...В.П.Ройзман, и др. Под ред. В.А. Щепетильникова. - М.: Машиностроение, 1975. с. 528.
52. Основы балансировочной техники. Том 2. Уравнивание гибких роторов и балансировочное оборудование. М.Е.Левит,... В.П.Ройзман, и др. Под ред. В.А. Щепетильникова. - М.: Машиностроение, 1975. с. 679.
53. Современные методы и средства балансировки. под. ред. Щепетильникова В.А. — М.: Машиностроение, 1985
54. Симоновский В.И. Динамика роторов центробежных машин: учеб. пособие / Сумский гос. ун-т. — Сумы : Издательство СумГУ, 2006. — 126 с.
55. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами / Філімоніхін Г.Б. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.

56. Kellenberger W. Should a flexible rotor be balanced in N or $(N+2)$ planes? // Transactions of the ASME. Vol. 94. Series B. - N 2. - 1972. - P. 53-66.
57. Kirk R.G., Nicholas J.C., Donald G.H., Murphy R.C. Analysis and identification of subsynchronous vibration for a high pressure parallel flow centrifugal compressor // Journal of mechanical design. - N 2. - 1982. - P. 375-383.
58. Marsaglia G., Zaman A. Toward a Universal Random Number Generator. - Florida State University Report: FSU-SCRI-87-50, 1987. – 33p.
59. Özgüver H.N., Özkan Z.L. Whirl speeds and unbalance response of multibearing rotors using finite elements // Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design. - N 1. - 1984. - P. 72-79.
60. Shen F.A. Transient flexible-rotor dynamics analysis. Part 1 – theory // Transactions of the ASME. Vol. 94. Series B. - N 2. - 1972. - P. 33-42.
61. Shiohata K., Fujisawa F., Sato K. Method of determining locations of unbalances in rotating machines // Transactions of the ASME. Vol. 104. - N 2. - 1982. - P. 26-31.
62. Tsuchiya K. Passage of a rotor through a critical speed // Transactions of the ASME. Vol. 104. - N 2. - 1982. - P. 68-73.
63. Арпентьев Б.М., Резниченко Н.К. Применение технологии сборки соединений с натягом в машиностроительном производстве. // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”, - Харків: НТУ “ХПІ”. - 2005-№43-С.52-55.
64. Балакшин Б.С. Теория и практика технологии машиностроения. - М.: Машиностроение, 1982. - 367 с.
65. Дальский А.М., Кулешова З.Г. Сборка высокоточных соединений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1988. – 304 с.
66. Дунин-Барковский И. В., Карташова А. И. Измерения и анализ шероховатости, волнистости и некруглости поверхности. — М.: Машиностроение, 1978.—232 с.
67. Колесов И.М. Основы технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 1997. – 592 с.
68. Маталин А.А. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов. Л.: Машиностроение, 1985. - 496 с.
69. Мельничук П.П., Боровик А.І., Линчевский П.А., Петраков Ю.В. Технологія машинобудування: Підручник. – Житомир: ЖДТУ, 2005. – 882 с.
70. Никитин Л.П. Технология сборки двигателей летательных аппаратов: Учебник для вузов. -М.: Машиностроение, 1982. - 269 с.

71. Прилуцкий В.А., Рыльцев И.К. Определение оптимального положения симметричной детали в подвижном соединении // СТИН, 1998. № 2. С. 41-44.
72. Сборка и монтаж изделий машиностроения: Справочник. В 2-х т. М.: Машиностроение. 1983. Т. 1. Сборка изделий машиностроения / Под ред. В.С. Корсакова, В.К. Замятина. 1983. - 480 с.
73. Соколовский А.П. Научные основы технологии машиностроения. - М. - Л.: Машгиз, 1955. - 515 с.
74. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. 656 с.
75. Технологические основы обеспечения качества машин / К.С. Колесников, Г.Ф. Баландин, А.М. Дальский и др.; Под общ. ред. К.С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1990. - 256 с.
76. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин : учебник для студентов высших технических учебных заведений / И. И. Артоболевский. - 5-е изд., стер., перепеч. с изд. 1988 г. Москва: Альянс, 2008 - 639 с.
77. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: Підручник / НАН України. — К. : Наукова думка, 2002. — 659с.
78. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. - К.: Техніка, 2002. - 512 с.
79. Теория механизмов и машин : [Учеб. для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.]; Под ред. К. В. Фролова М. : Высш. шк., 1987 – 495 с.
80. Тимофеев А.В. Управление роботами: Учеб. пособие. - Л.: Изд-во Ленингр. Ун-та, 1986. 240 с.
81. Шахинпур М. Курс робототехники: Пер. с англ. -М.: Мир, 1990. - 527 с.
82. Пейчев Г.И., Кондратюк Э.В., Сорочан В.И. Прогрессивные технологии сборки роторов ГТД // Технологические системы. - 2003. - №1. - С.56-60.
83. Кондратюк Э.В., Титов В.А., Филимоныхин Г.Б. Учет коробления и неточности изготовления деталей при прогнозировании результатов сборки роторов ГТД // Вестник двигателестроения. -2005. - №1. с. 61-68.

84. Кондратюк Э.В., Титов В.А., Филимоныхин Г.Б. Сборка ротора барабанно-дискового типа методом двух пробных сборок // Технологические системы. – 2005. – №1. – С. 30-34.
85. Кондратюк Э.В. Сборка ротора КВД газотурбинного двигателя Д-18Т методом двух пробных сборок и последовательной оптимизации // Технологические системы. – 2005. – №2. – С. 10-16.
86. Кондратюк Э.В., Филимоныхин Г.Б. Сборка ротора КВД газотурбинного двигателя методом двух пробных сборок и полной оптимизации // Технологические системы. – 2005. – №4 (30). – С. 9-14.
87. Кондратюк Э.В., Титов В.А., Филимоныхин Г.Б. Анализ характеристик пар, образуемых соединением звеньев ротора ГТД барабанно-дискового типа // Вестник национального технического университета Украины „КПИ”. 2005. - №47. – с. 16-19.
88. Кондратюк Э.В., Филимоныхин Г.Б., Титов В.А. Экспериментальное определение характеристик пар, образуемых соединением звеньев ротора КВД // Технологические системы. – 2005. – № 5-6 (31-32). – С. 50-55.
89. СОУ-Н МПП 49.050-074:2006. Складання роторів газотурбінних двигунів барабанно-дискової конструкції методом двох пробних зборок / Е.В. Кондратюк, В.А. Тітов, Г.Б. Філімоніхін // Настанова Міністерства промислової політики України, 2006 – 32 с.
90. Патент № 33372 Україна. Спосіб складання ротора газотурбінного двигуна / Кондратюк Е.В., Пейчев Г.І., Тітов В.А., Тривайло М.С. Філімоніхін Г.Б. – опубл. 25.06.2008, бюлетень № 12.
91. Кондратюк Е.В. Підвищення ефективності та якості складання роторів газотурбінних двигунів барабанно-дискової конструкції: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.08 / Е.В. Кондратюк; Нац. техн. ун-т України "Київ. політехн. ін-т". — К., 2009. — 22 с.

МОНОГРАФІЯ

Кравченко Ігор Федорович

Кондратюк Едуард Васильович

Тітов В'ячеслав Андрійович

Філімоніхін Геннадій Борисович

Пейчев Георгій Іванович

Качан Олексій Яковлевич

**СКЛАДАННЯ РОТОРІВ ГТД
БАРАБАННО-ДИСКОВОГО ТИПУ: ТИПОВІ
ПРОЦЕСИ. АЛГОРИТМИ РОЗРАХУНКІВ**
(російською мовою)

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 11.4. Тираж 300 екз. Зам. 927.

ТОВ "Комп'ютерно-видавничий, інформаційний центр" (КВІЦ)
04080. м. Київ. вул. Фрунзе. 19-21. тел.: 417-21-72. 417-53-70
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 461 від 23.05.2001.

Авторы:



кандидат технических наук
Кравченко Игорь Федорович
Государственное предприятие “Запорожское
машиностроительное конструкторское бюро “Прогресс”
имени академика А.Г.Ивченко”, Генеральный
конструктор



кандидат технических наук
Кондратюк Эдуард Васильевич,
Государственное предприятие “Запорожское
машиностроительное конструкторское бюро “Прогресс”
имени академика А.Г.Ивченко”, главный технолог;



доктор технических наук, профессор
Титов Вячеслав Андреевич,
Национальный технический университет Украины
“Киевский политехнический институт“, заведующий
кафедрой механики пластичности материалов и
ресурсосберегающих процессов;



доктор технических наук, профессор
Филимонихин Геннадий Борисович,
Кировоградский национальный технический
университет, профессор кафедры деталей машин и
прикладной механики;



почетный профессор Запорожского национального
технического университета
Пейчев Георгий Иванович,
Государственное предприятие “Запорожское
машиностроительное конструкторское бюро “Прогресс”
имени академика А.Г.Ивченко”, первый заместитель
руководителя предприятия - Главный инженер;



доктор технических наук, профессор
Качан Алексей Яковлевич,
Запорожский национальный технический университет,
заведующий кафедрой технологии авиационных
двигателей.

