

**Московский политехнический университет
Ковровская государственная технологическая академия
имени В.А. Дегтярева
Тульский государственный университет
Журнал «Сборка в машиностроении, приборостроении»**

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ

Материалы VII международного научно-технического семинара

Москва, 21–22 октября 2021 года

Под редакцией М.В. Вартанова, О.А. Раевниной

ТЕМАТИКА СЕМИНАРА:

- СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ СБОРКИ
 - АВТОМАТИЗАЦИЯ СБОРОЧНЫХ РАБОТ
 - ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА СБОРКИ
 - СБОРОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
-

Москва
Московский Политех
2021

Об издании [1](#), [2](#)

УДК 621.7(082)
ББК 34.68
С56

Рецензенты:

А.А. Кутин, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Технология машиностроения» ФГБОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН»;
Д.Н. Клауч, к.т.н., доцент, научный руководитель Института металлургии и машиностроения ГНЦ РФ АО «НПО «ЦНИИТМАШ»

Организаторы семинара выражают благодарность издательству «Машиностроение» и редколлегии журнала «Сборка в машиностроении, приборостроении» за информационную поддержку

С56 **Современные технологии сборки:** материалы VII международного научно-технического семинара (Москва, 21–22 октября 2021 г.) / под ред. М.В. Вартанова, О.А. Раевниной; Московский Политех [и др.]. – Москва: Московский Политех, 2021. – 1 CD-R. – Загл. с титул. экрана. – Текст: электронный.
ISBN 978-5-2760-2657-2

Сборник материалов семинара включает доклады, в которых приведены результаты исследований по современным проблемам сборочных технологических процессов, в том числе надежности сборки, автоматизации операций, обеспечения качества собираемых изделий и специальных средств технологического оснащения. В книге представлены работы, выполняемые в университетах России и за рубежом.

Материалы сборника могут быть использованы в учебном процессе технических университетов при подготовке специалистов по направлениям «Машиностроение» и «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Сборник предназначен для широкого круга специалистов в области сборочных процессов, а также для аспирантов и студентов высших учебных заведений.

УДК 621.7(082)
ББК 34.68

ISBN 978-5-2760-2657-2

© Оформление. Московский Политех, 2021

Содержание

Введение	5
<i>Тамаркин М.А., Мельников А.С.</i> Особенности обеспечения требуемых показателей точности изделия в технологических процессах сборки	6
<i>Вартанов М.В., Нгуен Ван Зунг, Чан Динь Ван</i> Модель процесса роботизированной сборки на основе активной адаптации	13
<i>Баранова Т.П., Балашов В.Н.</i> Перспективы разработки автоматизированного сборочного комплекса изготовления буровых коронок КНШ	24
<i>Балашов В.Н., Васильев А.Н., Раевнина О.А.</i> Автоматическая линия сборки фильтрующих элементов	28
<i>Барышников А.М., Семенов А.Н.</i> Особенности технологической подготовки сборки трубопроводов ГТД в условиях мелкосерийного производства	35
<i>Березин С.Я.</i> Исследование стопорящих свойств резьбообразующих деталей с модифицированным профилем и осевым натягом в соединениях	40
<i>Ешбаева У.Ж.</i> Оценки красковосприятости запечатываемого композиционного материала	49
<i>Житников Ю.З., Житников Б.Ю.</i> Динамика процесса импульсной затяжки резьбовых соединений одношпindelными гайковертами на основе центробежных сил инерции	59
<i>Житников Ю.З., Житников Б.Ю.</i> Обоснование кинематической схемы высокоточных одношпindelных завинчивающих устройств на основе центробежных сил инерции	63
<i>Назарьев А.В., Бочкарев П.Ю.</i> Автоматизация технологической подготовки многономенклатурных механообрабатывающих систем на основе формализации укрупненного блока проектных процедур анализа требований к сборке высокоточных изделий	68
<i>Непомилуев В.В.</i> Оценка возможностей повышения качества изготовления продукции машиностроения	73

<i>Пашков И.В., Семенов А.Н.</i> Особенности базирования и фиксации турбинных лопаток ГТД при сборке в технологической оснастке для механической обработки	82
<i>Шишкарёв М.П.</i> Повышение точности срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения (базовый вариант)	87
<i>Шишкарёв М.П.</i> Способ повышения эксплуатационных показателей адаптивной фрикционной муфты	97
<i>Вороненко В.П., Шлепин А.К.</i> Повышение производительности сборочных мест путем оптимизации материальных потоков	107
<i>Пантюхина Е.В., Прейс В.В.</i> Научные основы проектирования механических дисковых бункерных загрузочных устройств для деталей с неявной асимметрией по торцам	111
<i>Кузнецова С.В., Симаков А.Л.</i> Идентификация взаимного положения деталей при сборке по силовым факторам в зоне контакта	121
<i>Шуваев В.Г., Косырев П.В.</i> Обеспечение надежности затяжки резьбовых соединений по критерию достижения предела упругих деформаций	130
<i>Шандров Б.В., Котова А.В.</i> Особенности технологичности конструкции редукторов легковых автомобилей с позиций автоматизированной сборки	135
<i>Осинов К.Н.</i> Достаточные условия сжатия вектора диагностических параметров изделий машиностроения	145
<i>Троцкий А.А.</i> Метод определения уровня производственной технологичности конструкции изделия	151
<i>Белобородов С.М.</i> Методы виброподавления роторов	158

Введение

Научный семинар «Современные технологии сборки» направлен на информирование научной общественности и промышленных инженеров о научно-исследовательских работах, проводимых в университетах России и за рубежом.

Проблемы с качеством сборки изделий во многом взаимосвязаны со всеми предшествующими этапами производства. Например, нарушение точности изготовления деталей ведет к отказам и заклиниванию при автоматической сборке, низкая надежность и большой процент отказов машин и приборов вызваны дефектами некачественной сборки. В этой связи тематика семинара включает следующие направления:

- 1) повышение технологичности собираемых изделий;
- 2) сближение областей конструирования, изготовления деталей и сборки и управления на основе идеологии CAD/CAM/CAE;
- 3) модульный принцип построения изделий;
- 4) создание и внедрение новых способов сборки;
- 5) автоматизация и роботизация сборочных процессов;
- 6) разработка и внедрение адаптивной сборки;
- 7) проектирование технологии сборки с учетом производственной наследственности.

Научные и практические работы в области сборочного производства, создания новых методов и средств сборки ведутся в ряде технических университетов России: Московском политехническом университете; Ковровской государственной технологической академии имени В.А. Дегтярева; Тульском государственном университете; Московском государственном технологическом университете «СТАНКИН»; Рыбинском авиационном техническом университете; Самарском государственном техническом университете, Пермском государственном техническом университете, Забайкальском государственном университете и в других организациях.

В условиях многономенклатурного производства сборочное производство претерпевает изменения. В сборнике приведены работы, направленные на использование в условиях многономенклатурного производства.

Сборник материалов семинара адресован аспирантам, преподавателям технических университетов, а также может быть полезен промышленным специалистам, занятым в сборочном производстве.

Тамаркин М.А.
д.т.н., профессор
Мельников А.С.
к.т.н., профессор,
ДГТУ

ОСОБЕННОСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТРЕБУЕМЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ ИЗДЕЛИЯ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ СБОРКИ

Аннотация. В статье рассматривается опыт использования конструкторами и технологами правил разработки размерного описания конструкции собираемого изделия, обеспечивающего его заданное качество. Особое внимание уделено обеспечению показателей точности конструкции при конструировании изделий и проектировании технологических процессов сборки использованием теории размерных цепей. Предлагаются возможные пути совершенствования учебных процессов подготовки и переподготовки конструкторов и технологов для расширения их компетенций работы с размерным описанием конструкций изделий.

Ключевые слова: размерный анализ; качество изделия; показатель точности; размерные связи; метод пригонки; подготовка специалистов.

Tamarkin M.A.
Doctor of Engineering Sciences, professor
Melnikov A.S.
Candidate of Technical Sciences, professor,
DGTU

FEATURES OF ENSURING THE REQUIRED ACCURACY INDICATORS OF THE PRODUCT IN THE ASSEMBLY PROCESSES

Abstract. The article describes the experience of designers and technologists using the rules for developing a dimensional description of the design of the assembled product, which provides its specified quality. Particular attention is paid to ensuring the accuracy of the design in the design of products and the design of assembly processes using the theory of dimensional chains. Possible ways of improvement of educational processes of training and retraining of designers and technologists are offered to expand their competencies of work with dimensional description of product structures.

Keywords: dimensional analysis; product quality; accuracy indicator; dimensional relationships; fitting method; training of specialists.

Исследуя различные задачи обеспечения качества выпускаемой машины на кафедре «Технологии машиностроения» пришли к выводу – для полноценного обобщенного решения проблемы необходимо рассматривать весь процесс ее создания во взаимосвязях его этапов, отследить задачи формирования качества на каждом этапе, средства их решений, которые используют разные исполнители этапов. Такой обобщенный подход к описанию процесса создания машины дает представление его как процесса

информационного. Разработана информационная модель [1, 2], позволившая показать, что инженерные службы предприятия (конструкторская, технологическая, метрологическая) обеспечивают требуемое качество машины опосредованно через создание при конструировании ее пространственно-размерного информационного образа (конструктивных форм деталей, заполненных материалами с заданными свойствами, размерного описания деталей, сборочных единиц (СЕ) и машины в целом) материализации этого образа при изготовлении, измерении при контроле.

Общим для всех участников является работа с конструктивными формами и размерным описанием машины, что и составляет предметную область направления подготовки «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Отсюда вытекает необходимость для всех инженерных служб иметь общие правила работы с размерным описанием. Эти правила есть. Мы назвали их моделями размерных связей. Это общее название подчеркивает единую цель их использования – они образуют комплект инструментов для решения различных задач обеспечения требуемого качества создаваемой машины. Подробнее эти модели представлены в [2,3]. Они позволяют количественно описать что происходит (или может происходить) с размером в партии изделий. Модели учитывают фундаментальное свойство окружающего мира, состоящее в том, что результат любого процесса при многократном его повторении не оказывается постоянным, получает (в терминах теории вероятностей) рассеяние.

Технологический процесс сборки любого изделия состоит из технологических переходов двух типов, различающихся решаемой задачей. Первый тип решает задачу реализации установки детали, второй тип – задачу достижения требуемого показателя точности изделия. Задачи обоих типов описаны размерно, каждая своей моделью размерной связи. Модели различаются объектом, которым описывается размер.

Первая модель определяет, что может (допускается) происходить с любым размером в партии изделий. Характеризует стабильность размера в партии изделий. Она стандартизирована и регламентирует допускаемое поле рассеяния (допуск) в функции номинального значения размера и номера качества.

Вторая модель описывает взаимодействие двух соединенных между собой деталей, стандартизирована и называется посадкой. Выбором посадки и номера качества поверхностей, по которым осуществляется соединение, конструктор задает требуемую точность установки детали в определенных координатных направлениях. Реализуется в технологических переходах при сборке и обеспечивает таким образом стабильность взаимодействия соединяемых деталей. Вопросам обеспечения требуемого качества соединений в технологических процессах сборки посвящено огромное количество исследований и конструкторских разработок вплоть до автоматизации процесса.

Третья модель описывает размером взаимодействие поверхностей двух не соединенных между собой деталей, которое обеспечивает решение определенной задачи в конструкции машины или в технологической системе. Такие поверхности условно называются исполнительными (ИП). Эта модель описывает содержание технологических переходов второго типа, называется размерной цепью (РЦ). Пример такой модели приведен на рис. 1.

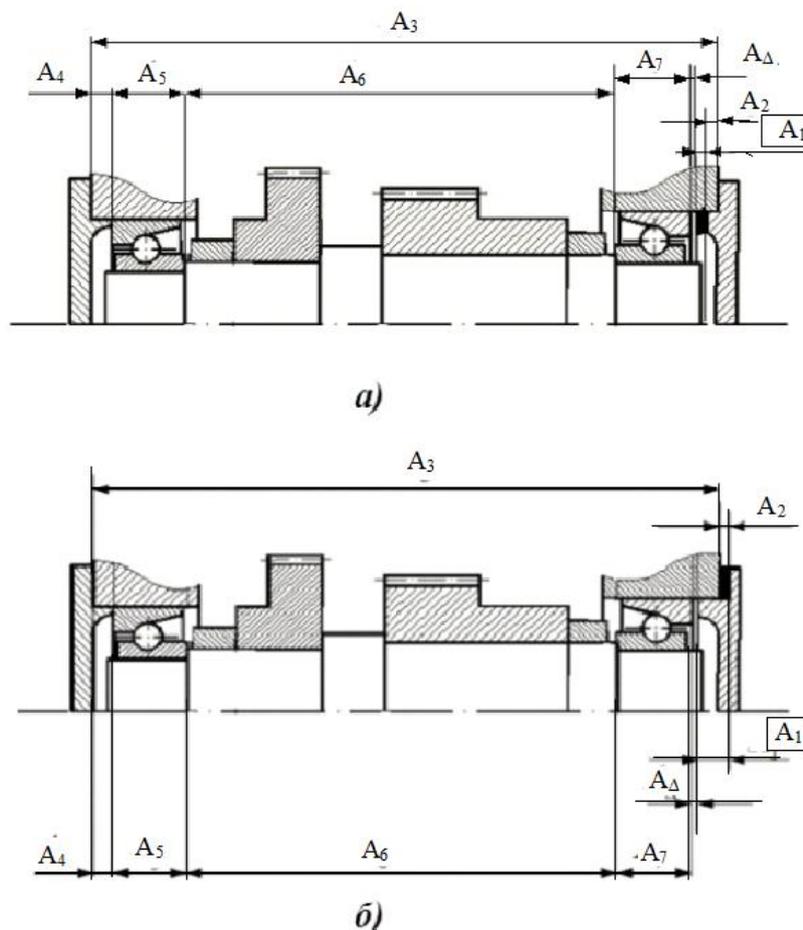


Рис. 1. Размерные цепи, описывающие задачу обеспечения нормальных условий работы радиально-упорных подшипников, на которые установлен вал

Исполнительными поверхностями на рис.1 являются плоский торец наружного кольца правого подшипника и плоский торец проставочного кольца (рис.1а) или плоский торец крышки подшипника (рис. 1б). Для обеспечения радиального зазора между беговыми дорожками наружных колец и шариками между ИП при сборке необходимо обеспечить зазор A_{Δ} , который позволит наружному кольцу переместиться на его величину под действием осевой силы, возникающей во время работы конструкции. Этот размер и является одним из показателей точности конструкции. Его величина и точность задается стандартом для каждого типоразмера подшипников.

Анализ конструкторской и технологической документации многих предприятий показывает, что решений конструкторских и технологических задач по обеспечению требуемых показателей точности изделий с

использованием размерных цепей часто нет, либо выполнены они с ошибками, прежде всего, в неправильном построении РЦ, в результате чего расчетами обосновывается неверное решение. Часто конструкторы пользуются отраслевыми нормативными документами для назначения допусков размеров деталей, не задумываются о выборе метода достижения показателя точности и полагают, что показатель точности изделия «автоматически достигается» методом полной взаимозаменяемости. Технологи принимают такую документацию к производству и обнаруживают уже на сборке, что это не так. Но обеспечивать показатель надо. В результате находят какие-то, решения для достижения заданного показателя точности, что приводит к увеличению трудоемкости с вытекающими из этого последствиями. Но даже если конструктор указывает метод достижения точности показателя, технолог не всегда принимает решения, которые обеспечивают его реализацию в производстве. Например, в чертеже конструкции, подобной приведенной на рис. 1, в технических требованиях может быть указано, что нормальную работу подшипников обеспечить либо пригонкой проставочного кольца (рис. 1, *a*), либо подбором прокладок (рис. 1, *б*), т.е. регулированием неподвижным компенсатором. При этом размер проставочного кольца назначен без решения задачи обеспечения на кольце необходимого для пригонки слоя материала, либо не указываются размеры прокладок, необходимых для регулирования. Для этого нужно в соответствующей РЦ провести необходимые расчеты и их результат отразить в конструкторской документации.

Например, при пригонке в РЦ на рис. 1 необходимо рассчитать размер проставочного кольца A_1 (или прокладки A_2), гарантирующий наличие для пригонки достаточного слоя материала в любом собранном изделии. Оказывается, что величина этого слоя зависит не только от точности всех составляющих звеньев РЦ, но и от выбора компенсирующего звена.

Если выбрать для пригонки проставочное кольцо (рис. 1, *a*), то его размер A_1 будет уменьшаемым звеном РЦ и на замыкающем звене (показателе точности) в партии собранных изделий образуется ситуация, показанная на рис. 2, *a*. При назначении на все составляющие звенья экономично достижимых допусков в партии собранных изделий показатель точности (осевой зазор) окажется рассеянным по полю $TA'_\Delta \gg TA_\Delta$. У части изделий показатель точности A_Δ окажется в заданных пределах (зона II) и пригонка не требуется. В зоне I зазор меньше допустимого и можно снять с компенсатора заштрихованный слой металла, чтобы попал в заданный допуск. В зоне III зазор больше допустимого и для пригонки металла на компенсаторе нет. Чтобы он появился, надо переместить поле TA'_Δ на величину поправки Δ_k , совместив его верхнюю границу с допустимой. Из схемы на рис. 2*a* эта поправка равна:

$$\Delta_k = EC'_\Delta - EC_\Delta + \frac{1}{2}\delta_k \quad (1)$$

где $\delta_k = TA'_\Delta - TA_\Delta$ – величина компенсации излишне накопленной погрешности.

Эту поправку надо внести в координату середины поля допуска компенсирующего звена, рассчитать новый размер компенсатора и поставить его на чертеже проставочного кольца.

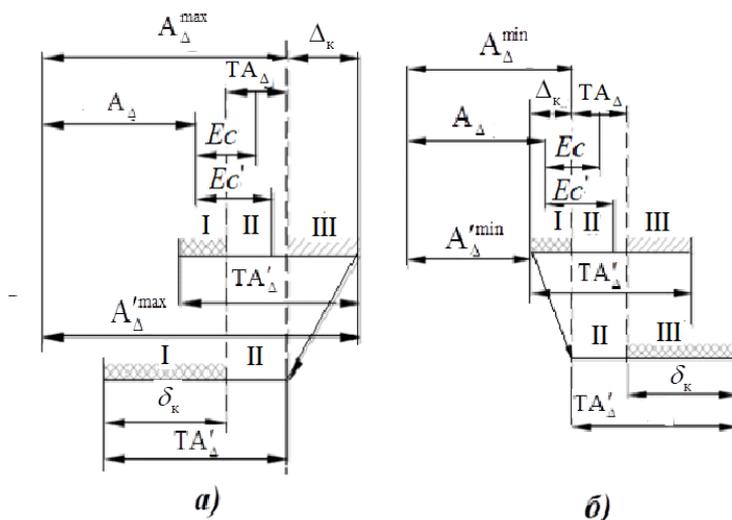


Рис. 2. Схемы для расчетов поправки в размер компенсатора при пригонке:
 а) компенсатор A_1 – уменьшающее звено; б) компенсатор A_2 – увеличивающее звено

Если выбрать в качестве компенсирующего звена размер прокладки на рис. 1а, то он будет увеличивающим звеном и на замыкающем звене (показателе точности) в партии собранных изделий образуется ситуация, показанная на рис. 2б. При назначении на все составляющие звенья экономично достижимых допусков в партии собранных изделий показатель точности (осевой зазор) окажется рассеянным по такому же полю TA'_Δ . Зоны I и III меняются ролями (то есть у изделий с замыкающим звеном в зоне III металл для пригонки на звене-компенсаторе есть, а в зоне I – нет) и для обеспечения необходимого слоя металла на компенсаторе необходимо переместить это поле для совмещения его нижней границы с допускаемой. Из схемы на рис. 2б величина поправки Δ_k будет равна:

$$\Delta_k = EC_\Delta - EC'_\Delta + 0,5\delta_k. \quad (2)$$

Эту поправку надо внести в координату середины поля допуска прокладки, рассчитать новый размер компенсатора и поставить его на чертеже прокладки.

Если эту работу конструктор выполнит правильно, рабочему на сборке не придется искать металл на другой детали.

Технологи при проектировании техпроцессов сборки не всегда решают задачи обеспечения показателей точности изделий, используя размерные цепи. Когда речь идет о пригонке, в ТП планируется операция, но, как и что

надо сделать, чтобы получить нужный результат, не расписывается по переходам. Все отдается на откуп квалифицированному рабочему. А что нужно? Необходимо как-то определить какой размер на детали-компенсаторе нужно получить в результате пригонки в каждом собираемом изделии. Понятно, что он в каждом изделии будет иметь свое значение, но как его определить рабочий не знает, а технолог ему это не говорит. В результате рабочий снимает металл методом «пробных стружек», постепенно вслепую приближаясь к нужному результату. Это малопроизводительно, затратно и иницирует вероятность ошибки. В то же время есть возможность снабдить рабочего формулой для расчета необходимого размера компенсатора.

Например, в результате сборки конструкции, приведенной на рис. 1, могут сложиться ситуации, приведенные на рис. 3.

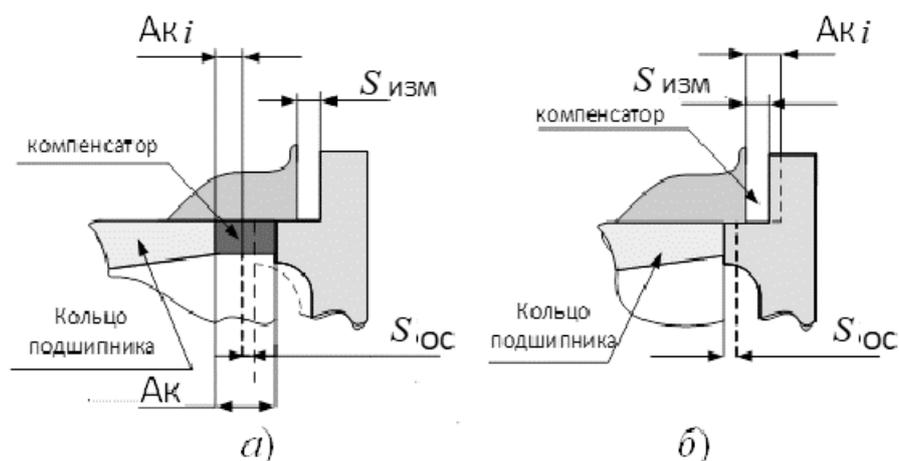


Рис. 3. Схемы для расчетов размера компенсатора после пригонки

Если размер компенсатора – уменьшающее звено (рис.3а), то после сборки между крышкой подшипника и корпусом образуется зазор, который рабочий может измерить. Затем надо частично разобрать для извлечения детали-компенсатора и измерить ее размер A_k . Если требуемый зазор $S_{oc} = 0_{+EI}^{+ES}$, то размер компенсатора, который рабочий должен получить после пригонки в каждом собранном изделии согласно схеме на рис. 3, а равен:

$$A_{ki} = (A_k - S_{изм} - EI)_{-TA_{\Delta}} \quad (3)$$

Эта формула позволяет в ТП сборки в операции пригонка определить состав технологических переходов и их последовательность, определить номинал размера компенсатора после пригонки, а также обоснованно назначить его допуск, который должен быть равен или меньше допуска на показатель точности. По назначенному допуску на размер компенсатора можно обоснованно выбрать метод обработки и оборудование для операции пригонки. Таким образом, в технологическую карту операции пригонка ТП сборки нужно внести следующие переходы:

- Измерить зазор $S_{изм}$.
- Частично разобрать конструкцию для извлечения детали-компенсатора.
- Измерить размер детали-компенсатора A_k .
- Рассчитать по формуле (3) необходимый размер, который надо получить после пригонки A_{ki} .
- Обработать деталь-компенсатор для получения рассчитанного размера A_{ki} .
- Повторно собрать конструкцию, установив обработанную деталь-компенсатор.

Если размер компенсатора уменьшающее звено (рис.3б), измерение зазора между крышкой подшипника и корпусом в приведенном на рис.1б примере можно измерить до установки детали компенсатора, и его размер после пригонки можно определить по формуле:

$$A_{ki} = (S_{изм} + EI)_{-TA_{\Delta}} \quad (4)$$

В технологическую карту операции пригонка в этом случае надо внести следующие переходы:

- Измерить зазор $S_{изм}$.
- Рассчитать по формуле (4) необходимый размер, который надо получить после пригонки A_{ki} .
- Обработать деталь-компенсатор для получения рассчитанного размера A_{ki} .
- Повторно собрать конструкцию, установив обработанную деталь-компенсатор.

Подобных записей в ТП сборки сегодня нет.

Анализ технической документации многих предприятий, а также опыт общения с практикующими конструкторами и технологами в рамках дополнительного образования приводит к выводу о недостаточной их компетенции в работе с размерным описанием проектируемых и изготавливаемых машин и их частей. Одной из причин этого является недостаточное внимание к правилам работы с размерным описанием и решению задач в учебных планах и рабочих программах дисциплин практически по направлению подготовки «Машиностроение». Этот вывод подтверждается и анализом содержания многочисленных учебных пособий.

Кафедра «Технологии машиностроения» ДГТУ на протяжении последних 20 лет активно разрабатывала собственное информационное обеспечение учебных планов направлений подготовки «Машиностроение» и «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». В результате в учебных планах бакалавров внедрены дисциплины «Инженерное обеспечение качества машин» и «Моделирование размерных связей в машине», в учебных планах магистратуры – «Конструкторско-

технологическое обеспечение качества машиностроительной продукции». Дисциплины обеспечены учебными пособиями [1-5]. Все курсовые работы и проекты, дипломные работы обязательно содержат разделы решения размерных задач для достижения требуемого качества проектируемых и изготавливаемых изделий. Эти же учебные пособия используются в программах дополнительного образования для инженеров машиностроительных предприятий региона.

Двадцатилетний опыт этой работы показывает положительный результат, что подтверждается быстрым карьерным ростом выпускников кафедры на ведущих предприятиях региона – ПАО «Роствертол», ООО КЗ «Ростсельмаш» и др. Опыт кафедры может быть использован другими вузами.

Список литературы

1. Мельников А.С. Описание и оценка качества машины в информационной модели процесса ее создания – Ростов-на-Дону; Вестник ДГТУ, т.5 – №1, – 2005. С. 46-56.
2. Мельников А.С., Тамаркин М.А., Тищенко Э.Э., Азарова А.И. Научные основы технологии машиностроения – СПб.: Издательство «Лань», 2018 – 429 с.
3. Мельников А.С., Тамаркин М.А., Чукарин А.Н., Тищенко Э.Э. Моделирование размерных связей в машине – Старый Оскол: ТНТ, 2017. – 272 с.
4. Тамаркин М.А., Давыдова И.В., Тищенко Э.Э. Технология сборочного производства. – Ростов-на-Дону, Изд-во Феникс, 2007. –270 с.
5. Мельников А.С., Тищенко Э.Э. Анализ и синтез размерного описания машины. Уч. пособие. – Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2014. – 140 с.

Вартанов М.В.

д.т.н., профессор кафедры «Технологии и оборудование машиностроения»

Нгуен Ван Зунг

аспирант

Чан Динь Ван

магистрант,

Московский Политех

МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА РОБОТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ НА ОСНОВЕ АКТИВНОЙ АДАПТАЦИИ

Аннотация. В последние годы был разработан ряд методов роботизированной сборки цилиндрических соединений. Однако многие из них основаны на предположении, что вал и отверстие хорошо сцентрированы до начала сопряжения. На практике, если имеется большое несовпадение положения вала и втулки может иметь место заклинивание деталей. В этой статье предлагается алгоритм управления роботом на основе силомоментного датчика для решения проблемы сборки вала и втулки. Результаты экспериментов показывают, что предложенная модель может удовлетворять требованиям сборки.

Ключевые слова: роботизированная сборка; контактные состояния; силомоментное очуствление; алгоритм управления.

Vartanov M.V.
Doctor of Engineering sciences, professor of department «Technologies and equipment of mechanical engineering»
Nguyen Van Zung
graduate student
Chan Din Van
master's student
Moscow Polytech

INTELLIGENT CONTROL ALGORITHM IN ROBOTIC ASSEMBLY USING THE FORCE-TORQUE SENSOR

Abstract. In recent years, a number of methods for the robotic assembly of cylindrical joints have been developed. However, many of them are based on the assumption that the shaft and the hole are well centered before the coupling begins. In practice, if there is a large mismatch between the position of the shaft and the bushing, the parts may deform. This article proposes an algorithm for control and a force-moment sensor to solve the problem of shaft assembly in a hole. The experimental results show that the proposed model can meet the requirements of assembly of the shaft in the hole.

Keywords: robotic assembly; contact states; force-moment detection; control algorithm.

Введение

Процесс сопряжения цилиндрических соединений является типовой задачей в процессах сборки. Известны пассивные методы, на основе податливого удаленного центра [1], сопрягаемых по цилиндрическим поверхностям при наличии вибраций и вращения схвата [2] и активные методы, такие как контроль импеданса [3], контроль допуска [4] и гибридное управление силой и скоростью [5]. Общая идея методов в том, чтобы изменить номинальную траекторию в режиме онлайн, чтобы минимизировать контактное усилие при сопряжении. В работе [6] позиция втулки оценена техническим зрением с обратной связью и автономным выравниванием с помощью визуального сервоуправления. Однако работы, основанные на зрении, требуют дополнительных видеодатчиков, что увеличивает стоимость и сложность системы.

Этапы эксперимента при автоматической сборке вала с фасками показаны на рис. 1. Робот опускает вал на программный шаг, чтобы вал приблизился ко втулке в направлении z базовой системы координат. Контакт по фаскам возникает на начальном этапе сборки из-за погрешности положения осей и погрешности угла перекося осей сопрягаемых поверхностей деталей (рис. 1, а). На этом этапе необходимо отрегулировать положение робота в соответствии с состоянием контакта, чтобы положение вала было ближе к требуемому положению (рис. 1б, в). Наконец, вал будет успешно

установлен в отверстие после нескольких регулировок положения, как показано на рис. 1, г.

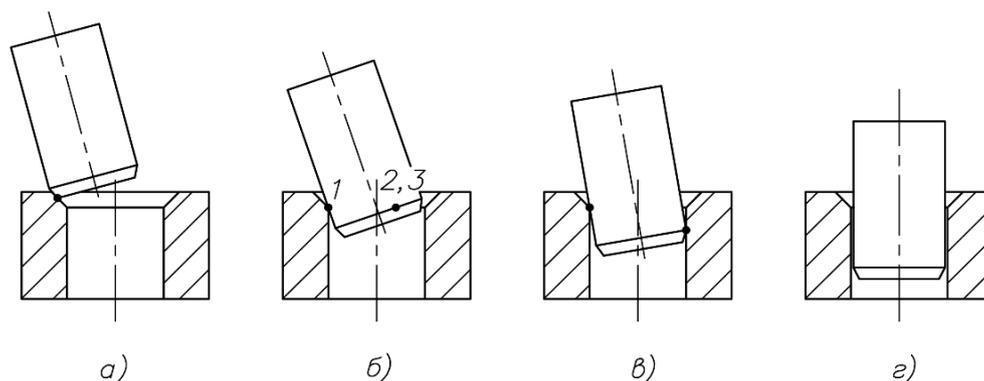


Рис. 1. Этапы сборки вала в отверстии с фасками: а – контакт по фаскам; б – трехточечный контакт; в – двухточечный контакт; г – завершённый процесс сопряжения.

Чтобы достичь высокой точности в процессе сборки типа «вал – втулка» необходимо:

– расчет сил и моментов: Робот запрограммирован для перемещения вала вниз с заданной скоростью и траекторией. Силомоментный датчик использован для оценки сил и моментов по трем осям $O_{дат}x_{дат}$, $O_{дат}y_{дат}$ и $O_{дат}z_{дат}$ на каждом шаге перемещения манипулятора робота.

– идентификация контактного состояния: также необходимо построить модель анализа, чтобы судить о текущем состоянии контакта в соответствии с выходными данными сил и моментов.

– регулировка положения робота: на основе математической модели этапа сопряжения и анализа контактного состояния для завершения процесса сборки требуется алгоритм управления корректировка положения робота.

1. Идентификация контактного состояния

Используем основанную на ожидании максимизации модель Гауссовой смеси распределения в распознавании контактного состояния совместимых задач движения роботов. Модель Гауссовой смеси распределения может быть описана как [7]:

$$p(x_k) = \sum_{i=1}^M \omega_i N_i(x_k, \mu_i, \Sigma_i), \quad (1)$$

M – общее число компонентов GMM;

ω_i , μ_i и Σ_i – вес, средняя и ковариантность i -й гауссовой компоненты.

Предположим, что вектор x_k принадлежит одному из классов $[c_1, c_2, \dots, c_C]$, C – общее количество классов. В рамках Байесовской классификации можно сказать, что вектор x_k принадлежит классу c_i :

$$p(c_i | x_k) \geq p(c_j | x_k), \quad (2)$$

где $x_k = [F_{x1}, F_{y1}, F_{z1}, M_{x1}, M_{y1}, M_{z1}]$ – сигналы силомоментного датчика.

Тогда значение $p(c_i | x_k)$ можно вычислить:

$$p(c_i | x_k) = \frac{\omega_i N_i(x_k, \mu_i, \Sigma_i)}{\sum_{j=1}^C \omega_j N_j(x_k, \mu_j, \Sigma_j)} = \gamma(c_{ik}), \quad (3)$$

Величина $\gamma(c_{ik})$ называется ответственностью, которую берет на себя i -й компонент для объяснения x_k [8]. В работе [9] сказано, что при выполнении задачи сборки «вал-втулка» робот проходит различные переключаемые фазы. Общая задача разбита на три этапа. Поэтому получим значение $C = 3$. В этом случае номер кластера для объекта x_k определяется величиной:

$$t = \arg \max_{1 \leq i \leq 3} \gamma(c_{ik}) \quad (4)$$

Если: $t = 1$, то вектор x_k принадлежит классу c_1 , соответственно этап 1;

$t = 2$, то вектор x_k принадлежит классу c_2 , соответственно этап 2;

$t = 3$, то вектор x_k принадлежит классу c_3 , соответственно этап 3.

2. Анализ сил на основных этапах сопряжения при сборке

Как показано на рис. 2, система координат датчика $O_{дат} xz$ связана с его центральной точкой $O_{дат}$, ось $O_{дат} z$, совпадает с осью схвата, а $O_{дат} x$ выбирается так, чтобы вал и втулка были симметричны относительно плоскости $O_{дат} xz$.

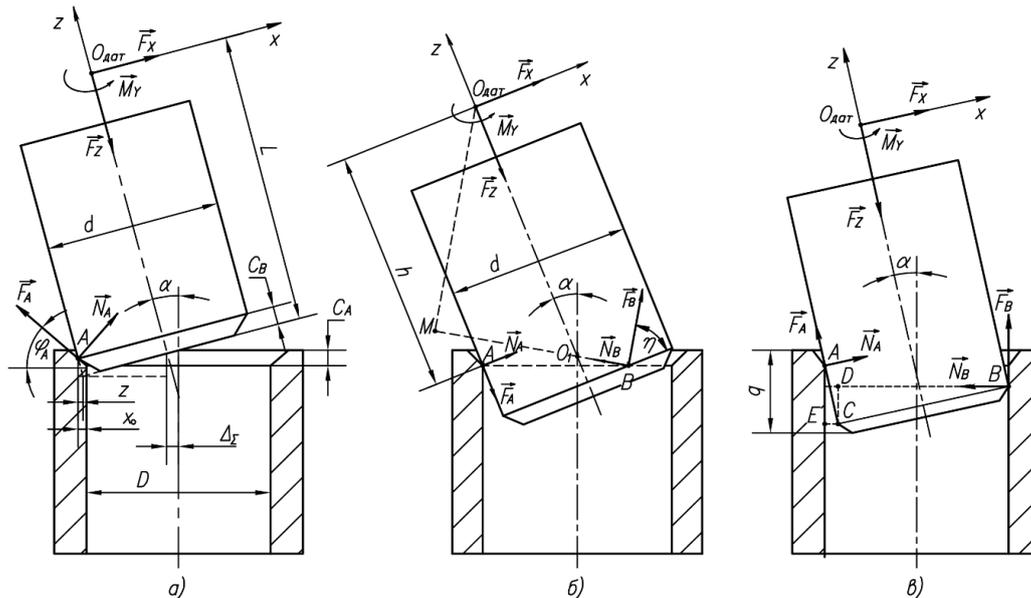


Рис. 2. Схема действия сил на этапах роботизированной сборки

В схеме использованы следующие обозначения: L – расстояние от торца вала до центра силомоментного датчика; φ_A – угол фаски в отверстии втулки; α – угол перекоса оси вала и отверстия; h – расстояние между A и $O_{\text{дат}}$ по $O_{\text{дат}}z$; β угол между \vec{F}_B и $O_{\text{дат}}x$; C_A, C_B – высота фаски на сопрягаемых поверхностях; D, d – диаметры сопрягаемых поверхностей, соответственно отверстия и вала; q – глубина сопряжения.

Силы в точках контакта формируют сборочную силу F_X, F_Z и крутящий момент M_Y в центральной точке $O_{\text{дат}}$.

Точка контакта находится на фаске отверстия. Состояние одноточечного контакта показано на рис. 2а. В точке контакта A приложена нормальная сила \vec{N}_A и сила трения \vec{F}_A . Уравнения равновесия:

$$\begin{aligned} F_X + N_A \sin(\alpha + \varphi_A) - F_A \cos(\alpha + \varphi_A) &= 0 \\ -F_Z + N_A \cos(\alpha + \varphi_A) + F_A \sin(\alpha + \varphi_A) &= 0 \\ (L - C_B)N_A \sin(\alpha + \varphi_A) - \frac{d}{2}N_A \cos(\alpha + \varphi_A) - (L - C_B) \times \\ \times F_A \cos(\alpha + \varphi_A) - \frac{d}{2}F_A \sin(\alpha + \varphi_A) + M_Y &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

На рис. 2б показано состояние трехточечного контакта. Обозначим точку на цилиндрической поверхности вала A , а две другие симметричные точки на торце втулки B_1 и B_2 . В точке контакта A возникает нормальная сила \vec{N}_A и сила трения \vec{F}_A . В точках контакта B_1 и B_2 соответственно возникают нормальные силы \vec{N}_1 и \vec{N}_2 , а также силы трения \vec{F}_1 и \vec{F}_2 . Уравнения равновесия:

$$\begin{aligned} F_X + N_A - N_B \sin \eta + F_B \cos \eta &= 0 \\ -F_Z - F_A + N_B \cos \eta + F_B \sin \eta &= 0 \\ hN_A + \frac{d}{2}F_A - N_B O_{\text{дат}}M + F_B MB + M_Y &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

На рис. 2в при двухточечном контакте в точках контакта A и B возникают нормальные силы \vec{N}_A, \vec{N}_B и силы трения \vec{F}_A, \vec{F}_B . Уравнения равновесия:

$$\begin{aligned}
 F_X + N_A - N_B \cos \alpha + F_B \sin \alpha &= 0 \\
 -F_Z + F_A + N_B \sin \alpha + F_B \cos \alpha &= 0 \\
 (L - \frac{q - C_A}{\cos \alpha})N_A - rF_A - (L - C_B)N_B \cos \alpha + & \\
 + rN_B \sin \alpha + (L - C_B)F_B \sin \alpha + rF_B \cos \alpha + M_Y &= 0
 \end{aligned} \tag{7}$$

3. Идентификация погрешности положения вала и отверстия на этапах сопряжения

Значение угла α перекоса осей (рис. 2а) можно определить:

$$\begin{aligned}
 &\left[\left(L - C_B - \frac{d}{2} f \right) F_Z + f M_Y \right] \tan^2(\alpha + \varphi_A) + \\
 &+ \left[\left(L - C_B - \frac{d}{2} f \right) F_X - \left(\frac{d}{2} + (L - C_B) f \right) F_Z \right] \tan(\alpha + \varphi_A) + \\
 &+ \left[- \left(\frac{d}{2} + (L - C_B) f \right) F_X + f M_Y \right] = 0
 \end{aligned} \tag{8}$$

Решив уравнение (8) в среде MATLAB, получаем предельное значение угла перекоса α , который описывает положение вала и втулки при одноточечном контакте.

Кроме того, в целях программирования (поскольку это позволяет роботу перемещаться в системе координат рабочего объекта) необходимо задать предельное относительное смещение осей. Погрешности положения осей сопрягаемых поверхностей в сборочном устройстве имеют вид:

$$\Delta_{\Sigma} = 0,5D - 0,5d \cos \alpha + x_o - C_B \sin \alpha \approx 0,5D - 0,5d \cos \alpha \tag{9}$$

Значение угла перекоса (рис. 2б) можно определить:

$$\begin{aligned}
 &\frac{d}{2} \left[f \cdot (f + 1) \cdot F_X + (1 - f) \cdot F_Z \right] \times \\
 &\times \tan^3 \frac{\alpha}{2} - \left[f \left(M_Y + \frac{d}{2} F_Z \right) + \left[f (L - C_B + d) + d \right] F_X \right] \tan^2 \frac{\alpha}{2} + \\
 &+ \left[(f + 1) M_Y - f \cdot d \cdot F_Z + (f + 1) \left(L - C_B + \frac{d}{2} f \right) F_X \right] \times \\
 &\times \tan \frac{\alpha}{2} + f^2 \left[M_Y + \frac{d}{2} F_Z + (L - C_B) F_X \right] = 0
 \end{aligned} \tag{10}$$

Решив уравнение (10) в среде MATLAB, получаем предельное значение угла перекоса α , который описывает смещение ориентации между валом и отверстием в состоянии трехточечного контакта.

Предельное значение Δ_Σ в состоянии трехточечного контакта относительное смещение осей можно определить как:

$$\Delta_\Sigma = \frac{D - d \cdot \cos \alpha}{2} \quad (11)$$

Условия заклинивания при роботизированной сборке с использованием силомоментного датчика показаны [5]:

$$\begin{aligned} M_D > M_P & - \text{происходит заклинивание;} \\ M_D \leq M_P & - \text{сборка реализуема.} \end{aligned} \quad (12)$$

где

$$\begin{aligned} M_P = & -(L - q + C_A - rf) \times \\ & \times \left[-F_X + \frac{F_Z + fF_X}{2f + 2(1 - f^2)} \frac{R - r}{q - C_A - C_B} \left(1 - 2f \frac{R - r}{q - C_A - C_B} \right) \right] - \\ & - \left[-L + C_B + rf + 2[r + (L - C_B)f] \times \right. \\ & \left. \times \frac{R - r}{q - C_A - C_B} \right] \frac{F_Z + fF_X}{2f + 2(1 - f^2)} \frac{R - r}{q - C_A - C_B} \end{aligned} \quad (13)$$

$$M_D = \sqrt{M_{X1}^2 + M_{Y1}^2} \quad (14)$$

Значение угла α перекоса осей (рис. 2в) можно определить из [10]:

$$\begin{aligned} M_Y + \left[\left(L - \frac{q - C_A}{\cos \alpha} \right) - \frac{d}{2} f \right] \left[\frac{fF_X \cos \alpha + F_X \sin \alpha + F_Z \cos \alpha - fF_Z \sin \alpha}{2f \cos \alpha + (1 - f^2) \sin \alpha} \right] + \\ + \left[\left(-L + C_B + \frac{d}{2} f \right) \cos \alpha + \left(\frac{d}{2} + (L - C_B) f \right) \sin \alpha \right] \frac{F_Z - fF_X}{2f \cos \alpha + (1 - f^2) \sin \alpha} = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Решив уравнение (15) в среде MATLAB, получаем предельное значение угла перекоса α , который описывает положение вала и втулки при двухточечном контакте.

4. Алгоритм управления сопряжением деталей типа «вал-втулка»

Авторами предлагается структурная схема системы адаптивного управления сопряжением деталей типа «вал-втулка» при роботизированной сборке с силомоментным очувствлением (рис. 3).

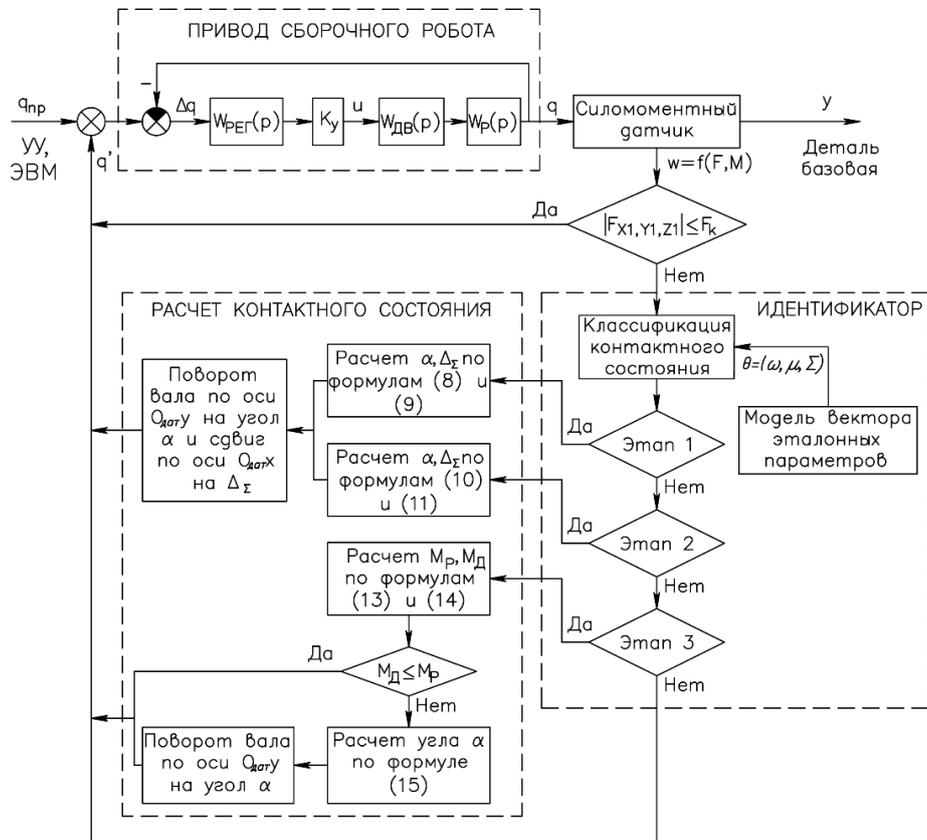


Рис. 3. Алгоритм управления сопряжением деталей типа «вал-втулка» при роботизированной сборке с силомоментным датчиком

где q_{np} – задающее воздействие (программная траектория); u – сигнал управления двигателем; q – выходная координата привода; y – траектория перемещения присоединяемой детали; $\omega = f(F, M)$ – сигналы датчика сил и моментов; α и Δ_z – угол наклона продольной оси (оси симметрии) и погрешности положения осей присоединяемой детали, которые требуется идентифицировать по сигналам с датчика сил и моментов; q' – корректирующее воздействие, направленное на снижение сигналов датчика сил и моментов, а, следовательно, на уменьшение углов наклона оси симметрии детали; $W_{PEГ}(p)$, K_y , $W_{ДВ}(p)$, $W_p(p)$ – передаточные функции ПИД-регулятора, усилитель мощности, электродвигатель, редуктор.

5. Экспериментальная установка

Для проведения экспериментов создана экспериментальная установка, оснащенная силомоментным датчиком (рис. 4). Установка смонтирована на базе промышленного робота IRB-140 с контроллером IRC5. Сопрягаемые цилиндрические детали жёстко базируются в схвате борота 2 и базовом приспособлении 4. Информация о возникающих в зоне сборки силах и моментах поступает в систему управления промышленным роботом, а также регистрируется персональным компьютером 5. Вал и втулка изготовлены из стали $Cm45$. Сопряжение выполнялось по посадке $\varnothing 16 \frac{H7}{f7}$ и фаске на сопрягаемых поверхностях $C_B = 0,6$ мм.

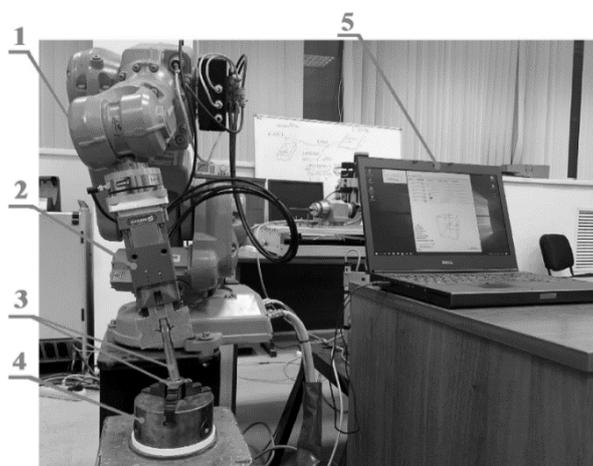


Рис. 4. Экспериментальная установка для исследования роботизированной сборки: 1 – промышленный робот ABB IRB 140; 2 – схват; 3 – экспериментальные образцы; 4 – базовое приспособление; 5 – персональный компьютер

На рис. 5 показано, как изменялись силы и моменты, возникающие в точках контакта в процессе сопряжения цилиндрических деталей при применении алгоритма управления и при отсутствии алгоритма управления. На горизонтальной оси откладываются величины глубины сопряжения q . На вертикальной оси откладывались составляющие главного вектора силы и моменты.

Из графика (рис. 5 а) видно, что сила F_{z1} резко увеличивается при начале контакта по фаске ($q = 1.8$ мм, сила $F_{z1} = 0,33$ Н и $q = 1.9$ мм, сила $F_{z1} = 20,19$ Н), уменьшается при регулировке положения вала и стабилизируется после 15 мм ($q = 50$ мм, сила $F_{z1} = 35,1$ Н). Для разных глубин сопряжения вала со втулкой рис. 5 б видно, что это обусловлено резким ростом составляющей главного вектора сил F_{z1} после 1,5 мм и не уменьшается с глубиной q , что свидетельствует о возникновении заклинивания в зоне сборки.

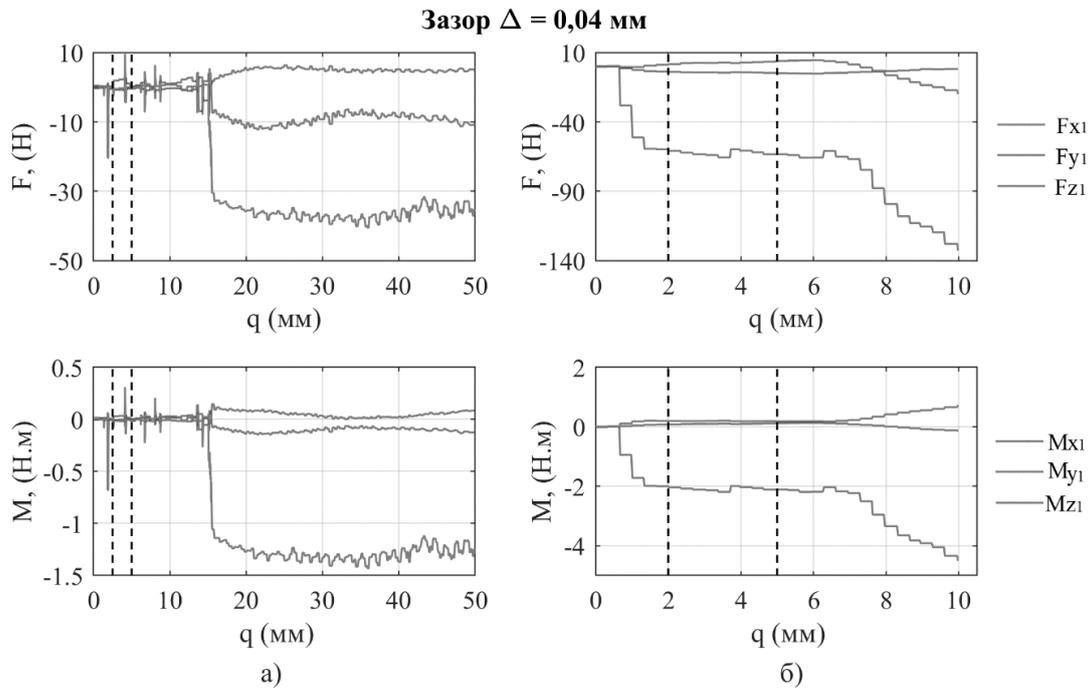


Рис. 5. Зависимость изменения векторов сил и моментов на трех этапах сопряжения: а – применение алгоритма управления; б – отсутствие алгоритма управления

На рис. 6 показана закономерность изменения силы F_{z1} от глубины q в процессе сопряжения цилиндрических деталей.

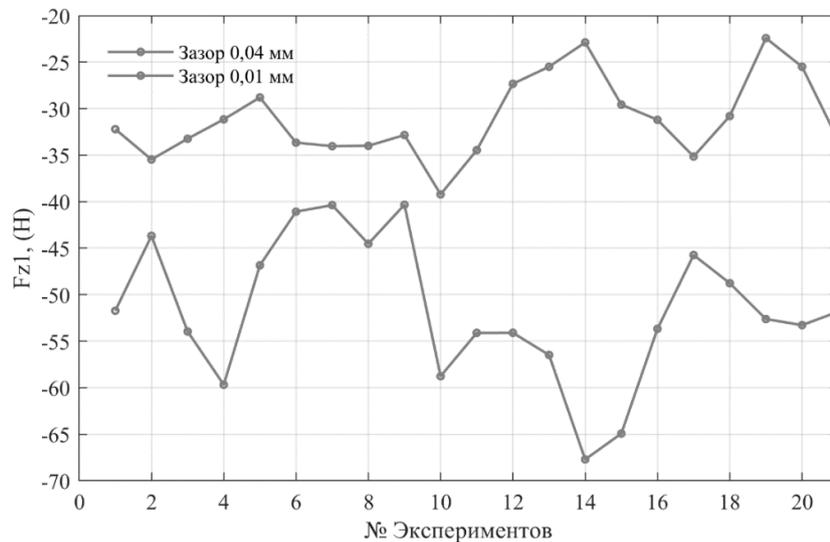


Рис. 6. Значение силы F_{z1} с глубиной $q = 50$ мм при применении алгоритма управления

Проведены экспериментальные исследования при применении алгоритма управления (табл.). Полученные результаты позволили утверждать, что применение алгоритма управления позволяет исключить возникновение заклинивания при роботизированной сборке.

Результаты экспериментов выполнения сборки цилиндрических соединений при применении алгоритма управления

Зазор [мм]	Глубина [мм]	Процент заклинивания [%]	Сила F_{z1} [Н]
0,04	50	0	22-40
0,01	50	0	40-68

Заключение

В данной статье предлагается алгоритм сборки с помощью роботов, который управляет выполнением высокоточных сопряжений путем разделения процесса сборки на три этапа для решения проблемы заклиниваний. Создание алгоритмов корректировки программных траекторий позволит обеспечить технологическую надежность процессов сопряжения. Полученные результаты позволяют утверждать, что применение алгоритма интеллектуального управления и силомоментного датчика позволит исключить вероятность заклинивания при наличии погрешностей положения деталей.

Список литературы

1. Todd D. J. Fundamentals of Robot Technology: An Introduction to Industrial Robots, Teleoperators and Robot Vehicle. Springer Science & Business Media, 2012, p.244.
2. Чан Чунг Та. Повышение технологической надежности автоматической сборки цилиндрических соединений на основе вращательного движения и низкочастотных колебаний. Дисс. к.т.н. – М., 2021, С.155.
3. Hägele M., Nilsson K., Pires J. N., Bischoff R. Industrial robotics, Springer handbook of robotics, Springer, Cham, 2016, pp. 1385-1422.
4. Johansson R. Sensor integration in task-level programming and industrial robotic task execution control. Industrial Robot, 2004, vol. 31, no. 3, pp. 284-296, DOI:10.1108/01439910410532369.
5. Hsu S. H., Fu L. C. Adaptive decentralized control of robot manipulators driven by current-fed induction motors. IEEE/ASME Transactions on Mechatronic, 2005, vol. 10, no. 4, p. 465-468.
6. Huang S., Murakami K., Yamakawa Y., Senoo T., Ishikawa M. Fast peg-and-hole alignment using visual compliance. 2013 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2013, p. 286-292.
7. Ghalyan I. F. J. Force-Controlled Robotic Assembly Processes of Rigid and Flexible Objects. – Verlag, Springer, 2016, p. 184.
8. Ветров Д. П. Автоматическое определение количества компонент в EM-алгоритме восстановления смеси нормальных распределений / Д. П. Ветров, Д. А. Кропотов, А. А. Осокин// Ж. вычисл. матем. и матем. физ. –2010. – том 50. – номер 4. – С. 770-783.
9. Vartanov M. V., Van Dung N. Van, T. D. Determination of Changing Friction Coefficient Using Force Torque Sensor During Robotic Assembly of Cylindrical Connection with Clearance. 2020 International Russian Automation Conference, Сочи, Россия, 2020, С. 977-981.
10. Варганов, М.В., Петров, В.К., Зинина, И.Н., Нгуен Ван Зунг, Чан Динь Ван (2020), Идентификация положения детали с помощью силомоментного датчика в сборочных операциях типа «вал-штулка» при двухточечном контакте.// «Автоматизация и измерения в машино-приборостроении», №2 (10), С.17-26.

Баранова Т.П.

магистрант

Балашов В.Н.

*к.т.н., профессор кафедры «Технологии и оборудование
машиностроения»,
Московский Политех*

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗРАБОТКИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО СБОРОЧНОГО КОМПЛЕКСА ИГОТОВЛЕНИЯ БУРОВЫХ КОРОНОК КНШ

Аннотация. В данной статье рассматривается проблема повышения производительности изготовления сборочной единицы «Буровая коронка КНШ». Задачей являлось из предложенных ранее вариантов найти и пересмотреть под настоящее производство несколько из них.

Ключевые слова: селективная сборка; буровая коронка; твердосплавная вставка; автоматизация.

Baranova T.P.

master's student

Balashov V.N.

*Candidate of Technical Sciences, professor of department «Technologies and
equipment of mechanical engineering»,
Moscow Polytech*

PROSPECTS FOR THE DEVELOPMENT OF AN AUTOMATED ASSEMBLY COMPLEX FOR THE PREPARATION OF DRILL BITS

Abstract. This article raises the problem of increasing the productivity of the production of the assembly unit «Drilling crown». The task was to find and revise several of them from the previously proposed options for the current production.

Keywords: selective assembly; drill bit; carbide insert; automation.

Ввиду постоянного роста населения планеты и необходимости обеспечения его различными материальными благами возникает потребность в увеличении добычи минерального сырья, а следовательно – в развитии горнодобывающих предприятий. Развитие горнодобывающего производства – это, в первую очередь, развитие ресурсной базы: вскрытие новых горизонтов, вовлечение в разработку запасов, которые существующие технологии ранее использовать не позволяли, разработка новых технологий. Для горнодобывающей промышленности также не маловажно современное, технологичное и автоматизированное производство бурового инструмента.

Буровая коронка предназначена для разрушения горных пород при бурении взрывных скважин погружными пневмоударниками. По материалу изготовления рабочей поверхности, буровые коронки делятся на твердосплавные и алмазные, предназначены для вращательного бурения скважин и шпуров. Твердосплавные буровые коронки, рассчитаны для разрушения

горных пород с коэффициентом крепости от 6 до 20 единиц по шкале профессора М.М. Протодяконова. Все буровые коронки имеют рациональную форму корпуса, некоторые их виды оснащены каналами для подвода отработанного воздуха к забою скважин и X-образным положением породоразрушающих элементов (рис. 1).



Рис. 1. Буровая коронка КНШ

Данная работа ориентирована на сборку буровой коронки КНШ. Корпус коронки относится к деталям типа тел вращения, имеет промывочные отверстия, выборные пазы и ответственные отверстия для запрессовки зубков.

Для изготовления данного изделия используют стали 40ХН и 38ХНЗМФА ГОСТ 4543-71, которые относятся к классу конструкционных легированных сталей и используются для наиболее ответственных тяжело нагруженных деталей. Так же каждая коронка вооружена твердосплавной вставкой.

В настоящее время для разработки пород задействуется, главным образом, горное и буровое оборудование с режуще-ударными компонентами из сплавов группы ВК на вольфрамо-кобальтовой основе. Его технические параметры регламентируются требованиями ГОСТ 4411-79 «Изделия твердосплавные для горного инструмента. Технические условия», формы и габариты – ГОСТ 880-75 «Изделия твердосплавные для горного инструмента. Формы и размеры». Формы твердосплавных породоразрушающих профилей горного оборудования могут быть различными, имея сферическую, клиновидную, коническую, полукруглую либо сложную фасонную конфигурацию. В каждом случае формообразующим фактором является стремление к оптимальной производительности и надежности процесса разработки горных пород конкретных типов.



Рис. 2. Твердосплавные вставки

Твердые сплавы на основе вольфрама и кобальта, характеризуясь сочетанием целого ряда полезных свойств (высокая твердость, износостойкость, прочность, тугоплавкость), на сегодняшний день не знают себе равных в производстве обрабатывающего инструмента. Их значение для горнодобывающей промышленности трудно переоценить. Вот почему в современных условиях востребованность сплавов типа ВК по-прежнему остается стабильной: они все так же необходимы при разработке даже самых высокотехнологичных образцов породоразрушающего оборудования.

Так как буровая коронка – это сборная единица, важнейшей операцией в технологическом процессе производства этого инструмента является сборка, следовательно, стоит задача выбора метода сборки при различных законах распределения отклонений размеров отверстий и валов и вероятности образования некомплектных деталей равной или близкой к нулю, автоматизации данной операции и снижение человеческого фактора.

Рассмотрим процесс селективного комплектования и сборки двух деталей, образующих прецизионное соединение по одному параметру. Две сборочные единицы (корпус и вставка) производятся отдельно друг от друга, сборка производится по посадке с натягом.

В коронках КНШ используются твердосплавные вставки диаметром от 7-14 мм, опытным путем были созданы селективные группы отверстий (см. табл. 1).

Таблица 1

Распределение отверстий по селективным группам

Размер отверстия буровой коронки мм	Количество групп отверстий	Наименование групп	Размер отверстия в группе мм	Минимальный и максимальный натяг мкм
7	2	1 2	6,990-7 7-7,01	30-45
8	2	1 2	7,989-7,999 7,999-8,012	30-45
...

Твёрдосплавные вставки шлифуются с припуском относительно размера отверстия (см. табл. 2).

Таблица 2

Распределение вставок по селективным группам

Размер вставок буровой коронки мм	Количество групп	Наименование групп	Размер вставки в группе мм	Минимальный и максимальный натяг мкм
7	5	1 2	7,03-7,035 7,035-7,04	30-45
8	5	1 2	8,034-8,039 8,042-8,044	30-45
...

Такое решение позволит расширить диапазон взаимозаменяемых деталей и уменьшить количество незавершенной продукции на производстве.

В настоящее время сборка коронок на большинстве выпускающих их предприятий происходит вручную. В вопросе автоматизации процесса запрессовки предполагается разработка автоматизированного комплекса, который должен включать в себя позиции сортировки корпусов и вставок на размерные группы и непосредственно позицию запрессовки. За основу предполагается взять патентную разработку «Полуавтомат для сборки-запрессовки твердосплавных штырей».

На схеме (рис. 3) показано перемещение штыря с одновременным поворотом коронки.

Штырь 1 базируется на опору 2 и зажимается захватным устройством 3. В процессе перемещения из положения I в положение II штырь входит в контакт с поверхностью отверстия в корпусе 4 в месте они перемещаются в положение III и происходит запрессовка полуавтоматом 5.

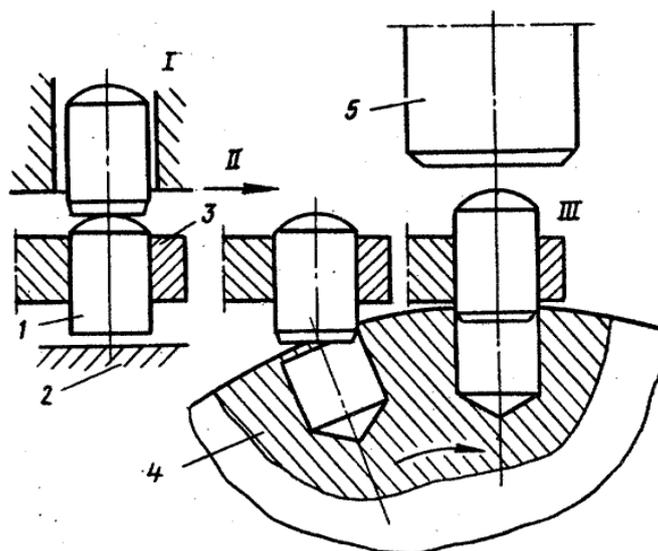


Рис. 3. Схема работы полуавтомата

Список литературы

1. Балашов В.Н Технология производства деталей автотракторной техники. – М., МГТУ «МАМИ», 2011г
2. Сухорукова С.Е. Обеспечение качества соединения корпуса буровой коронки и его твердосплавного вооружения. 2010г.
3. А.Г. Герасимов, Ю.М. Будников, Ю.Г. Михайлин, А.А. Акчурин и А.Г. Луковкина Патент «Полуавтомат для сборки-запрессовки твердосплавных штырей», 1973.
4. <https://cyberleninka.ru>

Балашов В.Н.

к.т.н., профессор кафедры «Технологии и оборудование машиностроения»

Васильев А.Н.

к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Технологии и оборудование машиностроения»

Раевнина О.А.

*инженер кафедры «Технологии и оборудование машиностроения»,
Московский Политех*

АВТОМАТИЧЕСКАЯ ЛИНИЯ СБОРКИ ФИЛЬТРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Аннотация. В статье излагается концепция автоматической линии сборки фильтрующих элементов из проволочных проницаемых материалов и технические решения выработанные в процессе проектирования линии. Приводятся экспериментальные данные определения фильтрующей способности элементов, которые легли в основу принятия решений по способу прессования.

Ключевые слова: автоматическая линия, фильтрующие элементы, сборка, прессование, проволочные проницаемые материалы.

Balashov V.N.

Candidate of Technical Sciences, professor of department «Technologies and equipment of mechanical engineering»

Vasiliev A.N.

Candidate of Technical Sciences, docent, head of the department «Technologies and equipment of mechanical engineering»

Raevnina O.A.

*Engineer of the Department of «Technologies and equipment of mechanical engineering»
Moscow Polytech*

AUTOMATIC FILTER ELEMENT ASSEMBLY LINE

Abstract. The article describes the concept of an automatic assembly line for filter elements made of permeable wire materials and technical solutions developed during the design of the line. Experimental data for determining the filtering ability of elements that formed the basis for making decisions on the pressing method are presented.

Keywords: automatic line, filter elements, assembly, pressing, permeable wire materials.

Разработка линии проводилась по заказу ООО «РЕАМ РТИ» для изготовления фильтрующих элементов ФСРС 84x74 (рис. 1).



Рис. 1. Фильтрующий элемент из проволочных проницаемых материалов

В основу проектирования был заложен технологический процесс сборки, применяемый на предприятии. Патентный поиск и анализ литературных источников показал, что аналоги подобной линии отсутствуют.

Для разработки линии была выбрана концептуальная схема, показанная на рисунке 2.

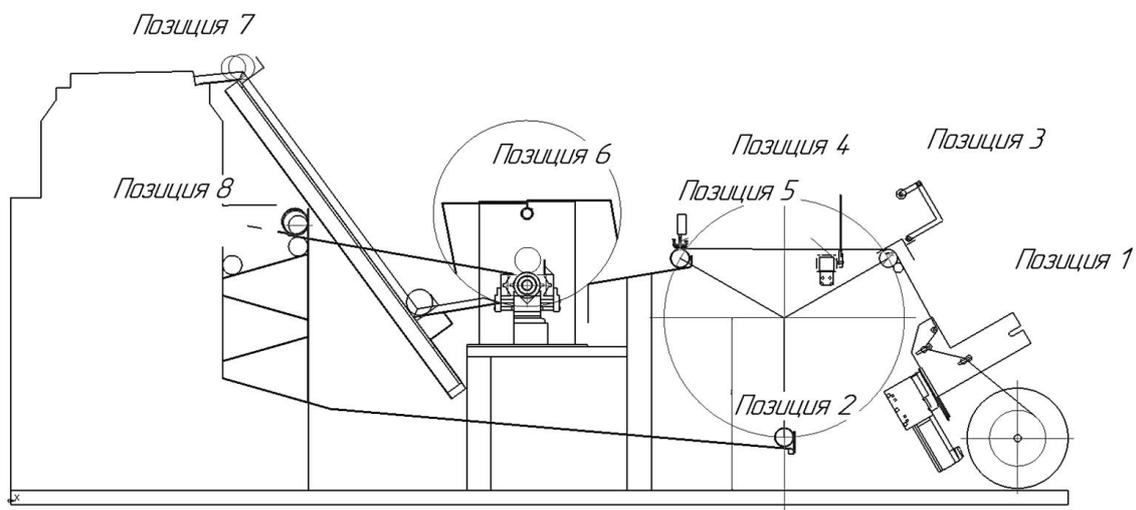


Рис. 2. Концептуальная схема автоматической линии:

позиция 1 – подача сетки в зону намотки; позиция 2 – загрузка оправки; позиция 3 – намотка кокона; позиция 4 – разрезка сетки; позиция 5 – закрепление конца сетки на коконе; позиция 6 – сборка кокона с матрицей; позиция 7 – прессование фильтрующего элемента; позиция 8 – разделение матрицы, фильтрующего элемента и оправки

Позиция подачи сетки представляет собой опоры, на которые устанавливается бабина с сеткой. С бабины сетка проходит через направляющие ролики подающей каретки, установленной на актуаторе, который за счет продольного возвратно-поступательного движения распределяет сетку по длине кокона. Подающая каретка актуатора имеет узел свободного вращения вокруг собственной оси, для выравнивания усилия натяжения сетки в процессе намотки.

Следующие четыре позиции было предложено объединить в одну взаимосвязанную конструкцию виде трех позиционного барабана.

Для поворота барабана разработан поворотный механизм, включающий в себя серводвигатель с редуктором.

Каждая из позиций этого барабана должна включать в себя два грибковых центра для установки кокона.

Один центр является ведущим, он получает вращение от сервопривода с редуктором. Второй центр является свободно вращающимся и имеющим механизм продольного перемещения виде двухштокового пневмоцилиндра.

Оправка попадает на позицию загрузки по наклонным направляющим и занимает положение между центрами (рис. 3).

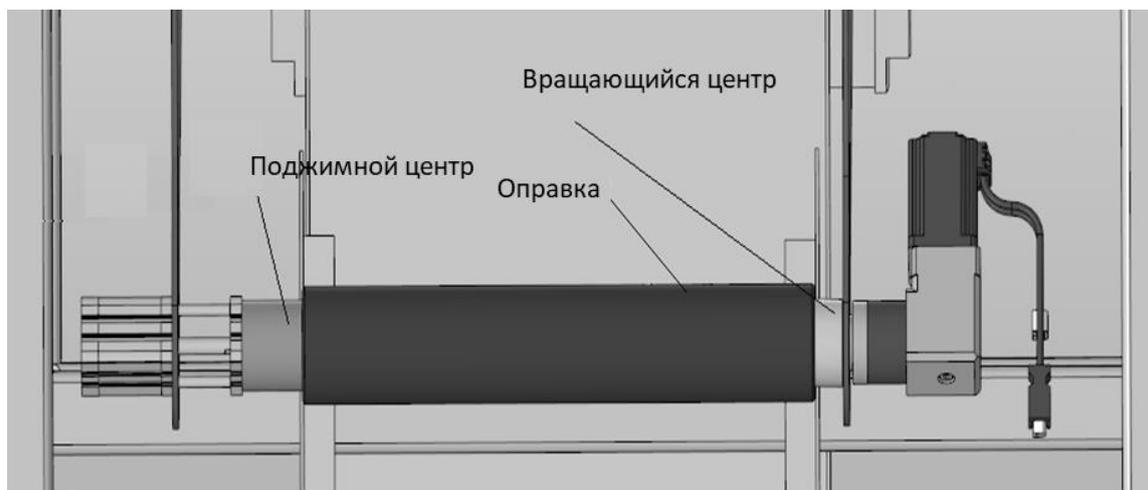


Рис. 3. Закрепление оправки в центрах

Далее за счет поворота барабана она перемещается на 3 позицию, намотанный кокон с этой позиции перемещается на 5 позицию под прижим сварочного ролика, а освобожденные центры на 2 позицию.

После этого на позиции 3 включается поворотный прижим.

Прижим описывает круговую траекторию, захватывает сетку, входит в сопряжение с оправкой, останавливается, в этот момент на позиции 4 происходит разрезка сетки. Разрезка сетки осуществляется с помощью выдвижных автоматических ножниц (рис. 4).

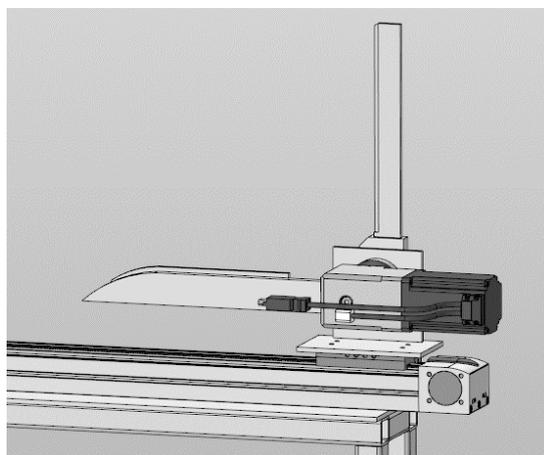


Рис. 4. Автоматические ножницы

Ножницы представляют собой выдвижную конструкцию, расположенную сбоку от барабана, между позициями намотки и выгрузки.

Выдвигаются ножницы с помощью актуатора, поворот подвижного лезвия ножниц происходит в тот момент, когда они максимально выдвинуты и сетка располагается между лезвиями. Поворот лезвия происходит с помощью сервопривода. После разрезки происходит отвод ножниц в исходное положение.

Затем прижимной ролик поворотного прижима на позиции 3 движется в конечное положение (на этом участке работает пружина откидного устройства) и включается вращение оправки.

Таким образом, прижимной ролик затаскивает отрезанный конец сетки в зону подачи сетки, где она захватывается движущейся сверху сеткой и происходит намотка.

Время окончания намотки кокона предполагается задавать по длине сетки.

С целью установления длины сетки, необходимой для изготовления фильтра заданного веса были выполнены выборочные замеры кусков сетки по длине и весу и выполнен статистический анализ распределения, в результате которого были определены среднеарифметическое отклонение и настроечная величина длины сетчатого рукава до момента отрезки (требуемый вес фильтра, деленный на среднеарифметическое отклонение).

На позиции выгрузки расположена прижимная пластина сварочного механизма, которая нажимает на кокон в момент попадания его на позицию выгрузки.

После того, как сетка разрежется, кокон начинает доворачиваться, чтобы намотать на себя второй конец сетки, при этом сетка постоянно поджимается прижимной пластиной и когда от конца сетки до паза в прижимной пластине остается 5 мм, вращение кокона прекращается, сварочный ролик начинает рабочее движение вдоль оси кокона (на ширину сетки 100 мм), после чего полностью отводится в исходное положение. В данном случае закрепление свободного конца реализовано за счет применения конденсаторной сварки подпружиненным сварочным электродом в виде ролика.

Затем отводится подвижный центр и кокон падает на направляющие, по которым скатывается в зону сборки кокона с матрицей.

На позицию загрузки в это время попадает новая оправка и цикл повторяется.

Перед тем как произойдет разжим кокона на 3-й позиции на позиции «Сборки кокона с матрицей» происходит поворот откидных направляющих против часовой стрелки на 90°

Поворот направляющих происходит с помощью шагового мотор-редуктора, аналогичного тому, который приводит во вращение оправки в трехпозиционной головке. Этот мотор редуктор устанавливается в верхней части основной стойки. Ниже на основной стойке располагается аналогичный мотор-редуктор для передачи вращения кокону в процессе сборки его с матрицей.

При разработке конструкции этой позиции автоматической линии нам пришлось решить две основных проблемы это:

1. Обеспечение соосности матрицы и кокона перед сборкой.
2. Ввод кокона в матрицу с непрерывным относительным вращением кокона и матрицы

В результате была разработана конструкция, показанная на рисунке 5.

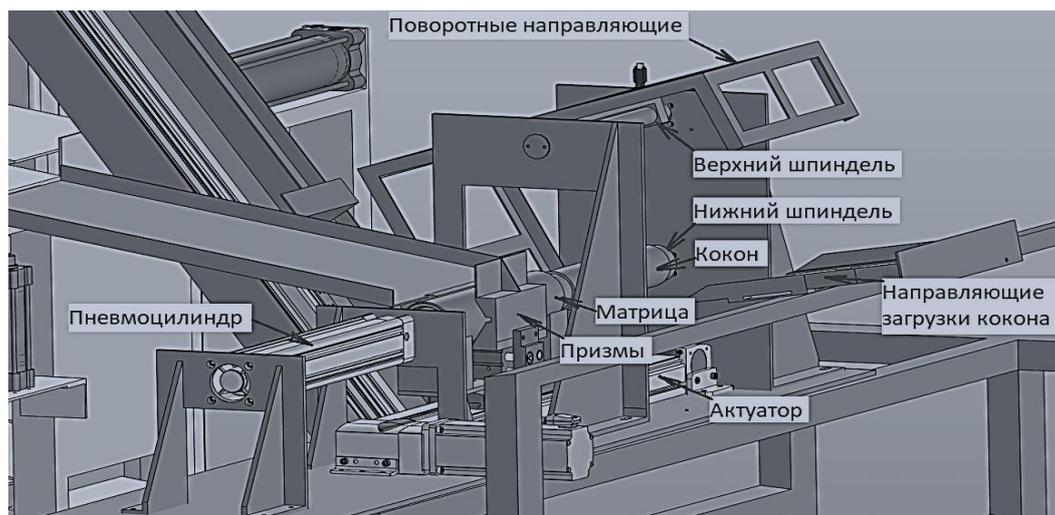


Рис. 5. Позиция сборки матрицы с коконом

Перед тем как на предыдущей позиции произойдет разжим готового кокона поворотные направляющие поворачиваются на 90 градусов против часовой стрелки и становятся как бы продолжением направляющих, по которым скатывается кокон с предыдущей позиции.

В это время по другим направляющим скатывается матрица и попадает между самоцентрирующимися призмами. Призмы сходятся, зажимая и центрируя матрицу.

После этого включается пневмоцилиндр, его шток проходит сквозь матрицу, грибовый центр пневмоцилиндра упирается в кокон и поджимает его к ведущему центру.

Поворотная направляющая возвращается в горизонтальное положение.

Включается вращение нижнего шпинделя и актуатор медленно перемещает матрицу в сторону кокона и тем самым происходит сборка кокона с матрицей.

Достигнув конечного положения, актуатор останавливается, выключается вращение кокона и происходит разжим призм, после чего каретка актуатора возвращается в исходное положение.

Далее поворотные направляющие поворачиваются по часовой стрелке на 90 градусов и становятся как бы продолжением направляющих, предназначенных для выгрузки сборочной единицы. Включается обратный ход пневмоцилиндра, сборочная единица падает на направляющие и скатывается до упора бесштокового пневмоцилиндра, предназначенного для подъема сборочной единицы на позицию запрессовки.

Затем собранная конструкция в виде матрицы с коконом внутри подается на позицию запрессовки. На этой позиции помимо автоматизации было решено выполнять прессование фильтроэлементов, одновременно с двух сторон. К этому нас подтолкнули исследования по определению

гидравлических характеристик фильтрующих элементов, изготовленных при одностороннем прессовании и при двухстороннем прессовании.

На рисунке 6 показаны фотографии фильтрующих элементов, из которых видно, что на фильтре, прессованном с одной стороны, внизу (со стороны подвижного пуансона) слой более плотный.

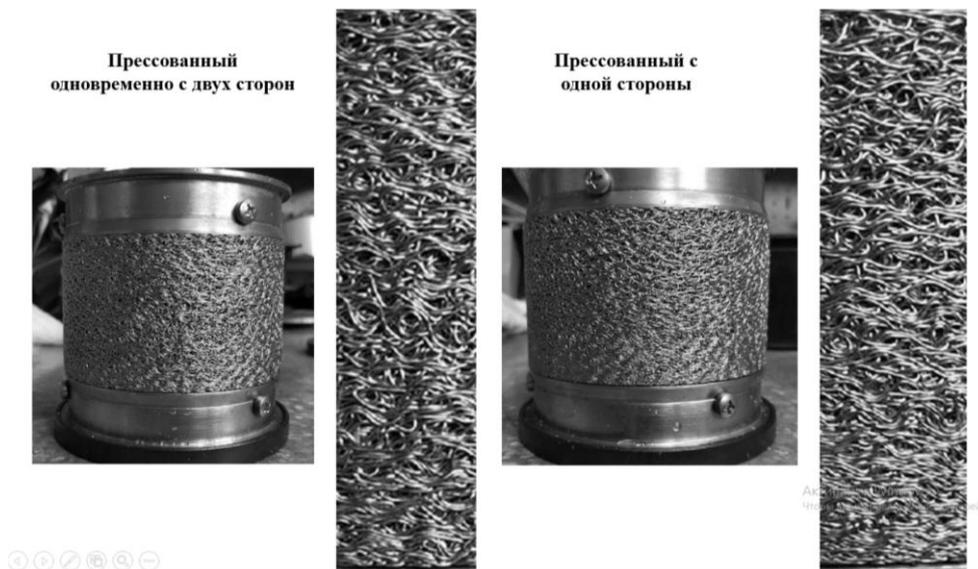


Рис. 6. Спрессованные фильтрующие элементы

Для сравнения равномерности плотности материала по всей высоте каждого испытываемого фильтроэлемента были определены гидравлические характеристики фильтроэлементов с проницаемостью 100 мкм. Измерялись гидравлические характеристики верхней и нижней половины каждого фильтроэлемента.

Как можно видеть из графиков (рис. 7), при симметричном прессовании разница гидравлических характеристик между верхней и нижней частями значительно меньше.

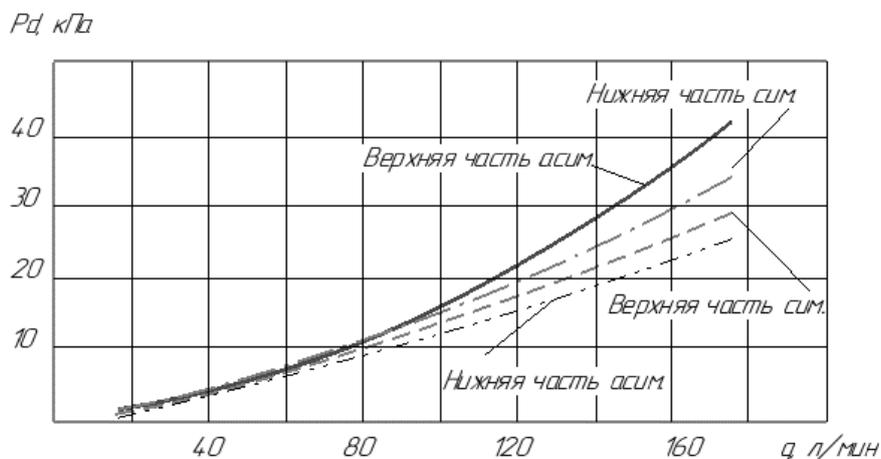


Рис. 7. Результаты гидравлических испытаний

Для осуществления двухстороннего прессования была разработана позиция, позволяющая осуществлять процесс прессования и разборки сборочной единицы в автоматическом режиме (рис. 8).

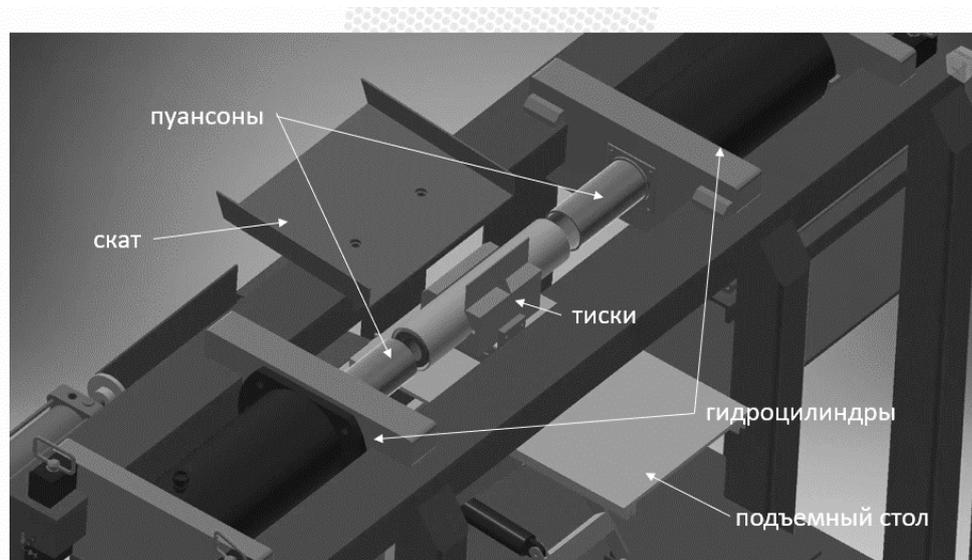


Рис. 8. Позиция прессования фильтрующих элементов

На позиции запрессовки кокон попадает в самоцентрирующие тиски, где при помощи гидроцилиндров и пуансонов происходит прессование фильтра. Затем подъемный стол, на котором находятся тиски, опускается вниз. На этой позиции происходит разборка фильтра, оправки и матрицы. После чего каждая из единиц по различным направляющим скатывается в место своего назначения.

В процессе проектирования автоматической линии, были максимально использованы готовые комплектующие приводы, актуаторы, самоцентрирующие пневмозажимы, пневмоцилиндры.

По ходу проектирования выполнялись расчеты мощности приводов, крутящих моментов, расчеты лотков. Для определения времени цикла автоматической линии, а также для составления управляющей программы, была построена циклограмма работы линии, которая показала, что производительность изготовления фильтрующих элементов по сравнению с базовым производством увеличивается больше, чем в пять раз.

Список литературы

1. Балашов В.Н. Технология производства деталей автотракторной техники. – М.: Издательский центр «Академия», 2011. – 286 с.

Барышников А.М.

магистр

Семенов А.Н.

д.т.н., профессор,

РГАТУ имени П.А. Соловьева

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ СБОРКИ ТРУБОПРОВОДОВ ГТД В УСЛОВИЯХ МЕЛКОСЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы совершенствования технологической подготовки сборки трубопроводных систем газотурбинных двигателей применительно к условиям опытного и мелкосерийного производства. Анализируется возможность повышения качества и эффективности сборки трубопроводов путем применения компьютеризированных универсально-сборочных приспособлений.

Ключевые слова: подготовка производства; трубопроводные системы; газотурбинные двигатели; трубогибочные станки; цифровые модели трубопроводов.

Baryshnikov A.M.

Master's Degree

Semenov A.N.

Doctor of Technical Sciences, professor,

RGATU named after P.A. Solovyova

FEATURES OF THE TECHNOLOGICAL PREPARATION OF THE ASSEMBLY OF GTE PIPELINES IN THE CONDITIONS OF SMALL-SCALE PRODUCTION

Annotation. The article deals with the issues of improving the technological preparation of the production of pipeline systems of gas turbine engines in relation to the conditions of pilot and small-scale production. The possibility of improving the quality and efficiency of pipeline assembly by using computerized universal assembly devices is analyzed.

Keywords: production preparation; pipeline systems; gas turbine engines; pipe bending machines; digital models of pipelines.

Функционирование авиационных, морских и наземных газотурбинных двигателей (ГТД) обеспечивается большим количеством трубопроводных систем:

- гидравлических;
- пневматических;
- топливных;
- кондиционирования;
- антиобледенительных и др.,
которые работают в сложных условиях:
- под действием высоких давлений;
- пульсирующих нагрузок;

– гидравлических ударов,
поэтому к ним предъявляются высокие требования не только по свойствам материалов, качеству поверхностей, формам сечений, но и по точности пространственных форм, обеспечивающих безпригоночный монтаж на двигателях (рис. 1).

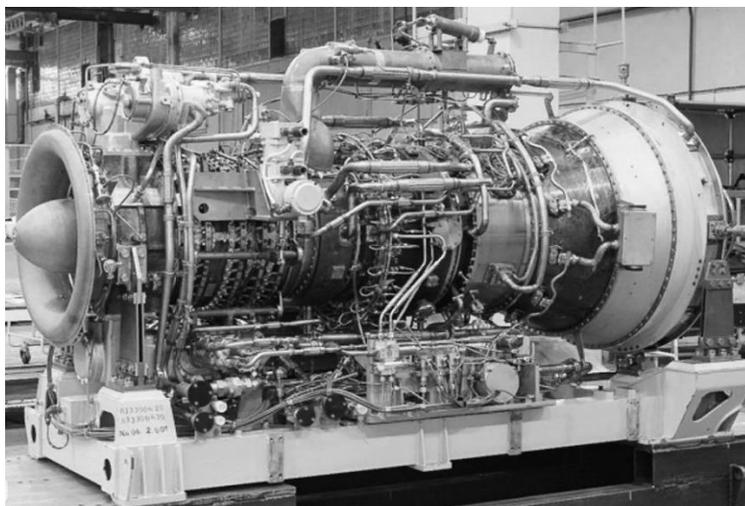


Рис. 1. Трубопроводные системы газотурбинного двигателя М70ФРУ-Р

Изготовление трубопроводных систем является трудоемким и ответственным этапом производственного цикла ГТД вследствие конструктивных особенностей этих систем. Они отличаются сложным пространственным расположением их элементов, малой жесткостью, необходимостью полной взаимозаменяемости и высокими требованиями к надежности функционирования, что, соответственно, требует больших затрат на изготовление оснастки при технологической подготовке производства (ТПП), особенно в условиях быстрой смены поколений и создания новых конструкций [1].

Структурно система ТПП на основе информационно-функциональных связей представлена на рис. 2.

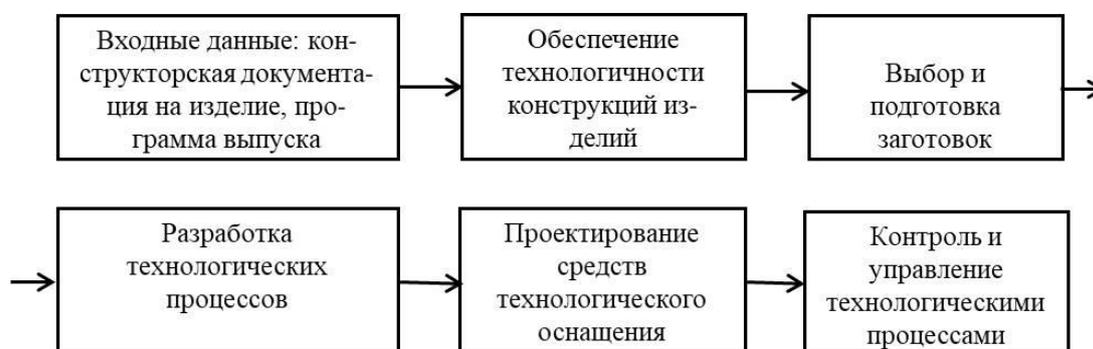


Рис. 2. Структура системы технологической подготовки производства

Наиболее важными выходными элементами системы ТПП являются основные компоненты конструкторско-технологической документации, включающие:

- чертежи деталей и сборочных единиц, прошедших отработку на технологичность;
- чертежи заготовок и технологические процессы их изготовления;
- технологические процессы изготовления и сборки деталей;
- чертежи средств технологического обеспечения и заказы на их изготовление.

Технологическое обеспечение сборочного этапа производства трубопроводных систем является наиболее затратным и трудоемким, поскольку требуется максимально полное согласование конфигураций контура двигателя и трубопроводной обвязки, традиционно достигаемое с помощью стальных систем. Высокая сложность конфигурации трубопроводных систем и требования к их качеству отражаются особенностями используемых в настоящее время и перспективных средств технологического обеспечения, основанных на:

- жестких носителях размеров и форм;
- аналитическом описании поверхностей;
- аналитическом (числовом) задании геометрических параметров деталей и узлов.

Плазменно-шаблонный метод обеспечивает соответствие форм и размеров элементов трубопроводов конфигурации наружных и внутренних контуров ГТД с помощью жестких носителей конфигурации – ступеней (рис. 3).

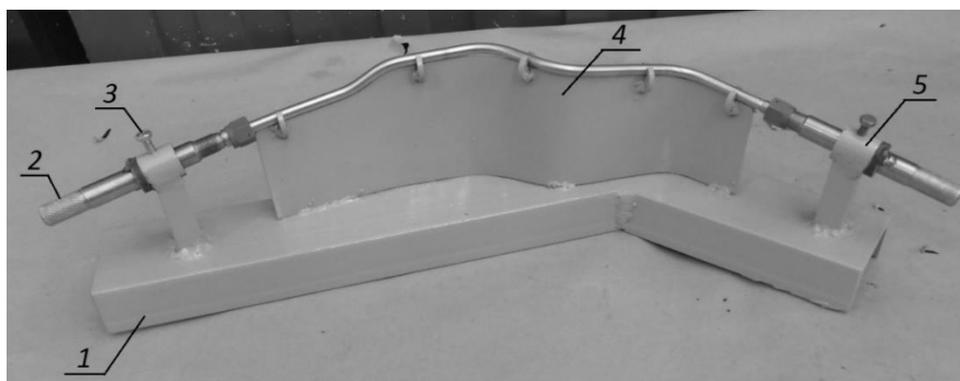


Рис. 3. Ступенчатый шаблон для сборки и сварки трубопровода

На этапе технологической подготовки по еще широко используемой традиционной технологии изготовления трубопроводов создаются эталонные секции трубопроводов, конфигурации которых точно соответствуют пространственной форме ГТД. Эталонные трубопроводы сохраняются на макетах двигателей и по ним изготавливаются и контролируются ступени для последующего формообразования элементов трубопроводов и сборки отдельных секций под сварку со стыковочными элементами.

Плазменно-шаблонный метод характеризуется большими затратами ручного труда, удорожанием и увеличением сроков подготовки производства при освоении новых конструкций, а также большими затратами на поддержание работоспособности и хранение их необходимого количества.

Для устранения перечисленных недостатков аналогового способа подготовки стапельной оснастки для изготовления трубопроводных систем в настоящее время внедряются автоматизированные методы проектирования путем разработки конструкторско-технологической документации в электронном виде. Такая документация является цифровым двойником изделия и содержит информацию о геометрии, материалах, требованиях к нему, а также технологическую информацию для подготовки производства.

Переход цифровому производству ускоряет технологическую подготовку, поскольку основывается на использовании трубогибочных станков с числовым программным управлением, контрольно-измерительных машин для проверки геометрии трубопроводов, применении современной системы позиционирования элементов трубопроводов для проведения сборочных операций и сварки концевых элементов [2].

В настоящее время на многих двигателестроительных и самолетостроительных предприятиях для реализации данной технологии все шире используются универсально-сборочные приспособления (УСП) для сборки трубопроводов по цифровым моделям. Основой УСП является сборочный стол с координирующими отверстиями, на котором располагаются установочные элементы, предназначенные для размещения в пространстве стапеля элементов сварного трубопровода, которые обеспечивают:

- точную настройку базирующих поверхностей по линейным осям и углам поворота;
- ориентацию, фиксацию и закрепление составных частей трубопроводов;
- контроль текущего положения самих фиксирующих элементов.

Трехмерная математическая модель трубопровод может разрабатываться на этапе ТПП в САД-программе, либо создаваться при помощи контрольно-измерительной машины по эталонному трубопроводу. С помощью программируемого трубогибочного оборудования по разработанным математическим моделям осуществляется изготовление элементов трубопроводных систем любой конфигурации.

Процесс настройки оборудования под сборку трубопроводов осуществляется по заранее разработанной карте сборки. Стапель для сборки трубопроводов собирается из специальных технологических опор-стоек, обладающих возможностью настройки их базирующих ложементов, имеющих необходимое число степеней подвижности, и корректируемых с помощью системы технического зрения.

Карта сборки, в соответствии с которой стойки располагаются в пространстве стола и воспроизводят нужную геометрию расположения составных частей трубопроводов, с помощью компьютерной управляющей системы стапеля воспроизводит инструкции, по которым сборщик

выставляет все стойки в пространстве, обеспечивающие конфигурацию трубопровода (рис. 4).



Рис. 4. Стойка с цанговым зажимом и телескопической защитой

Система измерения положения стоек располагается над зоной сборки и может перемещаться вдоль сборочного стола, тем самым позволяя контролировать текущее положение фиксирующих элементов в режиме реального времени. Внешний вид универсально-сборного приспособления для сборки и сварки трубопровода представлен на рис. 5.

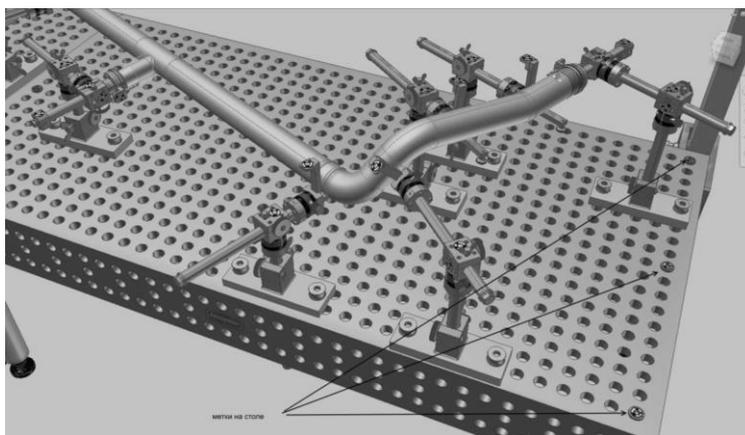


Рис. 5. УСП для сборки и сварки трубопровода

Таким образом, использование в условиях единичного и мелкосерийного производства цифровых моделей трубопроводов позволяет с помощью программно-настраиваемых УСП существенно повысить точность их сборки, исключает необходимость проектирования, изготовления, хранения, обслуживания большого количества стапелей, что существенно снижает затраты на изготовление трубопроводов.

Список литературы

1. Здор В.А.//Универсально-сборочные перенастраиваемые приспособления для изготовления трубопроводов сложной конфигурации/ ПолтНТУ. – Вып. 2). – 2013. – С. 22 – 24.

2. Чоракаев О.Э., Попов П.М., Савин М.В. // Анализ процесса проектирования шаблонной оснастки с целью совершенствования технологической подготовки производства // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – Т.13. – №4(2). – 2011. – С. 525 – 530.

Березин С.Я.
д.т.н., профессор,
ЗабГУ

ИССЛЕДОВАНИЕ СТОПОРЯЩИХ СВОЙСТВ РЕЗЬБООБРАЗУЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ С МОДИФИЦИРОВАННЫМ ПРОФИЛЕМ И ОСЕВЫМ НАТЯГОМ В СОЕДИНЕНИЯХ

Аннотация. Рассмотрены конструктивные и функциональные особенности мало известного типа резьбовых соединений с нерегулярным шагом витков посадочного участка крепежных деталей. Представлена хронология изобретений данного вида деталей и соединений. Приведены области их применения. Установлены основные формы модифицированных резьбовых профилей для создания в соединениях осевого натяга. Получены экспериментальные образцы и исследованы стопорящие свойства модифицированных соединений в сравнении с известными типами. Проанализированы возможные технические свойства новых соединений и перспективы их применения.

Ключевые слова: резьбовые соединения; самонарезающие винты; гладкое отверстие; нерегулярный шаг; деформирующие шпильки; стопорящие свойства; модифицированный профиль.

Berezin S.YA.
Doctor of Engineering Sciences, professor,
ZabGU

INVESTIGATION OF THE LOCKING PROPERTIES OF THREAD- FORMING PARTS WITH A MODIFIED PROFILE AND AXIAL TENSION IN THE JOINTS

Abstract. The design and functional features of a little-known type of threaded connections with an irregular pitch of the turns of the landing section of fasteners are considered. The chronology of inventions of this type of parts and connections is presented. The areas of their application are given. The main forms of modified threaded profiles for creating axial tension in the joints are established. Experimental samples were obtained and the locking properties of the modified compounds were studied in comparison with the known types. The possible technical properties of the new compounds and the prospects for their application are analyzed.

Keywords: threaded joints; self-tapping screws; experimental sample; smooth hole; irregular pitch; vibration resistance; self-unscrewing; deforming studs; locking properties; base profile; modified profile.

Многообразие конструктивных исполнений крепежных изделий с резьбой так велико, что с трудом поддается типизации. Тем не менее, оно постоянно растет с ростом потребностей современного производства и усложнением конструкций машин. В существующем множестве исполнений формируются определенные конструктивные группы изделий, разработка которых подчинена исполнению определенных функций: повышению прочности соединений, устойчивости к самоотвинчиванию, вибростойкости, герметичности и прочее. Выделить подобные группы достаточно сложно, поскольку они одновременно могут обрабатывать несколько функций. Поэтому, чаще всего анализом устанавливаются такие группы, в которых свойства формируются видоизменением какого-то отдельного конструктивного признака: форма головки, участки стержневой части, вид заходной (концевой) части, форма резьбового профиля и т.д.

Одна из таких групп сформирована по признаку дифференциации шага нарезной части. У таких элементов шаг винтовой линии непостоянен или нарезная часть разбита на участки с разными шагами нарезки. В любом случае группа имеет единый конструктивный признак – нерегулярный шаг нарезной части.

Изменение шага в затянутом резьбовом соединении начали применять для формирования необходимого закона распределения напряжений по длине резьбового контакта, для повышения усталостной прочности и несущей способности соединений, виброустойчивости, стопорящих свойств и т.д. [1]. За рубежом для повышения сопротивления усталости в 50-х годах прошлого века начали применять соединения с преднамеренным отклонением шага резьбы одной из деталей (увеличенным до 1,5% шагом резьбы гайки или уменьшенным до такого же предела шагом резьбы болта). При этом отклонение шага назначают таким, чтобы первый (от опорного торца гайки) виток соединения воспринимал 1–2 % общего усилия, а последний – около 45 %. Подобная модификация резьбы целесообразна для исключения пластических деформаций в болте в соединениях высокопрочных болтов с гайками из менее прочных и пластичных материалов. Недостаточную прочность соединения можно компенсировать увеличением высоты гайки до 1,3 диаметра резьбы [2, 3].

С появлением резьбообразующих крепежных деталей область применения резьб с модифицированным шагом заметно расширилась. Начали разрабатываться крепежные изделия специфических конструкций и назначений, далеких от машиностроения и строительства, например, в хирургии спинального и тазового остеосинтеза.

Рассмотрим хронологический перечень изобретений крепежных изделий с нерегулярным или модифицированным шагом, приведенный в таблице 1.

Изобретения резьб и соединений с нерегулярным шагом

№ п/п	№ патента	Страна	Дата регистрации	Авторы	Название
1	А.с.78678	СССР	8.12.1947	Дорфман Г.Л.	Винтовая пара
2	US 2842180	США	8.07.1958	Brown С.О.	Самостопоорящиеся резьбы с посадкой с натягом
3	А.с. 540069	СССР	25.12.1967	Молохов И.Ф. Оконешников В.А.	Тугое резьбовое соединение
4	А.с. 608995	СССР	01.07.1976	Рубцов Н.С.	Самоконтрящаяся резьба Рубцова.
5	US 4071067	США	31.01.1978	Goldby R.Ch.	Самостопоорящийся резьбовой профиль
6	US 4346920	США	31.08.1082	Deily P.E.	Резьбовое соединение с переменным шагом нарезки
7	SU 1219280	СССР	23.03.1986	Горелов В.И. Быковцев Г.И. Кузнецов В.Ф.	Способ изготовления резьбового соединения с переменным шагом резьбы
8	US 4956888	США	18.09.1990	William P.Green	Получение крепежных деталей и соединений с переменным шагом резьбы
9	RU 2029894	Россия	27.02.1995	Лейкин А.С.	Резьбовое соединение
10	WO 199501572 7 A1	Германия	15.06.1995	Burke Dennis W.	Компрессионный винт с переменным шагом
11	RU 2070995	Россия	27.12.1996	Матросов В.Г.	Самотормозящееся резьбовое соединение
12	US 6129730	США	10.10.2000	Bono F.S., Fenton M.A.	Винт для остеосинтеза с относительным смещением шага
13	US 2012/0029 579	США	2.02.2012	Bootland M., Keith M., Doornink J., Koser A.L.	Кортикальный винт для остеосинтеза с компрессионной пластиной
14	US 9322275	США	26.04.2016	Ferslew M.R., Walker R.S.	Самостопоорящееся сборочное соединение винт-гайка

Если проанализировать суть представленных в таблице 1 разработок, то можно установить определенную систему признаков, лежащих в их основе. Во-первых, области с измененным шагом по-разному располагаются на всей длине нарезки. Поэтому их совокупность можно рассматривать в виде трех схем:

а) шаг непрерывно меняется по всей длине, прогрессивно увеличиваясь или уменьшаясь;

б) нарезка разбивается на два участка – с базовым и измененным относительно него шагами, при этом винтовая линия не прерывается, например, основной шаг 2,0 мм, а на следующем участке шаг начинает расти (уменьшаться) на каждом витке по 0,02 мм;

в) нарезка разбивается на два участка – с базовым и смещенным относительно него равными шагами;

г) резьбовая часть имеет разделенные участки с разными шагами.

Во-вторых, можно выделить различные способы модификации шага относительно базовой части нарезки. Их можно свести к следующей группе:

а) шаг меняется путем смещения на определенную величину всего резьбового профиля относительно базовой части (см. п.3 таблицы, патент US 2842180 или п.7, патент US 4346920);

б) смещается вершина профиля;

в) смещается впадина профиля;

г) смещение реализуется изменением формы профиля, например, созданием участка с бочкообразностью одной из боковых сторон профиля (см. п.6 таблицы, патент US 4071067) или изменением угла профиля в сторону сжатия витков (п.11, патент WO 1995015727);

д) внедрением специальных вставок с изменённым шагом (см. п.15, патент US 9322275) или тонких межвитковых шайб, увеличивающих шаг на данном участке (п. 9, патент US 4956888);

е) комбинацией из части вышеуказанных способов, например, п.5 таблицы а.с. 608995 – резьба Рубцова, в которой вершины модифицированного участка направлены в разные стороны, что представлено на рис. 1.

Необходимо отметить, что способы б) и в) могут быть получены двумя путями. В первом случае вершина или впадина профиля могут смещаться на небольшую величину относительно базовой части нарезки. При этом шаги обоих участков сохраняются равными. Во втором случае вершины или впадины модифицированного участка прогрессивно (с определенным коэффициентом) увеличиваются или уменьшаются.

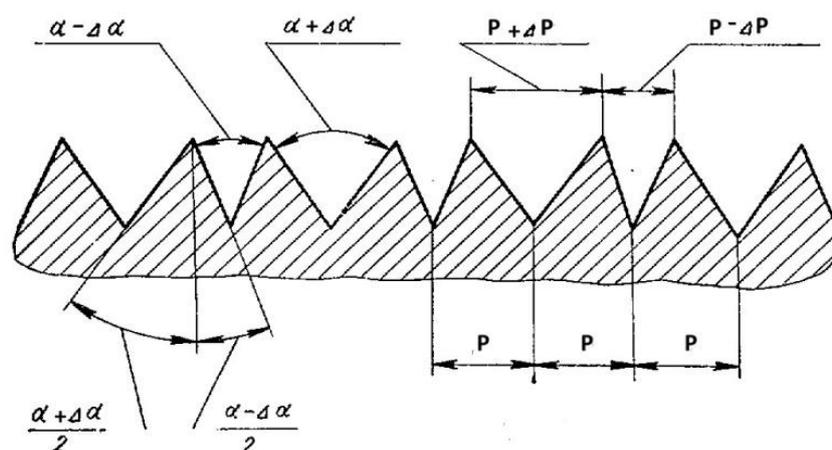


Рис. 1. Самотормозящаяся резьба, сформированная по комбинированному принципу: α – угол профиля; P – шаг резьбы; $\Delta\alpha$ – смещение угла профиля; ΔP – смещение шага

На рис. 2 представлены примеры первых четырех модификаций резьбового профиля для получения изменяемого шага нарезки. Все варианты данного рисунка ориентированы на уменьшение шага винта относительно ниток нарезки корпуса (гайки) для получения натяга по правой стороне профиля. Это создает сжимающие напряжения в резьбе посадочной части и, соответствующие стопорящие свойства соединения. Поэтому в данных

вариантах рассматривается правая, или набегающая сторона, и левая – отступающая, по которой образуется зазор. На рис. 2, а показано соединение с зазором по боковым сторонам, наружному и внутреннему диаметрам. Путем уменьшения шага в набегающую сторону на величину ΔP по правой стороне образуется натяг, а по левой зазор будет увеличен (рис. 2, б). Натяг может быть образован изменением угла профиля витков по наружному и внутреннему диаметрам. Если угол профиля изменяется по вершине витка (рис. 2, в), то натяг формируется в верхней части смещением профиля на величину $\Delta P_{(d)}$, а если по впадине, то в нижней, на величину $\Delta P_{(d1)}$ (рис. 2, г). Можно изменять конфигурацию одной из боковых сторон, например, набегающей, делая её ступенчатой, овальной, многогранной (рис. 2, д). При этом смещение шага может происходить одновременно по вершине и впадине резьбы, как на рис. 2, д, без изменения углов профиля отступающей стороны, так и отдельно по вершине или впадине.

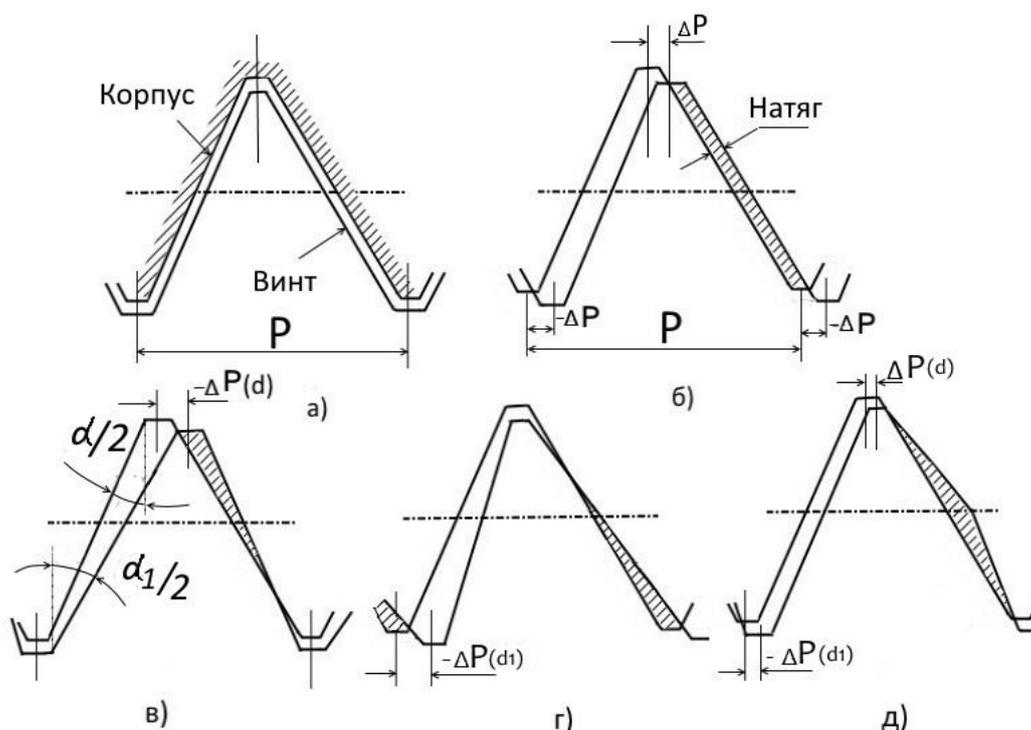


Рис. 2. Способы изменения конфигураций резьбового профиля для получения осевого натяга за счет смещений по шагу:

- а) исходный вид контакта при посадке с зазором; б) смещение всего профиля в сторону уменьшения шага относительно базовой нитки на величину ΔP ; в) смещение вершины профиля и изменение его углов; г) то же, со смещением впадины; д) смещение всего профиля и изменение формы его набегающей стороны

Образование растягивающих напряжений в резьбовом контакте менее предпочтительно, т.к. они в большей степени способствуют самоотвинчиванию, особенно в условиях динамических нагрузок.

При использовании резьбообразующих крепежных деталей с метрической резьбой при сборке работают, как правило, несколько участков. Первым идет

профилеобразующий, который либо выдавливает, либо нарезает профиль в гнезде корпуса, или в гайке. Здесь контакт плотный без зазоров.

Последующие участки могут действовать по-разному. По ним может образоваться зазор или небольшой натяг от действия последедеформационной усадки отверстия. Примером могут служить резьбовыдавливающие винты Taptite DIN 7500 с лобулярным профилеобразующим участком и цилиндрическим последующим участком, средний диаметр резьбы которого меньше, чем средний диаметр по лепесткам профилеобразующего участка. Такая конструкция уменьшает трение при завинчивании винта.

С учетом вариантов, представленных в описании таблицы 1 и рис. 2, можно заметить, что число их комбинаций довольно значительно. Каждый из возможных вариантов обладает своими технологическими и эксплуатационными свойствами. Их исследование потребует огромных временных и материальных затрат. Поэтому в данной статье приводятся результаты исследования стопорящих свойств только одного типа резьбового соединения с крепежной деталью, имеющей три различных участка, один из которых несет смещенный шаг резьбы.

Для исследования устойчивости резьбовых деталей к отвинчиванию была проведена серия испытаний 3-х типов резьбовых соединений, два из которых были собраны на основе образцов со стандартной резьбой M14•1,5 из стали 35, закручиваемых в отверстия призматических образцов из алюминиевого сплава АЛ4 по следующим схемам. Первая группа собиралась путем закручивания резьбовых образцов в гладкие отверстия диаметром, соответствующим среднему диаметру резьбы. Сборка производилась на вертикально-сверлильном станке, оснащенный тензометрическим динамометром.

Вторая группа соответствовала соединениям с радиальным натягом. Для этого резьба в отверстиях нарезалась односторонней фрезой на вертикально-фрезерном станке с ЧПУ планетарным способом. Средний диаметр внутренней резьбы формировался программой таким образом, чтобы относительно среднего диаметра резьбового образца создавался натяг величиной 36–42 мкм. Далее, сборка производилась путем закручивания по вышеуказанной схеме.

Третья группа была образована на основе применения стержневых образцов со специальной резьбой, которая по основным своим параметрам соответствовала резьбе M14•1,5, но имела три разных участка. Данные по этим участкам показаны на рис.3. Их обработка производилась дисковой угловой фрезой на том же станке с ЧПУ планетарным способом. Общая длина нарезки содержала 20 витков. Первый участок из 6 витков нес основную резьбу с шагом 1,5 мм. Следующий за ним имел 8 витков, уменьшенный средний диаметр и тот же шаг. Третий участок состоял из 6 витков и имел тот же средний диаметр, что и у второго участка, но шаг резьбы составлял 1,45 мм. Такие образцы закручивались в гладкие отверстия, аналогично образцам первой группы. Для исследования были подготовлены по 5 резьбовых образцов каждой из 3-х групп.

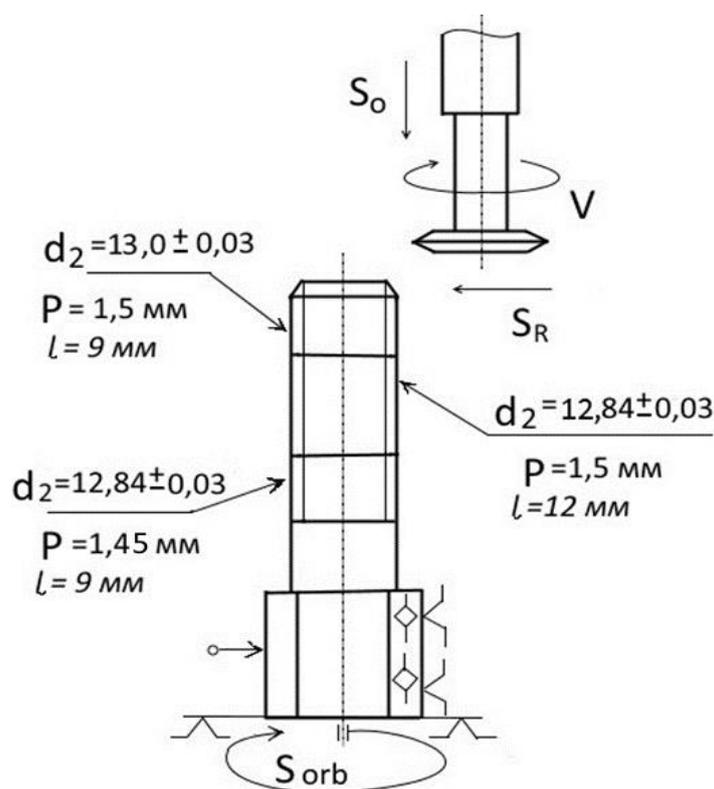


Рис. 3. Схема обработки и размерные параметры исследуемого образца крепежной детали:

S_o – осевая подача фрезы при подводе, отводе и по шагу; V – главное движение;
 S_R – радиальная подача; S_{orb} – круговая подача стола по двум координатам (орбитальная подача)

Обработка исследуемого образца производилась следующим образом. При круговом движении стола с образцом в направлении орбитальной подачи фрезой за три прохода обрабатывалась резьба первых двух участков до получения среднего диаметра $13,0 \pm 0,03$ мм. Далее обрабатывался второй участок до диаметра $d_2 = 12,84 \pm 0,03$ мм. Фреза отводилась и снова устанавливалась в конец нитки второго участка на начальный припуск. Обработка третьего участка с шагом 1,45 мм осуществлялась за три прохода аналогичным образом.

Безусловно, такая технология неприемлема для массового производства крепежных изделий. Это реализовано только для экспериментальной работы. В реальной практике имеются примеры производства и более сложных по конструкции метизных изделий. Для этого применяются секционированные сборные плоские плашки с разными ручьями.

В каждой группе проводилось по 5 завинчиваний с последующей разборкой. В каждом случае сборка сопровождалась записью крутящих моментов завинчивания и вывинчивания. На рис. 4 представлен примерный вид двух осциллограмм, наложенных одна на другую. Кривая «а» на рис. 4 соответствует процессу сборки-разборки резьбового образца из первой

группы при завинчивании в гладкое отверстие. Кривая «б» соответствовала процессу сборки-разборки образцов 3-й группы.

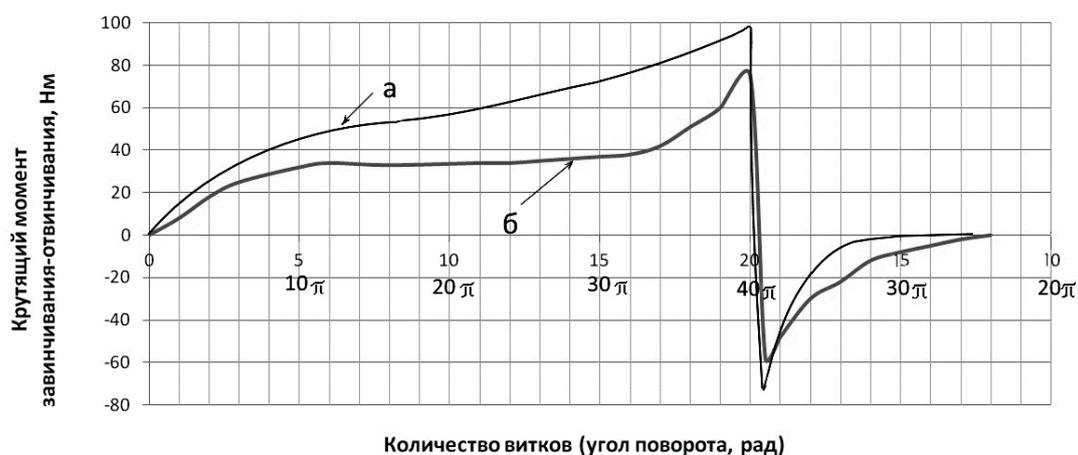


Рис. 4. Примеры осциллограмм записи крутящих моментов при завинчивании в гладкие отверстия:

а) образцов с постоянным шагом; б) образцов с участком, несущим измененный шаг

Результаты исследований стопорящих свойств соединений 3-й группы сравнивались со свойствами 1-й и 2-й групп. На основании осциллограмм устанавливались наибольшие значения крутящих моментов в конце завинчивания и начале вывинчивания и соответствующих этому коэффициентов стопорения

$$K_c = \frac{\overline{M_{кр\ max}}}{M_{отв\ max}}, \quad (1)$$

где $\overline{M_{кр\ max}}$ – среднее значение пиков крутящего момента в конце завинчивания (по 5-ти случаям);

$M_{отв\ max}$ – среднее значение начальных моментов отвинчивания.

Устанавливались также значения интегрального показателя эффективности стопорения по методике, описанной в работе [4]. Результаты испытаний представлены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты сравнительных испытаний стопорящих свойств разных соединений

№ группы образцов	Диапазон конечных моментов завинчивания, Нм	Средние значения моментов завинчивания, Нм	Диапазон начальных моментов отвинчивания, Нм	Средние значения моментов отвинчивания, Нм	Средний коэффициент стопорения, K_c	Интегральный показатель, K_{cu}
1	82-112	96	68-84	73	0,76	0,12-0,15
2	76-91	82	52-63	59	0,72	0,35-0,41
3	68-83	75	48-59	53	0,7	0,44-0,66

В результате сравнения данных можно считать, что соединения 3-й группы обладают не худшими стопорящими свойствами, чем соединения с натягом и собраных путем завинчивания в гладкие отверстия.

Значения интегрального показателя указывает на более значительную удерживающую способность соединений 3-й группы в сравнении с остальными. Это объясняется тем, что затраты мощности на завинчивание у них меньше, чем у предыдущих групп, а мощность, необходимая для отвинчивания выше. Поэтому показатели $K_{си}$ для 3-й группы в 3,5-4,0 раза выше, чем у 1-й, и в 1,4-1,55 раза, чем у 2-й.

Естественно, что судить о преимуществах только одного вида крепежных деталей с участком измененного шага, и только по показателям стопорящих свойств, не позволяет в полной мере оценивать их особенности. Нужны дополнительные исследования их вибростойкости, показателей осевой жесткости, стабильности усилий затяжки, влияния фактора времени на устойчивость и т.п.

Применение модифицированных резьб в различных областях практики может решать много различных задач:

- повышение прочностных свойств (несущей способности) соединений;
- создание в сопряжении сжимающих или растягивающих напряжений и формирование необходимого закона распределения напряжений по длине резьбового контакта;
- повышение стопорящих свойств и вибростойкости соединений;
- для целей кинематики, например, для относительного смещения двух деталей на разные расстояния;
- для повышения количества сборок-разборок соединений и прочих задач.

Подобные резьбовые изделия относятся к деталям прогрессивных конструкций и не стандартизованы, поэтому их особенности слабо изучены и существует определенная потребность в дополнительных исследованиях по данному направлению.

Список литературы

1. Березин С.Я. Исторические и технические пути развития крепежных и резьбообразующих деталей: монография. – Старый Оскол: ТНТ, 2018. – 244 с.
2. Березин С.Я., Карпов А.Р. Энергетический принцип оценки стопорящих свойств резьбовых соединений с волнистым профилем витков одной из деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 10. С. 31-35.
3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение. 1990. – 368 с.
4. Xin Chen, Nao-Aki Noda, Yu-Ichiro Akaishi and other. Effect of Pitch Difference on Anti-loosening Performance and Fatigue Strength for High Strength Bolts and Nuts. 13th International Conference on Fracture. June, 16-21, 2013. Beijing, China. – 10 p.

Ешбаева У.Ж.

*д.т.н., профессор кафедры «Химической технологии»,
НаМИТИ*

ОЦЕНКИ КРАСКОВОСПРИЯТИЯ ЗАПЕЧАТЫВАЕМОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

Аннотация. В данной статье рассмотрен статистический анализ расчета распределения красочного слоя на поверхности оттиска, оценки толщины красочного слоя экспериментальных бумаг. Изучено влияние скорости печатания и давление печатной машины, а также их совокупное влияние на коэффициент перехода краски. В результате проведенного статистического анализа влияния параметров процесса производства бумаги на показатели качества печати, были получены уравнения регрессии.

Ключевые слова: слой краски; коэффициент переноса; восприятие краски; режимы печати.

Eshbaeva U.J.

*Doctor of Technical Sciences, professor
department of Chemical Technology,
NamETI*

ESTIMATION PAINT OF THE PERCEPTION SEALED KOMPOZICION MATERIALS

Abstract. In given article is considered statistical analysis of the calculation of the distribution colorful layer on surfaces of a print, estimations of the thickness colorful layer experimental papers. The Studied influence to velocities of the typing and pressure of the printed machine, as well as their total influence upon factor of the turning the paint. As a result called on statistical analysis of the influence parameter process production papers on factors quality seal, were received equations to regressions.

Keywords: paint layer; transfer coefficient; ink perception; printing modes.

Качество печати во многом зависит от распределения краски на поверхности и в структуре бумаги, т. е. от профиля красочного слоя, который образуется в процессе переноса краски с формы на бумагу. Известно, что основным элементом при расчете параметров печатания является уравнение баланса [1-2]:

$$h_x(1 - 1/\alpha)S_z(0) = r_x(S_z - S_z(0)), \quad (1)$$

где S_z – площадь, $S_z(0)$ – предельное значение S_z , при $x \rightarrow 0$, зависящее от площади выступов микрорельефной поверхности оттиска; r_x – среднее значение увеличения толщины слоя краски на форме в месте контакта со впадинами, мкм; α – параметр, характеризующий реологические свойства краски.

Взаимодействие между бумагой и краской зависит от целого ряда входных величин. К входным параметрам относятся реологические свойства суспензии краски, способность распределяться тонким слоем на красочных

валиках и печатной форме, давать однородные по интенсивности оттиски и хорошо закрепляться на них. [2-3].

Давление и скорость печати. Принимая во внимание, что красковосприятие экспериментальной бумаги является функцией многих переменных – давления и скорости печати, свойств печатной краски, -представляло практический интерес исследование характера изменения восприятия краски при изменении режима печатного процесса [5, 6].

На рисунке 1 представлена полученная в эксперименте зависимость оптической плотности оттиска от давления. При запечатывании бумаги для офсетной печати, имеющей максимум кривой в области опт. пл 1,3-1,6, наилучшие результаты показала бумага №3. С возрастанием давления коэффициент переноса краски становится неравномерным. Положение кривой определили допустимой величиной неравномерности оптической плотности и изображения.

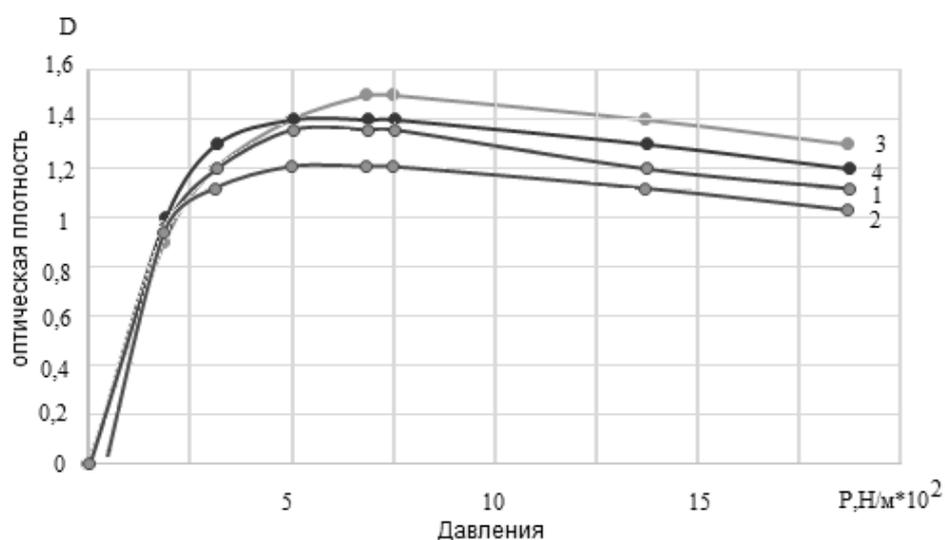


Рис. 1. Зависимость оптической плотности печатного изображения от давления $D=f(P)$ (1,2,4, офсетная бумага проклейка в массе канифольным клеем), (3 – проклейка в массе акриловой эмульсии)

Одним из факторов, влияющих на качество изображения, является время контакта. Фактор времени представляет существенный интерес в связи с повышением скоростей печатания. Скорость и степень закрепления краски на бумаге в значительной мере зависят от кинетики впитывания краски, которая, в свою очередь, определяется капиллярным и молекулярным эффектами во взаимодействующих системах. Поэтому постановка данного эксперимента имеет своей целью дополнить сведения о характере взаимодействия бумаги и краски, которые были получены в предыдущем опыте.

Эксперименты показывают, что, несмотря на увеличение скорости, оптическая плотность печатного изображения увеличивается (табл. 1), зависимость оптической плотности от скорости печатания выглядит сложнее, чем обычно её представляют.

Влияние скорости печатания на коэффициент переноса краски на бумагу

Скорость, отт/час	$D_{оп.пл.}$	K_n , %
12000	1,6	48
9000	1,3	43
6000	0,8	38
3000	0,4	32

Полученные данные показывают, что, с увеличением скорости печатания, увеличивается количество краски, переходящей на бумагу, и, следовательно, повышается оптическая плотность оттисков.

На условия взаимодействия краски и бумаги в печатном процессе сильное влияние оказывает давление, под действием которого в момент печатного контакта краска внедряется через приповерхностные поры в ее толщу. Известно проникновение краски в структуру бумаги в условиях быстрого (10^{-2} с) заполнения краской внешних пор поверхности листа под давлением печатного контакта. [7, 8]. Сложные физико-химические явления, связанные с переносом и делением красочных слоев, движением жидкости во влажном материале, взаимодействием краски и передачей краски на бумагу, являются предметом изучения теории печатных процессов. Разработано большое число уравнений, моделирующих перенос краски. Как показывают многочисленные экспериментальные исследования, расщепление краски имеет место между красочными валиками [9]. Значение коэффициента переноса краски от печатающей поверхности к запечатываемой зависит от многих факторов и может меняться в широких пределах, однако установлено, что при косвенном офсетном переносе большая часть красочного слоя остается на печатающей поверхности, т.е. коэффициент переноса меньше 0,5.

Коэффициент перехода краски на запечатываемый материал определяется, путем сравнения массы запечатываемого материала до и после печати. Специфика взаимодействия печатной поверхности с поверхностью грунтового слоя и влияния технологических факторов на графические искажения изображения при печати на жести сказывается и на градиционной характеристике изображения [9].

Нами проведен статистический анализ расчета распределения красочного слоя на поверхности оттиска, оценки толщины красочного слоя экспериментальных бумаг. Для упрощения описания процесса перехода печатной краски композиции на запечатываемую бумагу не учитываем температуру печатного краску. При стабильности параметров процесса будем рассматривать только следующие факторы: давление, скорость и гладкости бумаги. Выбор плана экспериментальных исследований обусловлен количеством опытов, которые в свою очередь зависят от числа факторов.

Известно, что при малом количества факторов целесообразно применение полного факторного эксперимента [10]. Сначала составим план двухуровневого ($k = 2$), трехфакторного эксперимента, где первым фактором является давление с кодировкой X_1 , вторым – скорость, с кодировкой X_2 , третьим – гладкости бумаги, с кодировкой X_3 , с двумя параллельными опытами. Из анализа априорной информации были определены основные факторы и составлена таблица 2.

Таблица 2

Входные параметры полного факторного эксперимента

1-й опыт ($p = 1$)

Факторы	X_{\max}	X_{\min}	Δ	X_0
Давление (Па)	650	450	100	550
Скорость (об/мин)	9000	5000	2000	7000
Гладкости бумаги м/с	60	30	20	40

2-й опыт ($p = 1$)

Факторы	X_{\max}	X_{\min}	Δ	X_0
Давление (Па)	750	450	150	600
Скорость (об/мин)	11000	5000	3000	8000
Гладкости бумаги м/с	70	30	25	45

Перед проведением регрессионного анализа была выполнена проверка однородности дисперсии ошибок опытов и установлен закон распределения. Проверка однородности дисперсии ошибок опытов проводилась по методике, описанной в работе [11].

Когда аналитическое выражение функции отклика неизвестно, то часто ограничивают представление функции отклика полиномом в виде уравнения регрессии

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \sum_{i<j}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i<j<l}^k b_{ijl} x_i x_j x_l \quad (2)$$

где y – расчетное значение параметра оптимизации, x_i – независимые входные параметры, которые варьируются при проведении эксперимента, $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ijk}$ – коэффициенты регрессии, определяемые по результатам эксперимента.

Для построения математической модели в виде уравнения (2) необходимо выбрать критерий оптимизации «у»; выбрать независимые переменные x_i -факторы; вычислить коэффициенты регрессии $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ijk}$, определить вид функции отклика и планирования. Для записи плана эксперимента и обработки экспериментальных данных пользуются кодированными

значениями факторов, которые обозначаются малыми буквами x_1, x_2, \dots, x_i . Кодированные x_i (безразмерная величина) и физические (натуральные) x_i переменные связаны между собой следующим соотношением:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta i} \quad (3)$$

Δi – интервал варьирования натурального значения.

X_{i0} – натуральное значение нулевого уровня, $X_{i0} = \frac{X_n - X_e}{2}$,

X_n, X_e – натуральное значение нижнего и верхнего уровней фактора.

Кодирование факторов равносильно переносу начала координат в точку основного уровня факторов (центральная точка эксперимента 0) и изменению масштаба. Все кодированные факторы – безразмерные и нормированные величины. В процессе эксперимента они могут принимать значения $-1, 0, +1$. Эти значения называются уровнями факторов. Коэффициенты при независимых переменных в аппроксимирующем полиноме (2) называют на степень влияния факторов.

Полным факторным называется такой эксперимент, в котором реализуются всевозможные комбинации (наборы) уровней факторов. Если « k » факторов варьируются на двух уровнях, то число всех возможных наборов – $N_2=2^k$. Если « k » факторов варьируются на трех уровнях, то $N_3=3^k$. Составим уравнение регрессии для толщины красочного слоя.

Для определения уравнения регрессии составим матрицу на двух уровнях ($k=2$) для толщина красочного слоя, полученные в m параллельных опытах, каждый из которых определен из n испытаний. Таким образом, имеем

$$\bar{y}_{ui} = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n y_{ul}, \bar{z}_{ui} = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n z_{ul}, \bar{r}_{ui} = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n r_{ul} \quad (l=1.2\dots m).$$

Для проведения эксперимента была построена матрица планирования и рабочая матрица. Рассмотрим случай проведения два опыта в каждом варианте при числе набора $N_2 = N = 8$, полагаем $m = 2$ и внесем их значения в таблице 3.

В указанной последовательности проведем статистическую обработку опытных данных для толщины красочного слоя. С целью определения показателя красковосприятости бумаги на лабораторном пробопечатном устройстве IGT (в издательско-полиграфической акционерной компании «Шарк» г. Ташкента) при заданных условиях были отпечатаны оттиски чёрной краской по методике [12].

Толщина слоя краски

№ опыта	Уровни переменных			Результаты опытов						
				Отклики						
	x_1	x_2	x_3	\bar{z}_{i1}	\bar{z}_{i2}	\bar{z}_u	S_u^2	\hat{z}_u	\bar{z}_u	$R_0(\%)$
1	-	-	-	0,60	0,60	0,60	0	0,476	0,60	20,62
2	+	-	-	1,30	1,35	1,32	0,00125	1,372	1,32	3,585
3	-	+	-	0,65	0,70	0,67	0,00125	0,740	0,67	9,629
4	+	+	-	1,60	1,65	1,62	0,00125	1,636	1,62	0,692
5	-	-	+	0,75	0,86	0,80	0,00605	0,862	0,80	7,142
6	+	-	+	1,70	1,78	1,74	0,00320	1,759	1,74	1,077
7	-	+	+	0,93	1,32	1,12	0,07605	1,126	1,12	0,111
8	+	+	+	1,90	2,30	2,10	0,08000	2,022	2,10	3,690

При печати с металлической формы при усилии прижима 785 Н, скорость – 1,8 м/с, толщина слоя краски на оттисках изменялась от 0,5 до 2,5 мкм. Печать проводилась краской Flint Group K+E Novavit F 700, количество которой на форме и оттиске определялось весовым методом, а толщина слоя краски расчетным. Параметры окружающего воздуха были при этом величиной постоянной и соответственно равны: относительная влажность воздуха $\Psi=50-55\%$, и температура $t=20-21^{\circ}\text{C}$. Оптическая плотность полученных оттисков были измерены с помощью денситометра Gretag Makbet.

В таблице № 3 представлена матрица планирования и рабочая матрица, построенные на основе вычислительного количества опытов, после реализации, которой удалось установить необходимые экспериментальные данные. Ввиду неадекватности линейной модели, была выполнена попытка, описать исследуемый процесс полиномом второй степени.

Как видно из матриц, чередование знаков в первом столбце меняется поочередно, во втором через два, в третьем через четыре. Используя выявившееся чередование знаков можно составить план экспериментов для любого числа независимых переменных.

Перед проведением регрессивного анализа была выполнена проверка однородности дисперсии ошибок опытов и установлен закон распределения:

Вычислим значения S_u^2 по формуле:

$$S_u^2 = (\bar{z}_{u1} - \bar{z}_u)^2 + (\bar{z}_{u2} - \bar{z}_u)^2, (u = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8).$$

$$S_1^2 = 0., S_2^2 = 0,00125, S_3^2 = 0,00125, S_4^2 = 0,00125, S_5^2 = 0,00605,$$

$$S_6^2 = 0,0032, S_7^2 = 0,076, S_8^2 = 0,08,$$

Полагая $S_{u(\max)}^2 = S_8^2 = 0,08$, $\sum_{u=1}^8 S_u^2 = 0,169$, вычислим статистику

$$G = \frac{S_{u(\max)}^2}{\sum_{u=1}^N S_u^2} = 0,437$$

Критерий Кохрена проверяем с табличными данными G_{α, k_1, k_2} , где $\alpha = 0,05$, $k_1 = N = 8$, При этом имеем $G_{0,05,8,1} = 0,68$. Поскольку $G < G_{0,05,8,1}$, то однородность дисперсии входящих параметров для толщины красочного слоя не опровергается. Таким образом, в данном случае можно использовать усредненную по вариантам дисперсию S_y^2 для оценки адекватности математической модели для толщины красочного слоя по формуле:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2 = 0,02113$$

Коэффициенты регрессии с численными значениями коэффициентов имеют вид:

$$b_0 = 1,249375, b_1 = 0,448125, b_2 = 0,131875, b_3 = 0,193125;$$

$$b_{12} = 0,033125, b_{13} = 0,029375, b_{23} = 0,038125, b_{123} = 0,023125;$$

Уравнения регрессии в кодированных переменных x_1 , x_2 и x_3 каждого выходящего параметра для толщины красочного слоя

$$\hat{z} = 1,249375 + 0,448125x_1 + 0,131875x_2 + 0,193125x_3 + 0,033125x_1x_2 + 0,029375x_1x_3 + 0,038125x_2x_3 - 0,023125x_1x_2x_3,$$

Оцениваем коэффициенты регрессии по критерию Стьюдента

Сначала вычислим доверительный интервал Δb при $\alpha = 0,05$, $N = 8$, $m = 2$, $k = N(m - 1) = 8$. Пользуясь табличными данными ($t_{0,05,8} = 2,31$), имеем

$$\Delta b = t_{\alpha, k} \frac{S_y}{\sqrt{N}} = 2,31 \frac{\sqrt{0,02113}}{\sqrt{8}} = 0,1187$$

Сравнивая с коэффициентами b_i , b_{ij} и b_{ijk} имеем

$$b_0 > \Delta b, b_1 > \Delta b, b_2 > \Delta b, b_3 > \Delta b, |b_{12}| < \Delta b, b_{13} < \Delta b, |b_{23}| < \Delta b, b_{123} < \Delta b$$

Таким образом, в уравнении регрессии для толщины красочного слоя коэффициенты b_0 , b_1 , b_2 и b_3 являются значимыми. Если в уравнении регрессии не учитывать другие коэффициенты, то имеем следующую линейную

зависимость, где выходящий параметр – толщины красочного слоя – линейно зависит от трех факторов x_1 , x_2 и x_3

$$\widehat{z} = 1,249375 + 0,448125x_1 + 0,131875x_2 + 0,193125x_3$$

Для проверки адекватности линейной модели толщины красочного слоя по критерию Фишера находим остаточную дисперсию. Для оценки адекватности моделей подсчитываем значения \widehat{y}_u , \widehat{z}_u и \widehat{r}_u и определяем относительное расхождение R_0 между фактическими \bar{y}_u и расчетными данными. Наибольшее расхождение между расчетными и фактическими данными наблюдается для толщины красочного слоя, где факторы X_1 (давление) и X_3 (гладкость бумаги) принимают минимальные значения. В остальных вариантах расхождение незначительное. Для проверки адекватности линейной модели толщины красочного слоя по критерию Фишера находим остаточную дисперсию:

$$S_{oc}^2 = \frac{\sum_{u=1}^8 (\bar{z}_u - \widehat{z}_u)^2}{N - k - 1} = \frac{1}{4} \sum_{u=1}^8 (\bar{z}_u - \widehat{z}_u)^2 = 0,008$$

Вычислим значение статистики $F = S_{oc}^2 / S_y^2 = 0,008 / 0,02113 = 0,3737$ и сравниваем его с критерием Фишера при $\alpha = 0,05$, $k_1 = N - k - 1 = 4$, $k_2 = N(m - 1) = 8$, $F_{0,05,4,8} = 3,84$. Так как $F < F_{0,05,4,8}$, то гипотеза об адекватности линейной модели уравнения регрессии толщины красочного слоя по критерию Фишера не опровергается. Таким образом, исходную нелинейную модель можно заменить линейной.

Геометрическая интерпретация результатов факторного эксперимента. Построим поверхность отклика, где толщины красочного слоя принимает значение $\bar{y}_1 = 1$ (рис. 2). Из вида поверхностей отклика для исходной и линейной модели заметим, что они качественно совпадают.

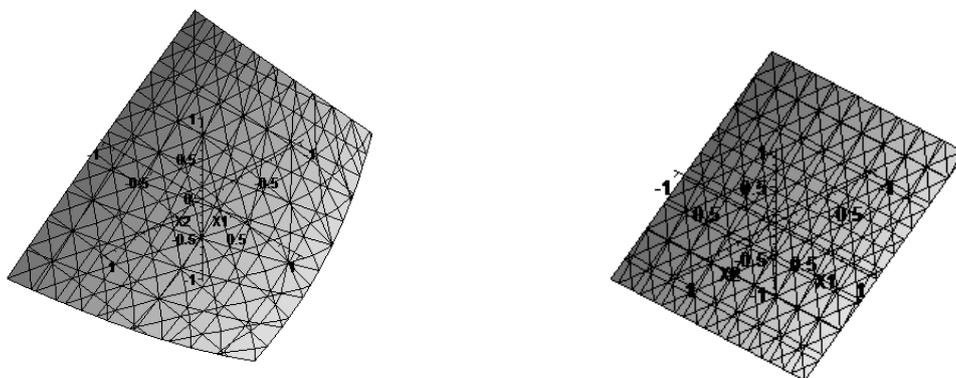


Рис. 2. Геометрическая интерпретация результатов факторного эксперимента

Представление уравнения регрессии в именованном виде. Обозначим именованные значения давления, скорости и толщины красочного слоя соответственно через p , q и h , которые выражаются через кодированные величины формулами

$$x_1 = \frac{p - p_0}{\Delta p}, x_2 = \frac{q - q_0}{\Delta q}, x_3 = \frac{h - h_0}{\Delta h}$$

$$p_0 = \frac{y_6 + y_n}{2}, q_0 = \frac{z_6 + z_n}{2}, h_0 = \frac{h_6 + h_n}{2}, \Delta p = \frac{y_6 - y_n}{2}, \Delta q = \frac{z_6 - z_n}{2},$$

$$\Delta h = \frac{h_6 - h_n}{2}$$

Поставляя выражения X_i в уравнение регрессии, получаем

$$\hat{y} = -0,75 + 0,00225p + 0,0001156q +$$

$$+ 0,91h - 2,1 \cdot 10^{-5} pq - 0,0009ph - 0,0001188qh + 1,64 \cdot 10^{-5} pqh$$

Графические представления поверхностей отклика для исходной и линейной модели в переменных p , q и h показаны на рис. 3.

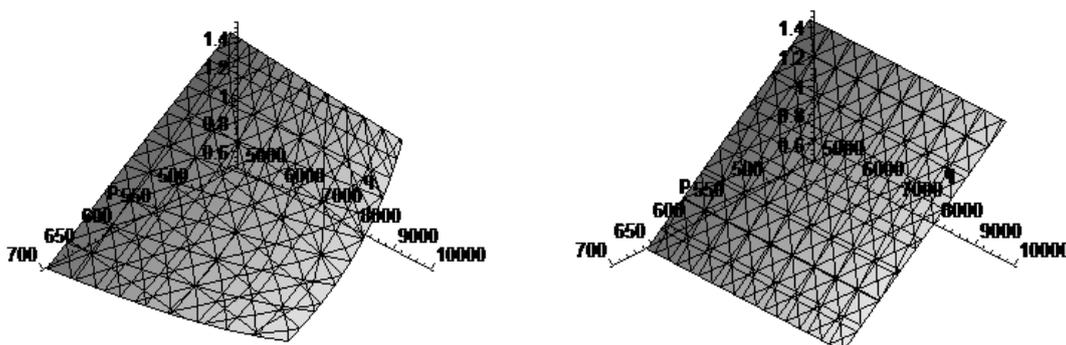


Рис. 3. Представление уравнения регрессии

Статистическая обработка результатов эксперимента проводилась в соответствии с рекомендациями [7]. С целью повышения эффективности производства для реализации возможности моделирования реального процесса, а также для осуществления поиска оптимального варианта решения технологической схемы был разработан алгоритм. Программа построена по принципу циклического повторения.

Так, известно математическое описание, связывающее между собой управляемые факторы печатного процесса (подачу краски, скорость печатания и давление в липкость краски). Разработанный алгоритм и программы для ПК, позволяет рассчитать технологические параметры печатного процесса. Анализируя результаты, полученные для других технологических факторов, были установлены максимальные значения тонового прироста. Обобщенные результаты этого анализа представлены в табл. 4.

Зависимость тонового прироста от технологических параметров

Технологические факторы	Интервал	Отклонение тонового прироста, %
Давление на запечатываемый материал	450-750 Н	2%
Производительность	2000–11000 отт/ч	2,6%
Количество коэффициент перехода краски	0,5–2 мкм	2,4%

Таким образом, экспериментально показано, что тоновый прирост в зависимости от количества подаваемой краски может изменяться на 2,4%, от производительности процесса в интервале от 2000 до 11000 отт./час – на 2,6% и от изменения давления между офсетными и печатными цилиндрами в интервале от 450 до 750 Н на 2%.

Изучено влияние скорости печатания и давление печатной машины, а также их совокупное влияние на коэффициент перехода краски. Выяснено, что как вязкость краски, так и скорость печатания при оптимальных условиях растровой печати не оказывают значительного влияния на краскоперенос, однако совокупное влияние этих факторов может быть существенным и, при этом, противоположным описанному в литературе влиянию.

Критерий Кохрена равен $S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2 = 0,02113$ – для толщины красочного слоя, $S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2 = 2,8125$ – для коэффициента перехода краски,

$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2 = 0,00204$ – для оптической плотности, доверительной вероятностью можно считать дисперсии ошибок опытов однородными.

В результате проведенного статистического анализа влияния параметров процесса производства бумаги на показатели качества печати, были получены уравнения регрессии. Столь однородный краскоперенос свидетельствуют об адекватности моделей изучаемым процессам и позволяют использовать данные модели для целенаправленного управления параметрами процесса технологии печати с целью достижения, требуемого качества печати.

Список литературы

1. Ешбаева У.Ж. Печатно-технические свойства новых видов бумаг, содержащих химические волокна: Дисс. на соис. уч. степ. канд. тех. наук. – Ташкент. ТИТЛП. 2008. – 136 с.
2. Ешбаева У.Ж. Жураев А.Ж., Камалова С.Р., Хамидов С.Р. Расчет и анализ параметров краски при печатании // Проблемы текстиля. – Ташкент. 2008. – №4. – С.76-81.
3. Дуйшембиев Б.Т. Анализ тест – объекта баланс серых тонов для оценки качества печатной продукции в сухом офсетном печатном процессе // Вестник МГУП. – М.: МГУП, 2010. – № 5. – С. 21–34.

4. Шахкельдян, Б. Н. Полиграфические материалы / Б. Н. Шахкельдян, Л. А. Загаринская. –М.: Книга, 1988. – 328 с.
5. С. С. Чечунов, Н. Т. Фёдорова. Гипотетическая модель механизма капиллярного взаимодействия бумаги и краски. Сб. науч. тр. ЦНИИ бумаги. – М., 1972. Вып. 7. – С. 96-102.
6. Паничкин, А.В. Численное моделирование переноса краски в зоне печатного аппарата листовой офсетной машины // Проблемы полиграфии и издательского дела – Москва. МГУП, 2011. – №5. – С.30-36.
7. Старченко О.П., Кулак М.И., Медяк Д.М. Закономерности влияния давления печатного контакта на изменение размера растровых точек // Известия НАН Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 2007. – №1 . – С.61–67.
8. Старченко О.П., Кулак М.И. Перколяция типографской краски в пористой структуре бумаги // Сб. науч. тр. Белорус. нац. техн. ун-т. – Минск, 2005. Вып. 19: Теоретическая и прикладная механика. – С.192–197
9. Варепо Л.Г. Аналитическое представление оценки профиля поверхности материалов для печати / Л.Г.Варепо, А.С.Борисова, О.А.Козлова // Проблемы полиграфии и издательского дела. Известия высших учебных заведений: науч. – тех. журнал. –М. : МГУП. 2010. – №5. –с. 16-23.
10. Тихомиров В.В. Планирование и анализ эксперимента. –М.: «Легкая индустрия». 1974. -258с.
11. А.С.1601603 СССР.МКИ G03F 5/00. Способ получения матрицы для изготовления линзовых растров/Д.Х.Ганиев. Б.Ф.Грибановский. С.А.Щеглов и О.М.Ченцова. №4600471/3112. Заявл. 01.11.88.Опубл. 23.10.90:Бюл.№39. -2с.
12. Климова Е.Д., Кравчина Н.А., Сретенцева Т.Е. Печатные краски. Лабораторные работы. Москва, ИПК МГУП. 2004, с.120.

Житников Ю.З.

*д.т.н., профессор,
ФГБОУ ВО «КГТА им. Дегтярева»*

Житников Б.Ю.

*д.т.н., профессор,
Владимирский филиал РАНХиГС*

ДИНАМИКА ПРОЦЕССА ИМПУЛЬСНОЙ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ОДНОШПИНДЕЛЬНЫМИ ГАЙКОВЕРТАМИ НА ОСНОВЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ ИНЕРЦИИ

Аннотация. Приводится математическое обоснование динамики процесса импульсной затяжки резьбовых соединений одношпindelными гайковертами на основе центробежных сил инерции.

Ключевые слова: резьбовые соединения; импульсная затяжка; одношпindelный гайковерт.

Zhitnikov YU.Z.

*Doctor of Engineering Sciences, professor,
FGBOU VO «KGTA» named after V.A. Degtyarev»*

Zhitnikov B.YU.

*Doctor of Engineering Sciences, professor,
Vladimir branch of RANH&GS*

DYNAMICS OF THE PROCESS OF PULSED TIGHTENING OF THREADED CONNECTIONS WITH SINGLE-SPINDLE WRENCHES BASED ON CENTRIFUGAL INERTIA FORCES

Abstract. Mathematical substantiation of dynamics of process of impulse tightening of threaded connections with spindle wrench on the basis of centrifugal inertia forces is given.

Keywords: threaded connections; impulse tightening; single spindle wrench.

Процесс затяжки резьбовых соединений одношпindelным гайковертом на основе центробежных сил инерции [4] описывается дифференциальным уравнением вращательного движения [1]:

$$I_0 \bar{\varepsilon}_0 = \sum \bar{M}_{j(0)}^e, \quad (1)$$

где I_0 – момент инерции системы относительно центра O ; $\bar{\varepsilon}_0$ – вектор углового ускорения системы относительно центра O ; $\sum \bar{M}_{j(0)}^e$ – сумма векторов моментов внешних сил, действующих на систему.

При затяжке резьбовых соединений на резьбовую деталь действуют следующие силы: $M^{\text{им}}$ – приведенный момент импульса центробежных сил инерции к оси шпинделя; $M_{\text{пр}}$ – момент предварительной затяжки резьбового соединения до начала импульсной затяжки; M_c – момент сопротивления вращению при импульсной затяжке резьбового соединения.

С учетом действующих моментов сил в проекции на ось вращения резьбовой детали уравнение (1) примет вид:

$$I_z \ddot{\varphi} = M_z^{\text{им}} - M_{\text{пр}} - M_c, \quad (2)$$

где I_z – приведенный момент инерции подвижных элементов гайковерта, патрона для удержания резьбовой детали и самой резьбовой детали к оси вращения шпинделя; $\ddot{\varphi}$ – проекция углового ускорения на ось вращения шпинделя.

Согласно [3] момент предварительной затяжки берется равным:

$$M_{\text{пр}} = 0,05 M_3, \quad (3)$$

где M_3 – требуемый момент затяжки резьбового соединения.

Момент сопротивления вращению согласно [3] запишется:

$$M_c = b \cdot \varphi + b_1 \dot{\varphi}, \quad (4)$$

где b , b_1 – коэффициенты вязкого трения; φ – угол поворота резьбовой детали от воздействия импульса момента; $\dot{\varphi}$ – угловая скорость поворота резьбовой детали от воздействия импульса момента.

Приведенный момент импульса от центробежных сил инерции к оси шпинделя согласно [3] равен:

$$M_z^{им} = 2m\omega_c^2 \cdot r_c(r_{ц} + r_c) \cdot \sin\omega_c t \cdot i_z, \quad (5)$$

где m – масса неуравновешенного грузика на ободе сателлита; ω_c – угловая скорость вращения сателлита; r_c – радиус сателлита; $r_{ц}$ – радиус центральной шестерни импульсатора.

После подстановки составляющих моментов в выражение (2) и преобразования дифференциальное уравнение запишется:

$$\ddot{\varphi}_1 + \frac{b_1}{J_z} \dot{\varphi}_1 + \frac{b}{J_z} \varphi_1 = 2 \frac{m}{J_z} \omega_c^2 r_c \sin \omega_c t (r_{ц} + r_c) i_{\Sigma} - 0,05 \frac{M_3}{J_z}, \quad (6)$$

Обозначим:

$$\frac{b_1}{J_z} = 2n; \frac{b}{J_z} = k^2; 2 \frac{m}{J_z} \omega_c^2 r_c (r_{ц} + r_c) i_{\Sigma} = A; 0,05 \frac{M_3}{J_z} = B \quad (7)$$

С учетом составляющих моментов и введенных обозначений уравнение (2) имеет вид:

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + k^2\varphi = A \sin \omega t - B, \quad (8)$$

Решение уравнения (8) находится как сумма решений однородного дифференциального уравнения $\varphi^{(1)}$ и частных решений $\varphi^{(2)}, \varphi^{(3)}$:

$$\varphi = \varphi^{(1)} + \varphi^{(2)} + \varphi^{(3)}, \quad (9)$$

В результате решения уравнения (8) получен закон изменения угла поворота резьбовой детали при воздействии импульса момента от центробежных сил инерции:

$$\begin{aligned} \varphi = e^{-nt} & \left[\left\{ \frac{A}{\sqrt{(k^2 - \omega_c^2)^2 + 4n^2\omega_c^2}} \left[\left(\frac{n}{2k^*} + \frac{k^2}{2k^*} - 1 \right) \sin(-E) - \right. \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{\omega_c}{2k^2} \cos(-E) \right] - \frac{B_1}{k^2} \left(\frac{n}{2k^*} - \frac{1}{2} \right) \right\} e^{k^*t} \\ & + \left\{ \frac{A}{2k^2\sqrt{(k^2 - \omega_c^2)^2 + 4n^2\omega_c^2}} [\omega_c \cos(-E) - \right. \\ & \left. - (n + k^*) \sin(-E)] + \frac{B_1}{2k^2} \left(\frac{n}{k^*} + 1 \right) \right\} e^{-k^*t} \right] \\ & + \frac{A}{\sqrt{(k^2 - \omega_c^2)^2 + 4n^2\omega_c^2}} \sin(\omega_c t - E) - \frac{B_1}{k^2}, \end{aligned} \quad (10)$$

Осевая сила затяжки резьбового соединения Q в зависимости от площади поперечного сечения болта F_b приведенного модуля упругости E_{np}

шага резьбы P длины растягиваемой части болта l_σ толщины уплотнения l_y угла поворота резьбовой детали φ_j авна:

$$Q_j = \frac{\varphi_j F_\sigma E_{np} P}{2\pi(l_\sigma + l_y)}, \quad (1)$$

Момент затяжки резьбового соединения при каждом импульсе момента находится из выражения:

$$M_j = \frac{\varphi_j F_\sigma E_{np} P}{2\pi(l_\sigma + l_y)} \left[\frac{1}{3} \mu_m \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} + \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{P}{\pi d_2} + \rho \right) \right], \quad (2)$$

где μ_m коэффициент трения на торце головки болта; D – средний диаметр головки болта (берется равным размеру под ключ); d_0 диаметр стержня болта; d_2 средний диаметр резьбы; P – шаг резьбы; ρ угол трения в резьбе.

Процесс импульсной затяжки резьбовых соединений описывается системой дифференциальных уравнений (2).

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\varphi}_1 + 2n\dot{\varphi}_1 + k^2\varphi_1 = A \sin \omega_c t - B_1 \\ \ddot{\varphi}_2 + 2n\dot{\varphi}_2 + k^2\varphi_2 = A \sin \omega_c t - B_2 \\ \dots\dots\dots \\ \ddot{\varphi}_{n-1} + 2n\dot{\varphi}_{n-1} + k^2\varphi_{n-1} = A \sin \omega_c t - B_{n-1} \\ \ddot{\varphi}_n + 2n\dot{\varphi}_n + k^2\varphi_n = A \sin \omega_c t - B_n \end{array} \right. \quad (3)$$

Последовательно решая дифференциальные уравнения системы (9), определяется число импульсов моментов, соответствующих требуемому моменту и углу затяжки. Кроме того, на основании решения последнего уравнения находится угол поворота резьбовой детали, который и определяет точность контроля угла поворота в процессе затяжки соединения.

Заключение

Обоснована динамика процесса импульсной затяжки резьбовых соединений одношпindelными гайковертами на основе центробежных сил инерции, получена система дифференциальных уравнений, позволяющая определить суммарный угол затяжки, обеспечивающий требуемый момент затяжки резьбовых соединений.

Список литературы

1. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики. [Текст]. В 2 т. Т. 2 / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М.: Наука, 1979. – 543 с.
2. Житников, Ю.З. Автоматизация производственных процессов в машиностроении [Текст]: учебник для машиностроительных вузов / Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников, [и др.]; под общ. ред. проф. Ю.З. Житникова. – Старый Оскол. ТНТ, 2009. – 616 с.
3. Житников, Ю.З. высокоточные одношпиндельные заворачивающие устройства на основе центробежных сил инерции: монография. / Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников, С.В. Блинов. – Ковров.
4. Пат. 156789 РФ. И1, МПК В25В 21/00. Инерционный шпильковерт / Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников, С.В. Блинов; заявитель и патентообладатель Ковровская Государственная Технологическая Академия. Опубл. 20.11.2015; Бюл. №32.

Житников Ю.З.

*д.т.н., профессор,
ФГБОУ ВО «КГТА им. Дегтярева»*

Житников Б.Ю.

*д.т.н., профессор,
Владимирский филиал РАНХиГС*

ОБОСНОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ВЫСОКОТОЧНЫХ ОДНОШПИНДЕЛЬНЫХ ЗАВИНЧИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ НА ОСНОВЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ ИНЕРЦИИ

Аннотация. Приводится обоснование кинематической схемы высокоточных заворачивающих устройств на основе центробежных сил инерции.

Ключевые слова: одношпиндельные гайковерты, центробежные силы, затяжка соединений, каскад импульсаторов.

Zhitnikov YU.Z.

*Doctor of Engineering Sciences, professor,
FGBOU VO «KGTA» named after V.A. Degtyarev»*

Zhitnikov B.YU.

*Doctor of Engineering Sciences, professor,
Vladimir branch of RANH&GS*

JUSTIFICATION OF THE KINEMATIC SCHEME OF HIGH- PRECISION SINGLE-SPINDLE SCREWING DEVICES BASED ON CENTRIFUGAL INERTIA FORCES

Abstract. Substantiation of kinematic scheme of high-precision screwing devices based on centrifugal inertia forces is given.

Keywords: single-spindle wrenches; centrifugal forces; tightening connections; impulse cascade.

В работах [1, 2] представлена кинематическая схема (рис. 1) завинчивающего устройства на основе центробежных сил инерции.

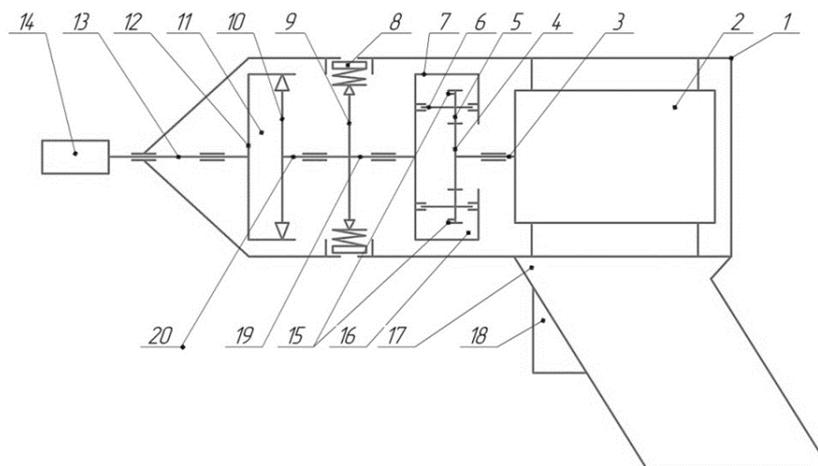


Рис. 1. Кинематическая схема завинчивающего устройства

Устройство состоит из двигателя 2, импульсатора (возбудителя поворотных колебаний) 16, который формирует центробежные силы и моменты инерции для завинчивания и затяжки резьбовых соединений, храпового механизма 11 (механизма свободного хода), динамической опоры 9, обеспечивающей гашение реактивного момента, действующего на руку оператора в момент окончания затяжки шпинделя 13 с патроном 14 для удержания резьбовой детали. Механизм завинчивающего устройства помещен в корпус 1 и снабжен рукояткой 17 для удержания устройства в процессе сборки резьбовых соединений.

Рассмотрим работу импульсатора (рис. 2). При вращении центральной шестерни 4 вращение передается на сателлиты 5, от неуравновешенных масс 15 возникают центробежные силы инерции, которые направлены от осей вращения сателлитов. В положении грузиков на позициях 2 силы инерции создают положительный момент, направленный в сторону завинчивания:

$$M = 2F_{n_2}^{\text{ин}}(r + r_1) \sin \varphi, \quad (1)$$

где r – радиус центральной шестерни, r_1 – радиус сателлита, φ – угол поворота грузиков сателлита.

Центробежная сила инерции вращающегося грузика равна:

$$F_{n_2}^{\text{ин}} = m\omega_1^2 \cdot r_1, \quad (2)$$

где m – масса грузика; ω_1 – угловая скорость вращения сателлита.

С учетом выражения (2), выражение (1) запишется:

$$M = 2m\omega_1^2 \cdot r_1(r + r_1) \sin \omega_1 t, \quad (3)$$

где t – время поворота сателлита, при котором возникает максимальный момент импульса.

Устройство (рис.1) [1] работает следующим образом. Завинчивающее устройство запускается в работу при нажатии на курок 18. Вращение от двигателя 2 передается на центральную шестерню 4, затем на сателлиты 5. В импульсаторе 16 формируется положительный импульс момента, под действием которого поворачивается водило 7 и вал 19, связанный с динамической опорой 9 и валом 20 храпового устройства 11. Собачка 10 храпового устройства поворачивает храповое колесо 12 на некоторый угол, осуществляя или завинчивание, или затяжку резьбового соединения.

В положении 3 неуравновешенных грузиков 15 (рис. 2) в импульсаторе формируется отрицательный импульс, который пытался бы отвергнуть резьбовую деталь, но собачки 10 проскальзывают по зубьям храпового колеса, не передавая вращение к резьбовой детали. Процесс работы импульсатора повторяется, обеспечивая завинчивание и затяжку резьбового соединения. В процессе затяжки возникает торможение, которое вызывает реактивный момент. Но вращающаяся динамическая опора 9 под действием центробежных сил инерции своими колодками 8 прижимается к корпусу 1 завинчивающего устройства, создавая момент трения и уменьшая воздействие реактивного момента на руку оператора. Затяжка соединения оканчивается при остановке вращения шпинделя. Т.е. на точность момента затяжки резьбового соединения оказывают влияние настройка на тах момент двигателя, стабильность изменения угловой скорости вращения шпинделя при затяжке и момент трения в резьбовом соединении.

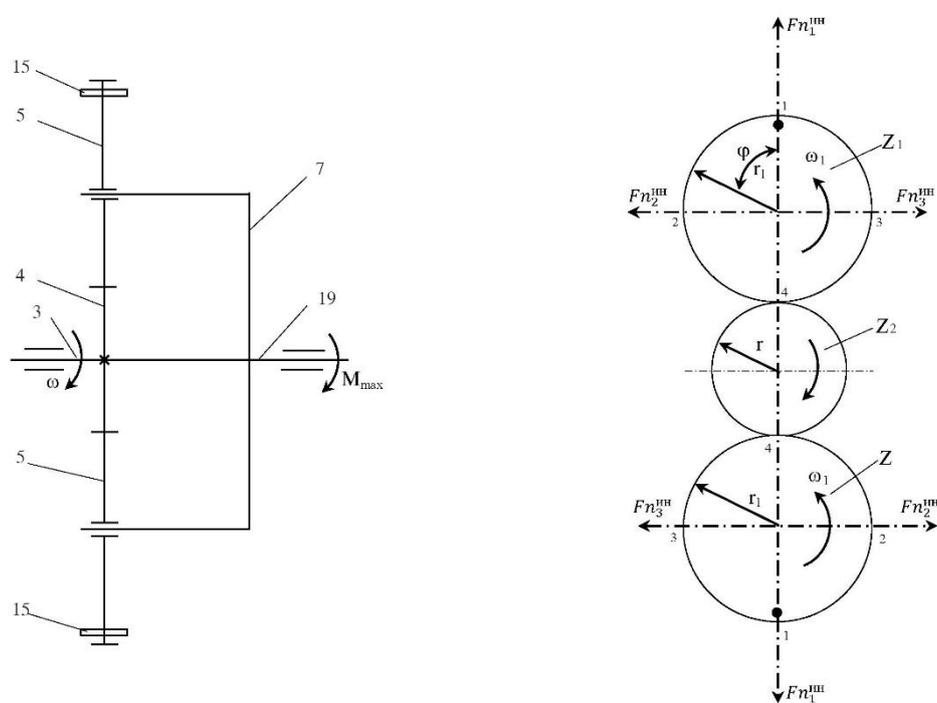


Рис. 2. Принцип работы импульсатора

Анализ точности осевых сил затяжки резьбовых соединений данным гайковертом [3] показал, что погрешности осевых сил затяжки составляют

не менее 35% от номинального значения. Такая точность осевых сил затяжки не устраивает современное сборочное производство. При сборке ответственных узлов в авиастроении и при сборке изделий специального машиностроения требуется обеспечивать осевые силы затяжки с погрешностями, не превышающими 12%.

Поэтому без модернизации этого завинчивающегося устройства нельзя обеспечить требуемой точности.

Кроме того, необходимо выполнить следующие требования:

– уменьшить вес грузиков для обеспечения качественной затяжки резьбовых соединений $\varnothing 12 \text{ мм}$ с 100 граммов до 20;

– уменьшить частоту вращения сателлитов импульсатора с 350 об/мин до 120-150;

– обеспечить затяжку резьбовых соединений комбинированным методом, т.е. контроль предварительной затяжки до 5-10% от номинального значения по крутящему моменту, а на этапе окончательной затяжки – по углу поворота резьбовой детали [3].

Первые два пункта можно обеспечить путем последовательной установки каскада импульсаторов.

Третий и четвертый пункты можно обеспечить путем введения двух ветвей передачи вращения к шпинделю:

– на этапе предварительной затяжки с передачей малого крутящего момента с большой скоростью $\omega = \text{об/мин}$;

– на этапе окончательной затяжки – требуемого крутящего момента с малой угловой скоростью $\omega = -15 \text{ об/мин}$;

– обеспечить автоматическое переключение с быстроходной ветви вращения на тихоходную;

– контроль угла поворота резьбовой детали осуществлять при помощи электромеханической системы на основе модуляционного диска и счетчика импульсов.

С учетом требований разработана кинематическая схема одношпиндельного гайковерта на основе центробежных сил инерции (рис. 3).

По тихоходной, но высокомоментной ветви вращения передает от двигателя 2, совмещенного с редуктором, каскада из трех импульсаторов 8, 35, 36, механизма свободного хода 28 храпового типа, модуляционного диска 14 для электромеханической системы отсчета угла затяжки, передаточного механизма из набора червячных 17, 16 и 25, 26 и зубчатых передач 18, 23 и 22, 19, шпинделя 21 и патрона 20. В тихоходную ветвь вращения входят зубчатые передачи 37, 4, 38, муфта предельного момента 31.

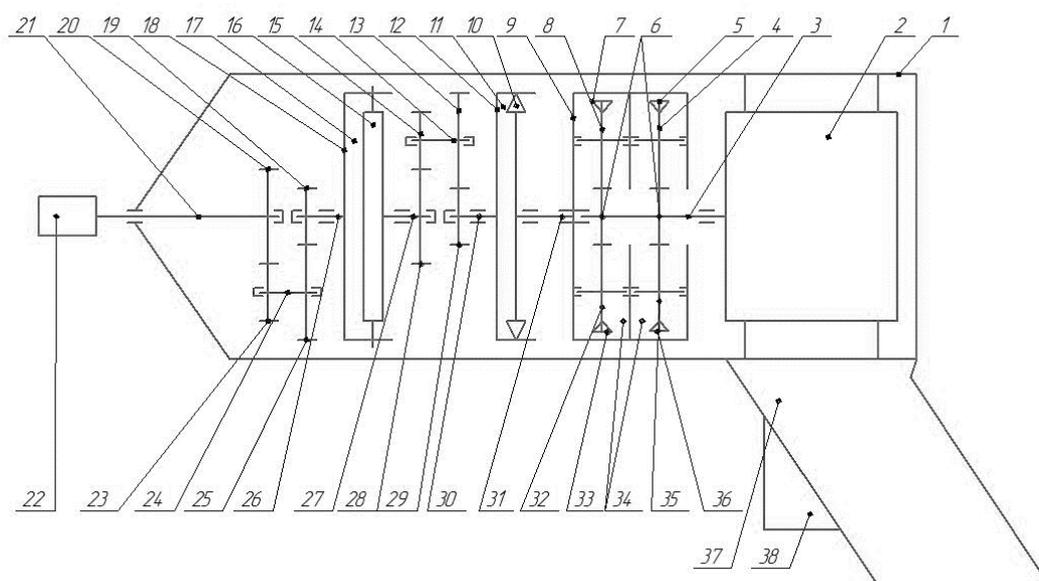


Рис. 3. Гайковерт на основе центробежных сил инерции

Процесс завинчивания резьбовых деталей и предварительной затяжки происходит по быстроходной ветви вращения, а быстроходное вращение прерывается в храповом механизме, т.к. за счет зубчатых и червячных передач быстрое вращение передается на храповик 27, собачки 29 механизма свободного хода проскальзывают по зубьям храповика, не передавая вращения. При достижении заданного момента затяжки муфта 31, настроенная на этот момент, начинает проскальзывать, и тогда моменты импульсов от импульсаторов передаются к резьбовой детали. Начинается процесс окончательной затяжки резьбового соединения. При этом срабатывает датчик и замыкается контакт 11 электрической системы отсчета угла при замыкании контактов 13 через штыри модуляционного диска 14. Счетчик импульсов отсчитывает требуемое значение импульсов, соответствующее углу затяжки, и при достижении его отключает гайковерт.

Экспериментальная проверка точности осевых сил затяжки резьбовых соединений в условиях производства показало, что погрешности осевых сил затяжки не превышают 12%.

Заключение

Обоснована кинематическая схема высокоточного одношпиндельного гайковерта на основе центробежных сил инерции. Гайковерт показал высокую точность осевых сил затяжки.

Список литературы

1. Колесников, А.Л. Разработка инерционных автоматических гайковертов с динамической опорой. Челябинск, 1981.
2. АС 891418 СССР. Гайковерт инерционный / А.Л. Колесников [и др.]. Опубл. 14.07.82. Бюл. №19.

3. Житников, Ю.З. Высокоточные одношпindelные завинчивающие устройства на основе центробежных сил инерции: монография. Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников, С.В. Блинов. – Ковров: ФГБОУ ВПО «КГТА им. В.А. Дегтярева», 2015. – 112 с.

4. Пат. 156789 Российская Федерация, И1, МПК В25В 21/00. Инерционный шпиль-коверт / Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников, С.В. Блинов. Заявитель и патентообладатель Ковровская Государственная Технологическая Академия. Опубл. 20.11.2015: Бюл. №32.

Назарьев А.В.

к.т.н.,

ПО «Корпус»

Бочкарев П.Ю.

*д.т.н., профессор кафедры «Технология машиностроения
и прикладная механика»,
КТИ (филиал) ВолгГТУ*

АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ МНОГОНОМЕНКЛАТУРНЫХ МЕХАНООБРАБАТЫВАЮЩИХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ФОРМАЛИЗАЦИИ УКРУПНЕННОГО БЛОКА ПРОЕКТНЫХ ПРОЦЕДУР АНАЛИЗА ТРЕБОВАНИЙ К СБОРКЕ ВЫСОКОТОЧНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Аннотация. В данной статье предложены подходы для модернизации математического, методического и алгоритмического аппарата укрупненного блока проектных процедур конструкторского размерного анализа системы учета требований к сборке высокоточных изделий при проектировании технологических процессов механической обработки.

Ключевые слова: технологическая подготовка; многономенклатурное производство; проектные процедуры; высокоточные изделия.

Nazariev A.V.

Candidate of Technical Sciences,

PO «Korpus»

Bochkarev P.YU.

Doctor of Engineering Sciences,

*Professor of the Department of «Mechanical Engineering Technology and Applied Mechanics»,
KTI (branch)VolgGTU*

AUTOMATION OF TECHNOLOGICAL PREPARATION OF MULTI-NOMENCLATURE MACHINING SYSTEMS BASED ON THE FORMALIZATION OF AN ENLARGED BLOCK OF DESIGN PROCEDURES FOR ANALYZING REQUIREMENTS FOR THE ASSEMBLY OF HIGH-PRECISION PRODUCTS

Abstract. This article proposes approaches of the modernization of the mathematical, methodological and algorithmic apparatus of the enlarged block of design procedures of the design

dimensional analysis of the system of accounting requirements for the assembly in the design of manufacturing methods of machining.

Keywords: technological preparation; diversified production; procedures of project; high-precision products.

Применение системного подхода к процессу технологической подготовки производства (ТПП), в частности к проектированию технологических процессов (ТП), позволяет значительно снизить простои многономенклатурной производственной системы, уменьшить временные и материальные затраты на основе концептуальной переориентации в вопросах технологического обеспечения производственных систем [1, 2].

Задача автоматизации ТПП заключается не только в уменьшении временных затрат при подготовке производства, но и в повышении качества, точности и снижении себестоимости при изготовлении продукции, так как одной из важнейших функций технологии машиностроения является выявление критичных параметров, при воздействии на которые возможно ускорить производство. Любое автоматизированное проектирование должно быть максимально приближено непосредственно к производственному процессу и учитывать реальные данные о состоянии и особенностях производственных систем [2-4].

В связи с тем, что в настоящее время отсутствуют подходы для комплексного решения поставленной задачи автоматизации ТПП, нами был предложен комплекс формализованных проектных процедур системы учета требований к сборке высокоточных изделий при проектировании технологических процессов механической обработки [4, 5]. Однако для установления связи между конструкторской и технологической подготовкой многономенклатурного производства, перехода к оценке производственной технологичности изделий и более глубокой интеграции данной системы в структуру системы автоматизированного планирования ТП [6] необходим поиск путей совершенствования существующих подходов разработанной системы. В данной статье мы подробно рассмотрим подходы для совершенствования укрупненного блока проектных процедур анализа требований к сборке высокоточных изделий.

Процедура анализа высокоточного изделия и требований к его сборке включает в себя следующие этапы [7]:

1) Разбиение высокоточного изделия или сборочной единицы на структурные элементы

2) Определение всех возможных плоскостей для проведения конструкторского размерного анализа

3) Определение всех возможных выходных геометрических параметров – замыкающих звеньев, а также необходимых для расчета размеров комплектовующих деталей – составляющих звеньев, принадлежащих данным плоскостям (генерация).

4) Выявление тех требований к сборке, которые не могут быть обеспечены методом полной взаимозаменяемости (отсев).

Для того, чтобы определить функциональное назначение высокоточного изделия или сборочной единицы предлагается выделять детали (обозначим их как детали-маркеры), которые будут максимально полно отражать функциональное назначение сборки.

Результаты анализа типовых групп деталей машин по характеру их использования представлены в таблице:

Таблица

Результаты анализа типовых групп деталей машин по характеру их использования

Типовые группы деталей по характеру их использования	Вид движения для деталей для передачи движения	Вид движения для соединительных деталей
<u>Передачи</u>	<u>Все виды движения</u>	-
<u>Валы и оси</u>	<u>Вращательное движение</u>	-
<u>Опоры</u>	-	<u>Вращательное движение</u>
<u>Муфты</u>	<u>Вращательное движение</u>	-
<u>Соединения</u>	-	<u>Все виды движения</u>
<u>Упругие элементы</u>	-	Прямолинейное или возвратно-поступательное движение
<u>Корпусные детали</u>	-	<u>Все виды движения</u>

Таким образом, можно сделать вывод, что вращательные передачи – это самый распространенный тип передач движения. Следовательно, такие детали лучше всего подходят в качестве деталей-маркеров.

Рассмотрим процесс разбиения высокоточной сборочной единицы на примере узла «Пакет статора». На рисунке 1 представлен состав данного узла, непосредственно входящего в высокоточное изделие.

Уточним методику выбора плоскостей для проведения конструкторского размерного анализа в автоматизированном режиме и индексацию размеров, задействованных при расчете размерных цепей на примере высокоточного узла (структурного элемента) «Пакет статора 3».

Данный структурный элемент можно классифицировать как структурный элемент с общей осью вращения [7], т.к. состоит из сопряжения деталей – тел вращения. По функциональному назначению в узле служит для передачи вращательного движения. Кроме того, данный структурный элемент является условно симметричным относительно оси вращения. Делаем вывод, что в качестве плоскости для проведения конструкторского размерного анализа может быть выбрана любая секущая плоскость, проходящая через ось вращения.

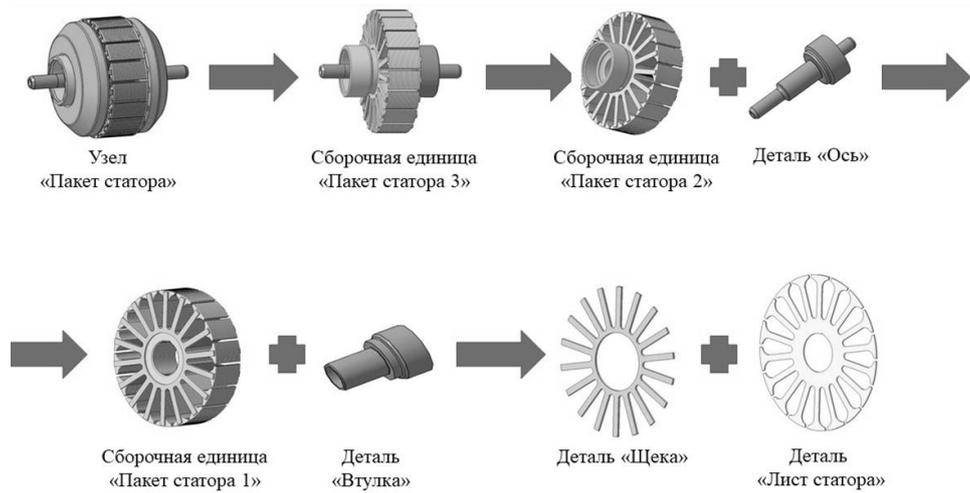


Рис. 1. Состав узла «Пакет статора»

Номенклатура деталей-маркеров, задействованных при проведении конструкторского размерного анализа, а также выбор плоскости и результаты размерного анализа представлены на рисунке 2.

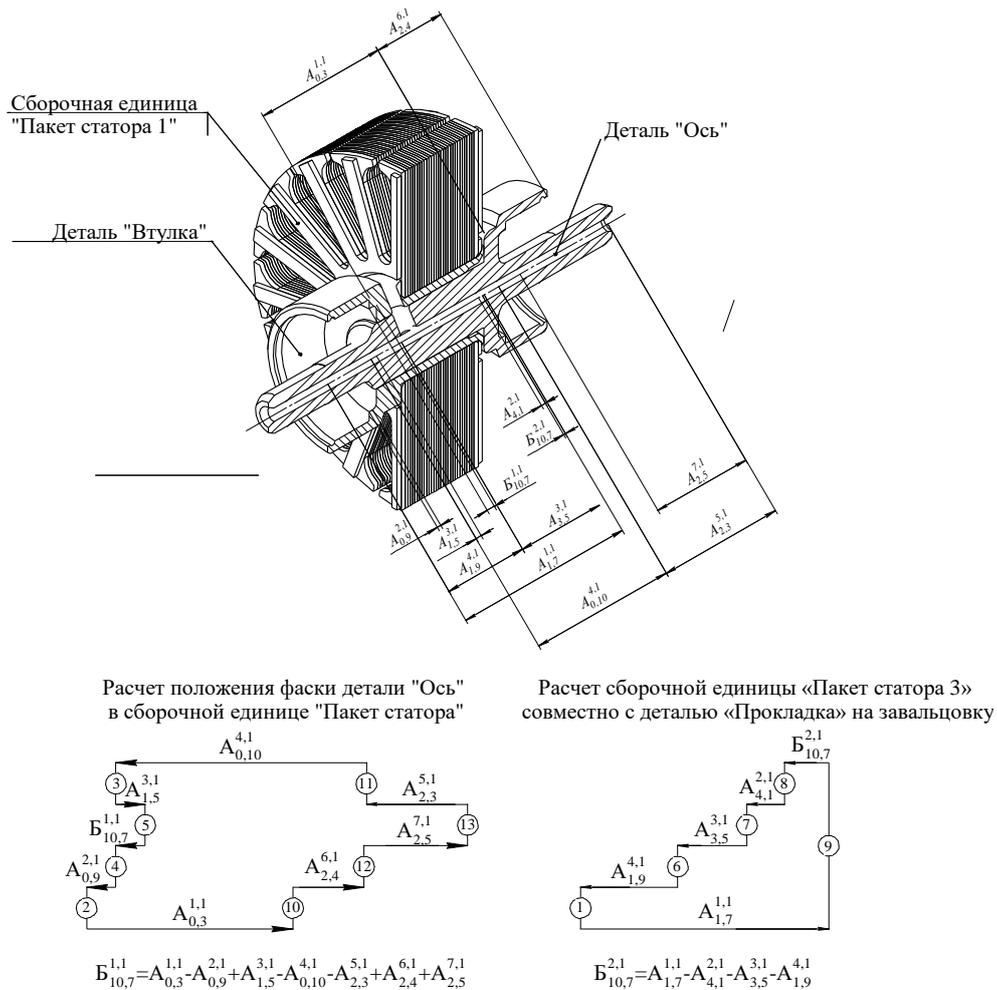


Рис. 2. Номенклатура деталей-маркеров, задействованных при проведении конструкторского размерного анализа, а также выбор плоскости и результаты размерного анализа

К представленной сборочной единице (структурному элементу) предъявляется два требования к сборке:

1. Расчет положения фаски детали «Ось» в сборочной единице «Пакет статора 3»;

2. Расчет сборочной единицы «Пакет статора 3» совместно с деталью «Прокладка» на завальцовку.

Для корректного расчета размерных цепей была предложена индексация размеров [10]:

$B_{k,l}^{i,j}$ – где: B – требования к сборке (замыкающие звенья); индекс i – порядковый номер требования ($i = 1 \dots n_1$); индекс j – номер плоскости, к которой принадлежит данное требование ($j = 1 \dots n_2$); индекс k – порядковый номер изделия ($k = 1 \dots n_3$); индекс l – порядковый номер сборочной единицы или структурного элемента ($l = 1 \dots n_4$).

$A_{k_1,m}^{i_1,j}$ – где: A – составляющие звенья конструкторской размерной цепи; индекс i_1 – порядковый номер составляющего звена ($i_1 = 1 \dots n_5$), индекс k_1 – номер детали ($k_1 = n_6$), индекс m – порядковый номер размера в детали ($m = 1 \dots n_6$).

Однако в предложенную индексацию необходимо внести следующие уточнения: индекс l принимает значения 0, если в качестве сборочной единицы или структурного элемента выступает само изделие; индекс k_1 принимает значения 0, если размер принадлежит сборочной единице (структурному элементу), которая подвергается конструкторскому размерному анализу.

Для оценки эффективности предложенных улучшений математического и методического обеспечения укрупненного блока проектных процедур был выполнен расчет, который показал возможность дополнительного сокращения времени сборки до 32–35% и снижения количества незавершенного производства на 7–9%.

Вывод

Предложены подходы для модернизации математического, методического и алгоритмического обеспечения укрупненного блока проектных процедур для проведения конструкторского размерного анализа системы учета требований к сборке высокоточных изделий при проектировании технологических процессов механической обработки. Внедрение предложенных методик позволит по предварительным расчетам добиться дополнительного сокращения времени сборки до 32–35% и снижения количества незавершенного производства на 7–9%.

Также необходимо отметить, что для эффективной разработки и внедрения методик автоматизации конструкторской и технологической подготовки производства необходимо создание государственных и отраслевых стандартов на формат 3D-модели, содержащей конструкторские данные и на формат цифровых баз, содержащих технологические данные.

Список литературы

1. Бржозовский, Б.М. Повышение эксплуатационной надежности гибких производственных модулей: Обзорная информация / Б.М. Бржозовский, В.А. Добряков, А.А. Игнатъев, В.В. Мартынов. – М.: ВНИИТЭМР, 1990. –48 с.
2. Суслов, А. Г. Научные основы технологии машиностроения / А. Г. Суслов, А. М. Дальский. – М.: Машиностроение, 2002. – 684 с.
3. [Базров, Б. М.](#) Основы технологии машиностроения : учебник / Б. М. Базров. – М.: Машиностроение, 2005. – 736 с.
4. Назарьев, А. В. Комплексный подход для выполнения технологической подготовки многономенклатурных механообрабатывающих производств на основе учета особенностей сборки высокоточных изделий [Текст] / А. В. Назарьев, П. Ю. Бочкарев, Л.Г. Бокова // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2019. – № 3 (264). – С. 35-42. Назарьев, А. В. Комплексный подход для выполнения технологической подготовки многономенклатурных механообрабатывающих производств на основе учета особенностей сборки высокоточных изделий [Текст] / А. В. Назарьев, П. Ю. Бочкарев, Л. Г. Бокова // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2019. – № 3 (264). – С. 35-42.
5. Бочкарев, П. Ю. Технологическое обеспечение эффективного выполнения сборки высокоточных узлов / П. Ю. Бочкарев, А. В. Назарьев // Современные технологии сборки : Материалы V международного научно-технического семинара, Москва, 19–20 октября 2017 года / Под редакцией И.Н. Зининой. – Москва: федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет», 2017. – С. 52-63.
6. Бочкарёв, П. Ю. Инновационные решения при разработке системы планирования технологических процессов на уровне технологических операций [Текст] / П.Ю. Бочкарев, С.Г. Митин, Б.М. Бржозовский// Международная научно-практическая конференция «Инновации в профессиональном образовании и научных исследованиях вуза» (Брянск, 28-29 апреля 2014 г.): сб. тезисов докладов, Брянск. -2014. – С.20-23.
7. Назарьев, А. В. Совершенствование математического, методического и алгоритмического обеспечения реализации укрупненного блока проектных процедур анализа требований к сборке высокоточных изделий / А. В. Назарьев, П. Ю. Бочкарев // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. – 2020. – № 4(54). – С. 15-24. – DOI 10.18323/2073-5073-2020-4-15-24.

Непомилуев В.В.

д.т.н., профессор,

РГАТУ имени П.А. Соловьева

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРОДУКЦИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Аннотация. Проведена оценка возможностей повышения качества изготовления высокоточных изделий машиностроения «традиционными» и «нетрадиционными» методами. Сделаны выводы о перспективности их использования.

Ключевые слова: качество сборки; размерный анализ; индивидуальный подбор; виртуальная сборка.

Nepomiluyev V.V.
Doctor of Engineering Sciences, professor,
RGATU named after P.A. Solovyova

ASSESSMENT OF OPPORTUNITIES TO IMPROVE THE QUALITY OF MANUFACTURING OF MECHANICAL ENGINEERING PRODUCTS

Abstract. An assessment of the possibilities of improving the quality of manufacturing high-precision mechanical engineering products by «traditional» and «non-traditional» methods has been carried out. Conclusions are made about the prospects of their use.

Keywords: build quality; dimensional analysis; individual selection; virtual assembly.

Процесс сборки является завершающим и наиболее ответственным этапом производства любого изделия. Его можно представить формально как процесс формирования замыкающего звена размерной цепи. Такой подход позволяет использовать основные методы и понятия теории размерного анализа при рассмотрении возможностей повышения качества изготовления изделия. Поскольку понятия «размер» («величина») и «допуск» могут быть отнесены к любому количественному показателю качества, приведенные ниже рассуждения носят универсальный характер.

Известно, что для повышения качества изготовления изделия необходимо стремиться к уменьшению вариабельности, т.е. разброса величины замыкающего звена. Эта задача может быть решена несколькими методами.

1. «Традиционные» методы

При использовании «традиционных» методов сборщик наугад берет собираемые детали, осуществляет их сборку, а удовлетворительность или неудовлетворительность полученного в результате параметра качества оценивается уже после сборки по достигнутому значению величины замыкающего звена. Таким образом, сам процесс суммирования погрешностей деталей при образовании сборочного соединения неуправляем.

При расчете величины замыкающего звена на максимум-минимум можно воспользоваться известной формулой:

$$\omega A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n |\xi_i| TA_i, \quad (1)$$

где ωA_{Δ} – поле рассеяния замыкающего звена;

TA_i – допуски составляющих звеньев;

n – количество звеньев в размерной цепи;

ξ – коэффициент влияния, характеризующий степень влияния составляющего звена на замыкающее; для увеличивающих звеньев плоских параллельных размерных цепей $\xi = +1$.

В соответствии с формулой (1) для повышения качества сборки изделия необходимо выполнить одно из следующих мероприятий:

- 1) уменьшить допуски на составляющие звенья размерной цепи;
- 2) уменьшить количество составляющих звеньев размерной цепи;
- 3) использовать при сборке методы компенсации (регулирования или пригонки).

Сущность, преимущества и недостатки этих способов хорошо известны и описаны в соответствующей литературе [1]. Отметим лишь, что их использование далеко не всегда позволяет получить нужный результат с приемлемыми затратами.

2. Использование налаженных технологических процессов для изготовления деталей

Известно, что одним из основных признаков налаженности процесса является распределение размеров изготовленных деталей по нормальному закону. Анализ данных, полученных с помощью компьютерного моделирования процесса сборки деталей, размеры которых распределены по равномерному и нормальному законам, позволяет сделать вывод о том, что изменение закона распределения размеров составляющих звеньев на нормальный дает возможность при неизменных требованиях к деталям (в обоих случаях TA_i – допуски составляющих звеньев – остаются одинаковыми) существенно (примерно в 1,5 раза для двузвенной размерной цепи) повысить качество собранного изделия. На практике для реализации преимуществ этого способа необходимо обеспечить статистическую управляемость технологического процесса, например, с помощью контрольной карты [2].

3. Использование метода индивидуального подбора деталей

Как было показано выше, при использовании традиционных методов сборки процесс суммирования погрешностей деталей неуправляем. Этому недостатка лишен метод индивидуального подбора деталей, основанный на предваряющей сборку рассмотрении всех или некоторой части возможных вариантов и выборе лучшего из них для практической реализации. Индивидуальный подбор деталей может осуществляться по различным алгоритмам, существенно различающимся по трудоемкости их осуществления. Исследования показывают, что разброс качества собранного изделия для ограниченной выборки в 100 штук сокращается в 6-12 раз, а по сравнению с теоретическими расчетами – в 13-15 раз.

Таким образом, самым существенным преимуществом данного способа является возможность резкого роста качества изготавливаемого изделия без повышения требований к его деталям и без риска получения дефектного изделия при физическом осуществлении процесса сборки (поскольку при компьютерном моделировании процесса сборки носит виртуальный характер). Более того, по мере роста количества звеньев в размерной цепи преимущества этого метода растут.

Недостатками способа являются дополнительные затраты на контроль и компьютерную комплектацию деталей, а также зависимость достигаемого качества и его стабильности от количества находящихся на сборочном складе деталей.

Несмотря на зависимость достигаемого качества от количества деталей на сборке, рассмотренный способ может применяться даже в единичном производстве, если собираемые детали могут занимать друг относительно друга различные относительные положения. Применение такой технологии дает возможность таким образом подобрать собираемые детали и их относительное положение, чтобы они в максимально возможной степени компенсировали погрешности друг друга.

При использовании этого способа в реальном производстве оптимальная комплектация собираемого изделия должна производиться технологом на компьютере, находящемся в техотделе. В цех, на рабочее место сборщиков должен поступать уже подобранный комплект деталей, подлежащих сборке, с указанием того относительного положения их, которое они должны иметь в собираемом изделии. Поскольку в данном случае необходимые изменения технологии и организации производства минимальны, способ может быть реализован без реинжиниринга существующих производственных процессов [3].

4. Изготовление 2-й сопрягаемой детали с учетом действительного размера готовой 1-й сопрягаемой детали

При использовании данного способа сначала изготавливается та из сопрягаемых деталей, требования к качеству которой наиболее трудно достижимы. После изготовления 1-й сопрягаемой детали производится ее контроль и полученный действительный размер передается в систему управления станка, выполняющего окончательную обработку 2-й сопрягаемой детали. Этот станок настраивается на операционный размер, рассчитываемый с учетом действительного размера 1-й детали, а не на середину поля допуска заданного в технологической карте операционного размера. В результате общая погрешность при сборке изготовленной таким образом пары деталей уменьшается на величину погрешности наиболее сложной в технологическом отношении детали. В большинстве случаев это очень существенно.

Такой способ используется в единичном и ремонтном производстве, когда обе детали изготавливаются одним рабочим (работа «по месту»). Однако прямое копирование способа с целью использования его в серийном производстве невозможно, поскольку неизбежно возникнут практически неразрешимые проблемы.

Для эффективной реализации данного способа в серийном производстве необходимо:

- 1) наличие оборудования с ЧПУ для обеспечения возможности оперативной коррекции настроечных размеров;
- 2) реинжиниринг существующего производственного процесса.

Известно, что реинжиниринг основан на отыскании устаревших правил и фундаментальных допущений, на которых строится работа, и решительном разрыве с ними. В данном случае наиболее фундаментальным из устаревших допущений является принцип разделения труда. Существующие в настоящее время принципы организации труда в механосборочном производстве основаны на допущениях относительно технологии, людей и целей организации, которые уже давно не соответствуют действительности. Между тем, возможности современных информационных технологий очень велики и быстро расширяются. Современные станки с ЧПУ могут непосредственно взаимодействовать с компьютерной сетью, что позволяет выполнять процессы изготовления собираемых деталей взаимосвязанно даже в тех случаях, когда они разделены территориально.

Одновременное исполнение различных технологических процессов экономит время, но в фазе интеграции их результатов – при сборке – возникают проблемы. Новый принцип взаимосвязанности технологических процессов изготовления собираемых деталей рекомендует координировать соответствующие действия в процессе их совершения, а не по окончании процессов. Практическое осуществление этого способа вполне возможно, но требует дальнейших исследований.

5. Сортировка готовой продукции

Данный способ, несмотря на свою «архаичность», используется до сих пор. Наиболее сложной проблемой в данном случае является реализация «второсортной» продукции. Тем не менее, ее решение возможно. Например, подобная продукция может быть реализована:

- 1) в тех местах, где ответственность производителя либо уменьшена, либо вовсе отсутствует;
- 2) под другой торговой маркой;
- 3) в менее ответственных изделиях, либо изделиях, работающих в менее напряженных условиях эксплуатации.

Информация из Internet позволяет сделать вывод, что все эти направления используются достаточно широко.

6. Компенсация возникающих при сборке несоответствий на основе объективной оценки достигаемого качества

Известно, что при решении любой технической проблемы необходимо обеспечить выполнение трех взаимосвязанных задач:

- конструкторской,
- технологической,
- метрологической.

Кроме того, что сами по себе эти задачи сложны, их необходимо решать с учетом технико-экономических ограничений. Как правило, решение, в том числе и метрологической задачи, представляет собой компромисс, поскольку во многих случаях контроль непосредственно требуемых от

изделия эксплуатационных свойств либо затруднителен, либо вообще невозможен. В связи с этим чаще всего контролируют параметры, как-либо связанные с рассматриваемым свойством, но не являющиеся им. Более того, используемые для оценки параметры обычно неоднозначны и не характеризуют требуемое свойство полностью, допуская различные неравноценные варианты.

Так, наибольшие сложности при сборке гибких роторов современных высокоскоростных авиационных газотурбинных двигателей вызывает обеспечение их уравниваемости. Формирующаяся при сборке технологическая неуравновешенность ротора вызывается наличием погрешностей изготовления деталей, их сборки и некоторыми другими причинами.

Для исправления неточностей, накопленных в процессе изготовления деталей и сборки роторов, применяется балансировка. Процесс балансировки гибких роторов сложен, трудоемок, многовариантен, поэтому при сборке их применяются специальные операции для последовательного снижения возникающей неуравновешенности и обеспечения приемлемой величины технологического дисбаланса. В этом случае при сборке ротора обычно стремятся установить рабочие колеса таким образом, чтобы они в какой-то степени взаимно компенсировали собственные погрешности изготовления. Компенсация погрешностей изготовления деталей производится, например, за счет подбора при сборке оптимального их сочетания и взаимного положения (балансировка методом сборки). Основными критериями качества выполнения таких операций является обеспечение допустимых величин:

- радиальных и осевых биений контрольных поверхностей;
- начального технологического дисбаланса;
- локальных дисбалансов.

Однако, эти величины не определяют однозначно качества сборки ротора и достижение минимального значения их не является гарантией наилучшего варианта сборки. Очевидно также, что использование в качестве критериев качества сборки ротора сразу нескольких показателей невозможно по причинам отсутствия методов технологического обеспечения их.

Аналогичная ситуация существует и при сборке других высокоточных изделий, например, сложных оптических систем. Качество таких систем определяется достаточно обширным набором показателей, которые сложным образом зависят от одних и тех же показателей качества деталей.

Решением рассматриваемой проблемы может быть использование технологии виртуальной сборки, при осуществлении которой внутри компьютера создается виртуальное изделие – адекватная математическая модель (или набор математических моделей) собранного изделия, учитывающая все наиболее существенные свойства и процессы, характерные для данного конкретного экземпляра какого-либо реального изделия [4].

Виртуальность изделия заключается в программном моделировании необходимых для его функционирования операций. В самом простейшем

случае это виртуальное изделие может быть предназначено, например, для определения выходных геометрических или физических параметров качества сборки соответствующего реального изделия в данном конкретном варианте комплектации его деталей. Однако, с полученным виртуальным изделием в компьютерной среде виртуальной реальности в принципе можно очень быстро и с небольшими затратами производить те же самые действия, что и с реальным, физически существующим изделием, например, виртуальные балансировку, испытание, эксплуатацию. А это уже позволяет оценивать качество сборки изделия при данном конкретном варианте его комплектации по тем критериям, которые однозначно характеризуют его, но не могут быть обеспечены при использовании «традиционной» технологии сборки.

Такая технология дает возможность:

- оценивать качество сборки изделия не только с помощью традиционных показателей, но и использовать гораздо более надежные и информативные эксплуатационные показатели, тесно связанные со служебным назначением изделия и не обеспечивающиеся при обычно используемой технологии сборки;

- оценивать качество самой конструкции изделия, исследуя ее поведение на различных режимах с учетом специфических погрешностей, возникающих на всех этапах ее изготовления;

- обоснованно формулировать требования к качеству изготовления деталей.

Использование компьютера при этом позволяет очень быстро рассмотреть множество вариантов комплектации, конструктивного исполнения или качества изготовления собираемого изделия и выбрать лучший из них, причем по критериям, напрямую связанным с эксплуатационным назначением изделия, например, по величине дисбаланса ротора на рабочих скоростях.

7. Компенсация при эксплуатации изделия несоответствий и изменений качества, полученных на этапе его изготовления

Изменение достигнутого уровня качества начинается уже в процессе изготовления машины и продолжается все время ее эксплуатации. Эта проблема вызывается большим количеством причин, среди которых можно выделить следующие.

1). Начальный период эксплуатации большинства машин связан с приработкой трущихся деталей, в результате чего быстро изменяются их размеры и, вследствие этого, достигнутое при сборке качество. Для уменьшения влияния этого процесса возможно:

- изготовление деталей с такими показателями качества сопрягаемых поверхностей, которые обеспечивают минимальные величины приработочного износа, например, с равновесной шероховатостью;

- изготовление таких сопряжений с учетом быстрого первоначального износа, с минимально допустимыми величинами зазоров между трущимися

поверхностями. В этом случае изготовленная машина перед началом нормальной эксплуатации должна пройти период обкатки, завершающийся, как правило, заменой смазки.

2). Все детали и сборочные единицы, входящие в состав собранной машины, обладают наследственными свойствами, заложенными при ее изготовлении и проявляющимися постепенно в течение длительного периода времени. В результате непрерывно и чаще всего непредсказуемо меняются и свойства деталей, сборочных единиц и самой машины. Такие изменения вызваны явлением технологической наследственности; они происходят всегда, и, хотя во многих случаях они незаметны, для высокоточных машин они становятся серьезной проблемой и их нельзя не учитывать.

Для уменьшения влияния технологической наследственности на качество машины могут быть использованы следующие меры:

- разработка конструкций машин, нечувствительных к изменениям;
- сведение к минимуму нежелательных наследственных свойств деталей;
- обеспечение благоприятного направления изменения характеристик деталей вследствие проявления их наследственных свойств;
- управление происходящими изменениями в процессе эксплуатации машины;
- прогнозирование будущих изменений и компенсация их на этапе сборки.

3). В течение жизненного цикла собранного изделия практически всегда на него воздействуют различные случайные факторы, в результате чего могут изменяться его свойства. Например, геометрическая точность металлорежущего станка существенно и непредсказуемым образом меняется при его установке на жестком фундаменте.

Для уменьшения влияния случайных факторов необходимо либо всемерно изолировать изделие от их воздействия, либо постоянно контролировать его параметры и своевременно принимать меры по компенсации случайных воздействий.

4). В процессе функционирования собранной машины вследствие появления эксплуатационных нагрузок происходят ее деформации. Как правило, такие деформации носят сложный характер и далеко не всегда даже оцениваются. Наличие таких изменений подтверждается тем, что в некоторых случаях после испытания собранного изделия заметно изменяются его размеры, относительное положение поверхностей, уравновешенность. Величины этих изменений могут быть настолько велики, что это приводит к необходимости дополнительных пригоночных операций.

Работоспособность любого изделия определяется характером взаимодействия исполнительных поверхностей его деталей, которое принято формализовано отражать в виде взаимосвязей размерных параметров.

Поскольку классическая теория размерных цепей использует несколько серьезных допущений, то возникает погрешность, которую на

практике стремятся свести к минимуму завышением жесткости и точности деталей, эмпирическим подбором оптимальных размеров деталей при доводке машины, использованием при ее сборке методов индивидуального подбора, регулировки и пригонки. Обычно еще при конструировании изделия предусматривается, чтобы эти погрешности не превышали определенных величин и не влияли заметно на выполнение машиной ее служебного назначения. Но, тем не менее, многие параметры сопряжений деталей в работающей машине заметно отличаются от значений, определяемых при ее проектировании и сборке, и во многих случаях изменения размеров составляющих звеньев могут быть столь существенными, что допущения классической теории размерных цепей становятся совершенно неприемлемыми. Поэтому та точность, которая предусматривается чертежом и техническими требованиями и достигается в процессе сборки машины, зачастую является в значительной мере условной.

Эта проблема особенно актуальна для авиационного двигателестроения, где большинство деталей являются нежесткими, тяжело нагруженными и работают при изменении температур в широких пределах. Отсутствие методик расчета размерных цепей с учетом нежесткости их звеньев приводит к значительному удлинению и удорожанию этапов конструктивной доводки и технологической подготовки серийного производства спроектированного авиационного двигателя.

Для решения этой проблемы необходима разработка и практическое использование надежных методик расчета нежестких размерных цепей.

Таким образом, повышение качества изготовления современных высокоточных изделий машиностроения может быть достигнуто путем создания управляемого по качеству процесса сборки на основе использования достоверных аналитических методов расчета реальных нежестких размерных цепей, а также разработки новых методов обеспечения требуемого качества сборки.

Список литературы

1. Безъязычный В. Ф., Непомилуев В. В., Семенов А. Н. Обеспечение качества изделий при сборке: Научно-производственное издание / В. Ф. Безъязычный, В. В. Непомилуев, Семенов А. Н. – М.: Издательский дом «Спектр», 2012. – 204 с.
2. Genichi Taguchi. Taguchi's Quality Engineering Handbook. John Wiley & Sons, Inc. ASI Consulting Group, LLC, Livonia, Michigan. – 2005 – 1804 p.
3. Майорова Е. А., Непомилуев В. В. Исследование возможностей повышения качества сборки путем использования индивидуального подбора деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2006 – № 10 – с. 34–38.
4. Непомилуев В. В. Технология виртуальной сборки – способ автоматизации индивидуального подбора деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2000. – № 1. – С. 31-35.

Пашков И.В.

аспирант

Семенов А.Н.

д.т.н., профессор,

РГАТУ имени П.А. Соловьева

ОСОБЕННОСТИ БАЗИРОВАНИЯ И ФИКСАЦИИ ТУРБИНЫХ ЛОПАТОК ГТД ПРИ СБОРКЕ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКЕ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Аннотация. При изготовлении авиационных деталей газотурбинного двигателя основным фактором, влияющим на качество выпускаемой продукции, является обеспечение постоянства сборки заготовок в рабочих приспособлениях. Обеспечение точности сборки обуславливается стабильностью базирования, на которую в свою очередь влияет ряд факторов, главными из которых являются: сложность геометрии пера и хвостовика лопаток, высокие требования по точности геометрии и т.д.

Ключевые слова: лопатки турбины; базирование лопаток; специальные приспособления; стабильность сборки.

Pashkov I.V.

graduate student

Semenov A.N.

Doctor of Technical Sciences, professor,

RGATU named after P.A. Solovyov

FEATURES OF BASING AND FIXING OF TURBINE BLADES OF GTE DURING ASSEMBLY IN TECHNOLOGICAL EQUIPMENT FOR MECHANICAL PROCESSING

Abstract. In the manufacture of aircraft parts of a gas turbine engine, the main factor affecting the quality of products is to ensure the constancy of the assembly of workpieces in working devices. Ensuring the accuracy of the assembly is determined by the stability of the basing, which in turn is influenced by a number of certain factors, the main of which are: the complexity of the geometry of the pen and the shank of the blades, high requirements for the accuracy of the geometry, etc.

Keywords: turbine blades; basing of the blades; special devices; assembly stability.

При закреплении заготовок лопаток ГТД в станочных приспособлениях существенное влияние на точность обработки конструкторских баз оказывают: качество и точность базовых поверхностей, обеспечение стабильности положения заготовки при закреплении и в процессе обработки (рис .1).

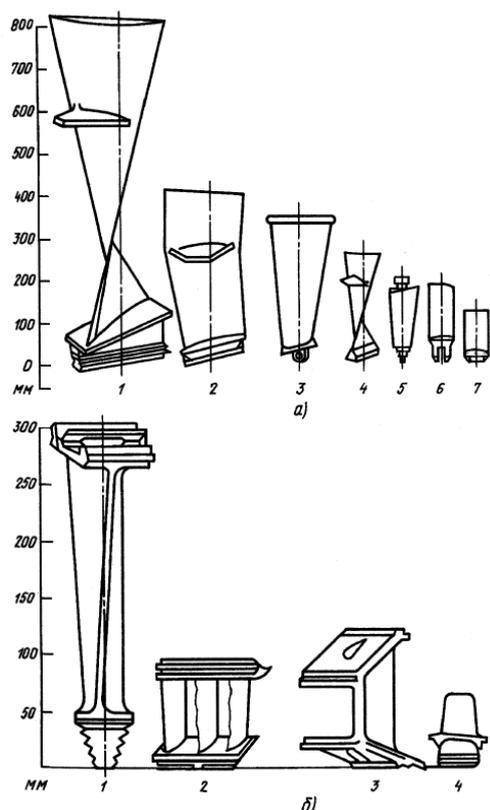


Рис. 1. Лопатки компрессора (а), лопатки турбины (б)

Основными базирующими поверхностями рабочей лопатки турбины ГТД, при её установке в диски колес служат радиально направленные поверхности хвостовика, которые сопрягаются с аналогичными поверхностями в диске, имеющими тоже направление и дополнительно реализующие ограничение в осевом направлении в виде вспомогательной опорной базы. Для реализации технологии обработки лопаток турбины применяются несколько единиц оборудования и специальных станочных приспособлений для обработки элементов поверхности замковой части, основанные на приведенной схеме базирования (рис. 2.).

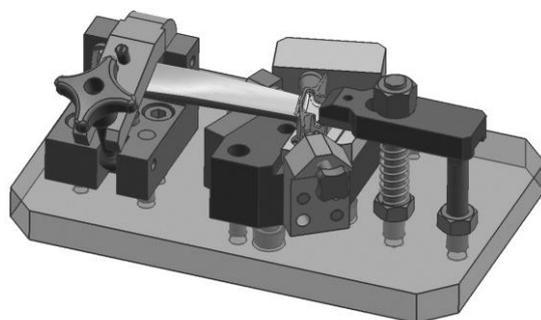


Рис. 2. Пример станочного приспособления для обработки лопаток турбины

Схема установки лопаток на основе реализации классической схемы с помощью шести базовых точек реализуется при монтаже в приспособлении

как по заранее подготовленным базовым поверхностям, так и по исполнительным поверхностям, получаемым в процессе отливки и не подвергаемым последующей механической обработке (рис. 3).

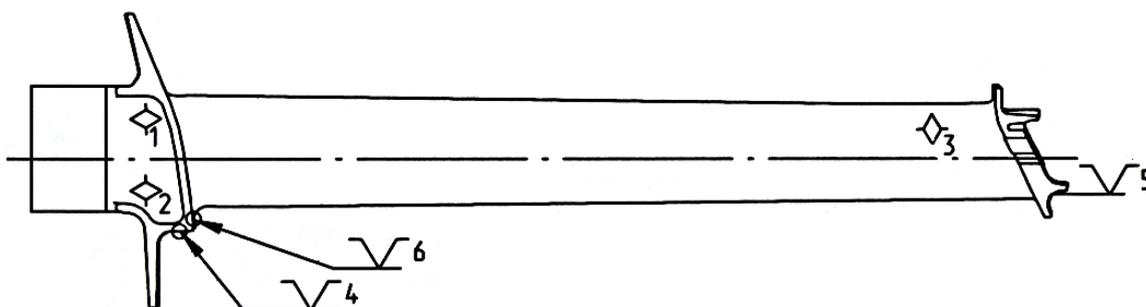


Рис. 3. Базовые поверхности литой заготовки турбинной лопатки

К станочным приспособлениям данного типа предъявляют следующие требования:

- крепление заготовки в приспособлении должно быть надежным и прочным, обеспечивающим стабильность базирования в процессе обработки;
- фиксация должна осуществляться немногими и простейшими устройствами с минимальными затратами времени;
- закрепление должно исключать возможность деформирования заготовок или приводить к повреждению их поверхностей.

Приспособления данного типа предназначены для закрепления одной детали за определенные базирующие поверхности. Область применения данного типа приспособлений ограничена. При помощи данного приспособления возможна обработка детали одной номенклатуры. Тем не менее, простота конструкции делает использование приспособлений данного вида более упрощенным с точки зрения простоты установки и снятия детали.

К назначению базовых поверхностей лопаток ГТД на этапе проектирования, предъявляются особые требования, обеспечивающие стабильность их установки на этапах следования по маршруту технологического процесса обработки:

- качество базирующих поверхностей. Требуется обеспечить постоянство и стабильность качества базирующих поверхностей заготовки в местах контакта с оснасткой при установке в станочное/контрольное приспособление при обработке/контроле деталей. Для этого необходимо обеспечить требуемую точность базовых поверхностей;
- основная точность базовых поверхностей. Базовые поверхности должны изготавливаться с высокой точностью, т.к. от них задаются все размеры детали. При следовании деталей по маршруту технологического процесса корректность и точность получаемых размеров определяет качество изготавливаемой продукции. Суммарная точность всех конструктивных

размеров определяется правильностью выполнения предыдущих механических операций;

- применяемых базовых поверхностей, в качестве которых могут использоваться плоские площадки, литые пространственные поверхности профиля пера;

- выступающих за пределы конструктивных поверхностей в виде базирующих точек, которые выносятся для исключения их повреждения при установке заготовки и снятии детали;

- путем обеспечения их максимальной жесткости;

- за счет наибольшего удаления базовых точек друг от друга для уменьшения консольности и повышения жесткости;

На точность базовых поверхностей влияют следующие факторы: метод литья (например: монокристаллическое литье, литье в «землю», литье по выплавляемым моделям); точность и шероховатость изготавливаемой литейной формы; марка литейного сплава. На базовых поверхностях не допускается наличие остатка литейного материала (облоя), наплывов (излишнего затекания материала), раковин (недостаточного количества материала), следа от границ стыка частей пресс форм. Примеры возможных литейных дефектов приведены на рис. 4.

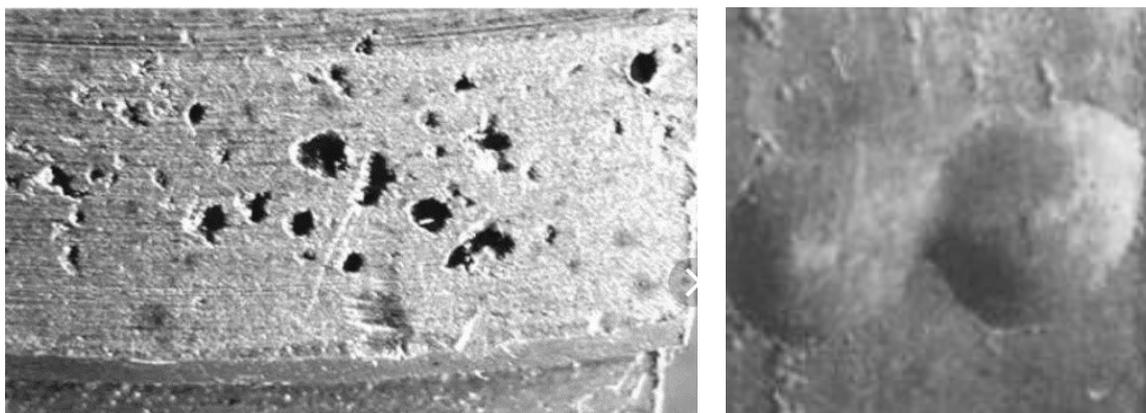


Рис. 4. Примеры дефектов поверхностей литых заготовок лопаток ГТД

Главными из перечисленных факторов, оказывающих влияние на точность обработки лопаток ГТД, являются сложность геометрической формы, точность изготовления заготовок, величина назначенного припуска на обработку, степень сложности профилей лопаток и их расположение относительно геометрической оси лопатки, ограничения в выборе способов получения заготовок, обусловленные условиями конкретного производства. Однако, при назначении того или иного способа базирования, в том числе касающегося выбора способа назначения технологических баз, необходимо учитывать возможность достижения точности установки и качества фиксации рабочей части лопатки в сборочной оснастке.

При разработке конструкторской документации на оснастку на этапе ее проектирования необходимо учитывать, что профильные поверхности замковой части хвостовика являются конструкторскими основными базами, а сопрягаемые с ними поверхности паза диска, в свою очередь, являются конструкторскими вспомогательными базами. В сопряжении при сборке они накладывают друг на друга шесть двусторонних связей, что, соответственно, обеспечивает размещение профильных поверхностей пера в соответствии с принятой схемой расположения исполнительных поверхностей пера лопаток.

Мероприятиями, обеспечивающими стабильность сборки технологической среды заготовка-приспособление, являются автоматизация процесса сборки заготовки в станочном приспособлении, роботизация и оптимизация типов приводов закрепления.

Основное назначение автоматизированной сборки заготовки в станочных приспособлениях – это быстрое и правильное расположение, надежное закрепление заготовок, позволяющее обеспечить точность обработки деталей, увеличить производительность обработки в результате сокращения вспомогательного времени, необходимого на установку, выверку положения и закрепления заготовки в приспособлении. Применение автоматизированной сборки позволяет расширить технологические возможности станков и осуществить полную или частичную их автоматизацию.

По типу привода, используемого для закрепления заготовок, сборочные приспособления подразделяют на механические, гидравлические, пневматические и пневмогидравлические. Тип привода выбирают на основе технико-экономического расчета. В ряде случаев в пневматических зажимных приспособлениях целесообразно использование вакуумирования. В данном случае заготовка лопатки устанавливается в профилированную выемку на плите, затем герметизируется с помощью резиновой профильной прокладки и закрепляется с помощью вакуумного насоса, создающего необходимое разрежение.

При базировании лопаток турбины в процессе обработки так же могут применяться установочные элементы типа призм, плоских направляющих или специальных базирующих элементов сложной геометрии, часто облицованных вкладышами из более податливых материалов, предотвращающих деформации деталей при закреплении.

Базирование заготовок по методу распределенной нагрузки определяется принципом заведомо избыточного базирования. Условие применения избыточного базирования определяется путем придания вспомогательным поверхностям статуса основных баз, а использование теоретической схемы базирования возможно лишь на начальном этапе проектирования технологических процессов.

Восприятие технологических сил в процессе обработки осуществляется через совокупность множества точек контакта базовых поверхностей, а результатом их реализации является повышенная жесткость и несущая

способность. Распределенные нагрузки, реализуемые при помощи подводимых опор, различных жидкостей, обеспечивающих равенство давления на локальные поверхности заготовки, позволяют избежать возникновения изгибающих моментов и коробления заготовки, тем самым позволяют предотвратить возникновение деформаций в процессе обработки.

Таким образом, чтобы обеспечить стабильность и качество сборки технологического образования заготовка-приспособление, необходимо исключить возникновение рассмотренных в статье факторов, влияющих на возникающие отклонения от теоретической схемы базирования. Основные требования, предъявляемые к установке заготовки лопатки в станочном приспособлении очень важны и должны обеспечивать точность их базирования, так как достигаемая в процессе обработки геометрическая точность базированных и исполнительных поверхностей лопаток влияет на качество и стабильность сборки рабочих колес газотурбинного двигателя.

Список литературы

1. Безъязычный В.Ф., Большаков Е.М., Семенов А.Н. и др. Обеспечение эффективности технологических решений в производстве лопаток компрессора ГТД /В.Ф. Безъязычный, Е.М. Большаков, А.Н. Семенов, Л.Б. Уваров, С.А. Волков //М. Машиностроение, 2011. – 201 с.

Шишкарев М.П.
д.т.н., доцент,
ДГТУ

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ СРАБАТЫВАНИЯ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ ВТОРОГО ПОКОЛЕНИЯ (БАЗОВЫЙ ВАРИАНТ)

Аннотация. Показано, что раздельное силовое замыкание пар трения фрикционных групп в адаптивной фрикционной муфте второго поколения позволило повысить значение коэффициента усиления обратной связи, при котором обеспечивается адаптивный режим работы муфты в интервале возможных значений коэффициента трения. Установлено, что наибольшая точность срабатывания муфты достигается в том случае, когда значение вращающего момента, передаваемого основной фрикционной группой, обращается в ноль при максимальном значении коэффициента трения.

Ключевые слова: адаптивные муфты; обратная связь; точность срабатывания.

Shishkarev M.P.
Doctor of Engineering Sciences, docent,
DGTU

IMPROVING THE ACCURACY OF THE SECOND-GENERATION ADAPTIVE FRICTION CLUTCH (BASIC VERSION)

Abstract. It is shown that the separate force closure of the friction pairs of the friction groups in the adaptive friction clutch of the second generation allowed to increase the value of the feedback gain, which provides an adaptive mode of operation of the clutch in the range of possible values of the friction coefficient. It is established that the greatest accuracy of the coupling operation is achieved in the case when the value of the torque transmitted by the main friction group turns to zero at the maximum value of the coefficient of friction.

Keywords: adaptive clutch; feedback; accuracy of actuation.

Основная часть

Состояние вопроса. Синтезированный в работе [1] и исследованный в работе [2] базовый вариант адаптивной фрикционной муфты (АФМ) второго поколения имеет две фрикционные группы и комбинированную – отрицательно-нулевую обратную связь. Одна фрикционная группа охвачена отрицательной обратной связью, вторая фрикционная группа не охвачена обратной связью, т. е. имеет так называемую нулевую обратную связь.

Одним из основных эксплуатационных показателей предохранительных муфт любого типа, в том числе АФМ, является точность срабатывания, которая характеризует уровень стабильности величины предельного вращающего момента, передаваемого муфтой [3]. В работе [2] показано, что точность срабатывания базового варианта АФМ второго поколения несколько выше, чем точность срабатывания АФМ первого поколения (типа муфты Н.Д. Вернера) [4].

Несмотря на это, точность срабатывания АФМ второго поколения (базовый вариант) нельзя считать достаточной для удовлетворительного решения в некоторых случаях проблем защиты приводов машин от перегрузок [5]. Причина этого заключается в том, что максимальное значение коэффициента усиления (КУ) отрицательной обратной связи, определяющего уровень точности срабатывания АФМ, ограничено ввиду того, что оно устанавливает границу между адаптивным и неадаптивным режимами работы в пределах интервала изменения коэффициента трения между элементами фрикционных групп [6].

Постановка задачи исследования

Изучение и разработка способа повышения точности срабатывания базового варианта АФМ второго поколения.

Решение задачи

Рассмотрим принципиальную схему АФМ, показанную на рис. 1, а. По совокупности основных конструктивно-компоновочных признаков (число фрикционных групп, связь между ними, тип обратной связи) представленный вариант муфты относится к базовому варианту АФМ второго поколения.

Полумуфты 1 и 2 связаны одна с другой двумя фрикционными группами:

- основной (ОФГ), состоящей из дисков трения 3 и 4;
- дополнительной (ДФГ), включающей диски трения 5 и 6.

Диски 3 и 5 соединены с барабаном полумуфты 2, диски 4 и 6 – с нажимным диском 7, который лишен непосредственной кинематической связи с полумуфтой 1.

Управляющее устройство (УУ) муфты состоит из тел качения 8, которые расположены в гнездах с наклонными боковыми стенками, выполненных на обращенных друг к другу поверхностях нажимного диска 7 и упорного диска 9, жестко закрепленного на ступице полумуфты 1 (рис. 1, б).

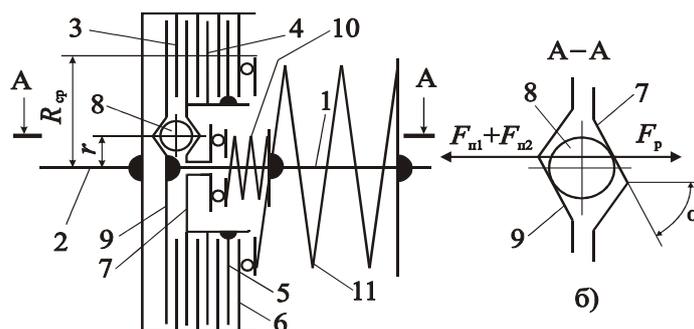


Рис. 1. Принципиальная

Силовое замыкание элементов пар трения ОФГ и ДФГ комбинированное и осуществляется при помощи двух пружин 10 и 11. Пружина 10 замыкает только элементы пар трения ОФГ, а пружина 11 – обе фрикционные группы.

Для уменьшения влияния трения на эксплуатационные показатели АФМ – номинальную нагрузочную способность и точность срабатывания – между подвижными и неподвижными (относительной полумуфты 1) элементами установлены упорные подшипники.

Значение вращающего момента T , передаваемого муфтой, равно сумме двух вращающих моментов – момента T_1 , равного моменту сил трения ОФГ, и момента T_2 , равного моменту сил трения ДФГ, т. е.

$$T = T_1 + T_2 \quad (1)$$

При передаче вращающего момента на пары трения ОФГ, кроме сил натяжения пружин 10 и 11, действует распорная (отжимная) сила УУ, возникающая в результате взаимодействия между телами качения 8 и наклонными боковыми стенками гнезд (рис. 1, б). На основании этого запишем:

$$T_1 = z_1 R_{cp} f (F_{n1} + F_{n2} - F_p), \quad (2)$$

где z_1 – число пар трения ОФГ; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения ОФГ; f – коэффициент трения между элементами пар ОФГ; F_{n1} , F_{n2} – силы натяжения соответственно пружин 10 и 11; F_p – распорная (отжимная) сила УУ.

Значение вращающего момента, который передает ДФГ, определяется по следующей формуле:

$$T_2 = z_2 F_{n2} R_{cp} f, \quad (3)$$

где z_2 – число пар трения ДФГ. Остальные обозначения приведены выше.

При выводе формулы (3) принято условие, заключающееся в том, что значения средних радиусов поверхностей трения элементов пар ОФГ и ДФГ одинаковы.

На пары трения ДФГ распорная сила УУ не действует до тех пор, пока $F_p \leq F_{n2}$.

Нажимной диск 7 передает полный вращающий момент АФМ, поэтому значение распорной силы УУ определяется по следующей формуле:

$$F_p = \frac{T}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

где α – угол наклона боковой стенки гнезда под тело качения 8 (рис. 1, б, сечение А-А); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 8 (рис. 1, а).

Подставляя правую часть формулы (4) в формулу (2) и учитывая при этом формулы (1) и (3), находим в результате решения составленного уравнения относительно неизвестного члена T_1 :

$$T_1 = z_1 R_{cp} f \frac{F_{n1} + F_{n2} - z_2 F_{n2} C f}{1 + z_1 C f}, \quad (5)$$

где C – КУ обратной связи:

$$C = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha.$$

Подставляя правые части формул (3) и (5) в равенство (1), получаем:

$$T = R_{\text{ср}} f \frac{z_1 F_{\text{п1}} + (z_1 + z_2) F_{\text{п2}}}{1 + z_1 C f} \quad (6)$$

Функция (6) является возрастающей по аргументу f в интервале значений коэффициента трения $f_{\text{min}} \dots f_{\text{max}}$ (где $f_{\text{min}}, f_{\text{max}}$ – соответственно минимальный и максимальный коэффициенты трения).

Функция (5) обращается в ноль при значении коэффициента трения, вычисляемом по соотношению:

$$f_1 = \frac{F_{\text{п1}} + F_{\text{п2}}}{z_2 C_{\text{к}} F_{\text{п2}}} \quad (7)$$

Наибольшая точность срабатывания АФМ достигается в том случае, когда значение вращающего момента T при значении коэффициента трения, равном f_{max} , будет наименьшим [7].

Поскольку значение вращающего момента T_2 при значении коэффициента трения, равном f_{max} , постоянное, условие минимума значения вращающего момента T будет выполняться в том случае, когда $T_1 = 0$, также при значении коэффициента трения, равном f_{max} . Таким образом, при условии $f_1 = f_{\text{max}}$ из формулы (7) находим:

$$C_{\text{к}} = \frac{F_{\text{п1}} + F_{\text{п2}}}{z_2 F_{\text{п2}} f_{\text{max}}} \quad (8)$$

В данном случае значение коэффициента точности АФМ [8] вычисляется по следующей формуле:

$$K_{\text{т}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{min}}} = \frac{f_{\text{max}}}{f_{\text{min}}} \times \frac{z_2 F_{\text{п2}} [1 + z_1 C f_{\text{min}}]}{z_1 F_{\text{п1}} + (z_1 + z_2) F_{\text{п2}}} \quad (9)$$

Из формулы (9) следует, что значение коэффициента точности уменьшается по мере уменьшения силы $F_{\text{п2}}$, что вытекает из формулы, полученной в результате подстановки правой части соотношения (8) в формулу (9):

$$K_{\text{т}} = \frac{z_1 F_{\text{п1}} + (z_1 + z_2 m) F_{\text{п2}}}{z_1 F_{\text{п1}} + (z_1 + z_2) F_{\text{п2}}}, \quad (10)$$

где $m = f_{\text{max}} / f_{\text{min}}$ – коэффициент относительной ширины интервала изменения значений коэффициента трения.

Формула (10) показывает, что точность срабатывания АФМ повышается также с уменьшением числа пар трения z_2 ДФГ [9].

Представим $F_{n1} = nF_{n2}$ (где n – коэффициент; $n \neq 1$). Тогда формулу (10) запишем в следующем виде, исключаящем силовые факторы F_{n1} и F_{n2} :

$$K_{\tau} = \frac{z_1 n + z_1 + z_2 m}{z_1 n + z_1 + z_2} \quad (11)$$

Рассмотрим дополнительно два варианта АФМ: при $C < C_k$ и $C > C_k$. При выполнении неравенства $C > C_k$ значение КУ C_k определяется по формуле (8)), согласно соотношению (7), поэтому справедливо неравенство $f_1 < f_{\max}$. Это означает, что функция (5) обратится в ноль внутри интервала $f_{\min} \dots f_{\max}$, а не на его верхней границе, как это имеет место при $C = C_k$.

Равенство $T_1 = 0$ тождественно равенству $F_p = F_{n1} + F_{n2}$, т.е. в интервале значений коэффициента трения $f_1 \dots f_{\max}$ в муфте будет действовать положительная обратная связь.

В указанном интервале вращающий момент будет передаваться парами трения ДФГ, и при увеличении коэффициента трения распорная сила УУ возрастет [10], что приведет к перемещению вправо (по рис. 1, а) нажимного диска 7 и дополнительной осадке пружин 10 и 11.

Каждое новое промежуточное равновесное состояние нажимного диска, описываемое соответствующим уравнением, будет характеризоваться текущим значением силы $F_{n2}' > F_{n2}$. Поэтому при значении коэффициента трения $f = f_{\max}$ значение вращающего момента АФМ будет больше, чем вращающий момент T_2 , вычисляемый по формуле (3) при указанном значении коэффициента трения.

Кроме того, увеличение КУ, согласно формуле (6), приведет к уменьшению вращающего момента T при значении $f = f_{\min}$ [11].

Математически изложенное выше можно описать следующим образом. Распорная сила УУ в данный период работы АФМ вычисляется по следующей формуле:

$$F_p = \frac{T_2}{r} \operatorname{tg} \alpha = z_2 R_{cp} f \frac{F_p - F_{n1} - F_{n2}}{r} \operatorname{tg} \alpha,$$

откуда получаем:

$$F_p = z_2 C f \frac{F_{n1} + F_{n2}}{z_2 C f - 1}.$$

В рассматриваемый период времени выполняется неравенство $F_p > F_{n1} + F_{n2}$, поэтому усилие замыкания пар трения ДФГ равно F_p . На основании этого находим:

$$T_2' = z_2 F_p R_{cp} f = z_2^2 R_{cp} C f^2 \frac{F_{п1} + F_{п2}}{z_2 C f - 1} \quad (12)$$

Сопоставление вращающих моментов T_2 (по формуле (3)) и T_2' при значении коэффициента трения f_{\max} показывает, что $T_2' > T_2$.

Таким образом, при условии $C > C_k$ точность срабатывания АФМ будет снижена.

В том случае, если $C < C_k$, то при значении коэффициента трения $f = f_{\max}$ функция (5) не обращается в нуль, и значение максимального вращающего момента АФМ будет определяться по формуле (6), а значение коэффициента точности – по формуле

$$K_T = \frac{f_{\max} (1 + z_1 C^* f_{\min})}{f_{\min} (1 + z_1 C^* f_{\max})} \quad (13)$$

В формуле (13) параметр C^* – КУ обратной связи, удовлетворяющий условию $C^* < C_k$.

Формула (13) идентична по структуре формуле для определения значения коэффициента точности АФМ первого поколения [12].

Для сопоставления точности срабатывания АФМ при различных значениях КУ (критическом, меньше и больше критического) воспользуемся графическим способом. Для этого запишем формулу по определению значения коэффициента точности K_T при условии $C > C_k$, воспользовавшись соотношениями (6) (при значении коэффициента трения $f = f_{\min}$) и (11) (при значении коэффициента трения $f = f_{\max}$):

$$K_T = \frac{z_2^2 C f_{\max}^2 (n+1)(1 + z_1 C f_{\min})}{f_{\min} (z_2 C f_{\max} - 1)(z_1 n + z_1 + z_2)} \quad (14)$$

Комбинированный график, построенный по формулам (11), (13) и (14), показан на рис. 2. При построении кривой 1 в соответствии с изложенными выше рекомендациями приняты следующие исходные данные: $z_1 = 6$, $n = 8$, $f_{\min} = 0,1$, $f_{\max} = 0,8$, $m = 8$, $z_2 = 1$. Кривая 2 построена при значении $n = 12$ с целью выявления влияния коэффициента n на точность срабатывания АФМ.

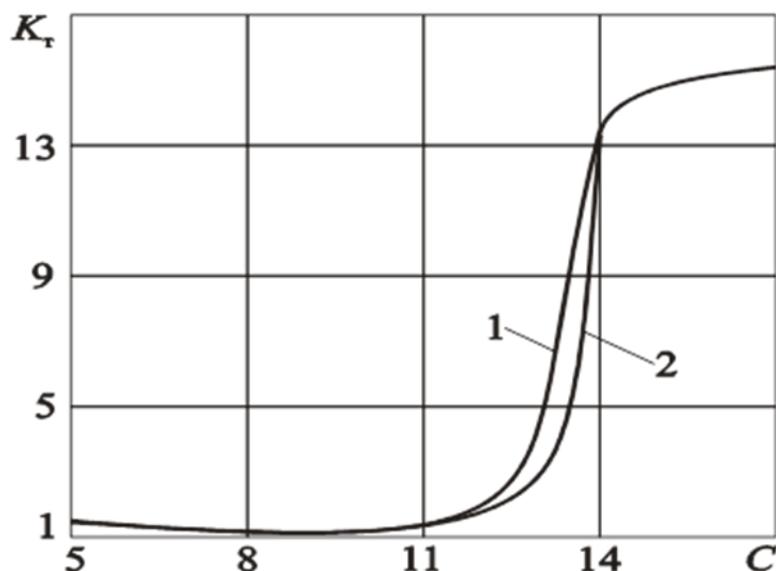


Рис. 2. Зависимости коэффициента точности АФМ от коэффициента усиления УУ

Анализ графиков показывает следующее:

- кривая точности срабатывания АФМ имеет точку минимума, соответствующую значению КУ $C = C_k$. В области значений $C < C_k$ увеличение КУ приводит к повышению точности срабатывания АФМ. В области значений КУ $C > C_k$ точность срабатывания АФМ резко снижается и становится меньше,

чем точность срабатывания неадаптивной предохранительной фрикционной муфты;

- увеличение коэффициента n приводит к повышению точности срабатывания АФМ при значении КУ $C = C_k$. При значениях КУ $C < C_k$ и $C > C_k$ изменение значения коэффициента n не приводит к изменению точности срабатывания муфты.

В базовом варианте АФМ второго поколения максимальное значение КУ ограничено значением $C = 1/f_{\max}$ по критерию достижения максимальной точности срабатывания при $z_2=1$. При принятом выше значении коэффициента трения f_{\max} , параметрах z_1 , z_2 и f_{\min} значение коэффициента точности муфты равно 1,89, т. е. значительно (в 1,67 раза) больше, чем значение коэффициента точности исследуемой АФМ.

Влияние значения КУ на точность срабатывания АФМ, показанное на графике (рис. 2), позволяет найти оптимальный способ настройки муфты. При настройке муфты на заданное значение номинального вращающего момента происходит одновременное изменение сил натяжения пружин $F_{п1}$ и $F_{п2}$. При этом, в зависимости от значений коэффициентов осевой жесткости пружин, может изменяться или оставаться постоянным значение коэффициента n .

В процессе настройки муфты значение КУ остается постоянным, поэтому при увеличении коэффициента n это означает виртуальное уменьшение КУ относительно значения, определяемого по формуле (8). Поскольку

при $C < C_k$ точность срабатывания АФМ не зависит от значения коэффициента n (см. формулу (13)), при увеличении коэффициента n виртуальное уменьшение КУ приведет к снижению точности срабатывания муфты.

Если в результате настройки муфты произойдет уменьшение значения коэффициента n , то значение КУ, удовлетворяющее условию обращения в ноль функции (5), также становится меньше. Следовательно, в данном случае будет справедливо неравенство $C > C_k$, что, согласно рис. 2, приведет к резкому снижению точности срабатывания АФМ.

Таким образом, оптимальным представляется способ настройки АФМ, при котором в результате изменения сил натяжения пружин соотношение между значениями этих сил остается неизменным. Постоянство значения коэффициента n обеспечивается за счет назначения соответствующих значений коэффициентов осевой жесткости пружин, для определения которых запишем следующее равенство:

$$n = \frac{F_{n1}}{F_{n2}} = \frac{F_{n1} + \Delta F_{n1}}{F_{n2} + \Delta F_{n2}}, \quad (15)$$

где ΔF_{n1} , ΔF_{n2} – прирост соответственно сил натяжения пружин 10 и 11.

Из равенства (15) находим:

$$n = \frac{F_{n1}}{F_{n2}} = \frac{\Delta F_{n1}}{\Delta F_{n2}}. \quad (16)$$

Задача выбора значений коэффициентов осевой жесткости пружин заключается в том, чтобы значение, равное отношению прироста сил пружин 10 и 11, оставалось постоянным и равным значению коэффициента n . Прирост сил натяжения пружин 10 и 11 соответственно равен:

$$\begin{aligned} \Delta F_{n1} &= c_1 x, \\ \Delta F_{n2} &= c_2 x, \end{aligned} \quad (17)$$

при одинаковом значении осадки пружин под действием одного и того же регулировочного элемента. В формулах (17) c_1 и c_2 – коэффициенты осевой жесткости соответственно пружин 10 и 11, x – осевая осадка пружин.

Подставляя формулы (17) в равенство (16), получаем:

$$n = \frac{c_1}{c_2}. \quad (18)$$

Поскольку значение коэффициента осевой жесткости пружины постоянная, заданное значение коэффициента n может быть получено путем назначения значений коэффициентов c_1 и c_2 в соответствии с формулой (18).

При уменьшении значения осадки пружин в результате регулирования АФМ соотношения (16) и (18) остаются справедливыми.

Компоновочная схема АФМ обеспечивает соотношение (18) (при $n > 1$): пружина 10 имеет меньший, по сравнению с пружиной 11, средний радиус витков.

Результаты исследования могут быть использованы при расчете и проектировании АФМ с отдельным силовым замыканием пар трения ОФГ и ДФГ.

Заключение

1. Раздельное силовое замыкание пар трения фрикционных групп в АФМ позволило повысить значение КУ обратной связи, при котором обеспечивается адаптивный режим работы муфты в интервале возможных значений коэффициента трения. Увеличение КУ позволило повысить точность срабатывания муфты.

2. Наибольшая точность срабатывания АФМ достигается в том случае, когда значение вращающего момента, передаваемого ОФГ, обращается в ноль при максимальном значении коэффициента трения. Этому условию соответствует определенное значение КУ, которое зависит от соотношения исходных сил замыкания фрикционных групп.

3. На точность срабатывания муфты влияет число пар трения ДФГ. Наибольшая точность срабатывания АФМ достигается при числе пар трения ДФГ, равном единице.

4. Для сохранения достигаемой точности срабатывания АФМ при ее настройке на необходимый вращающий момент соотношение значений коэффициентов осевой жесткости замыкающих пружин должно равняться соотношению их сил натяжения.

5. Увеличение соотношения значений сил натяжения замыкающих пружин ОФГ и ДФГ приводит к увеличению КУ и точности срабатывания АФМ.

Список литературы

1. Шишкарев М.П., Чан Ван Дык. Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2014, № 10, с. 40–46.

2. Шишкарев М.П. Оптимизация компоновочного решения базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Вестник машиностроения, 2006, № 6, с. 7–10.

3. Шишкарев М.П. Функциональные связи между характеристиками предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения, 2006, № 5, с. 8–10.

4. Шишкарев М.П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения, 2006, № 2, с. 13–15.

5. Шишкарев М.П. Анализ переходного периода адаптивных фрикционных контактов в условиях положительного прироста коэффициента трения // Известия вузов. Машиностроение, 2000, № 3, с. 14–17.

6. Шишкарев М.П., Лущик А.А. Выбор формы нагрузочной характеристики первого конструктивного варианта адаптивной фрикционной муфты с отдельным силовым замыканием // Материалы междунар. науч.-практ. конф. «Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения» 25–28 февраля 2014 г., Ростов н/Д, 2014, с. 206–209.

7. Шишкарев М.П. Оптимизация коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт первого поколения с дифференцированными парами трения // Тракторы и сельхозмашины, 2010, № 4, с. 36–39.

8. Шишкарев М.П., Чан Ван Дык. Обоснование наибольшей точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2015, № 11, с. 20–26.

9. Шишкарев М.П. Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения, 2009, № 8, с. 29–32.

10. Шишкарев М.П. Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения с дифференцированными парами трения (ч. 2) // Известия ОрелГТУ. – 2008. – № 3-2/271 (546), с. 67–71.

11. Фокин А.Е., Гавриленко М.Д., Шишкарев М.П. Исследование адаптивной фрикционной муфты с дифференцированными парами трения // Вестн. ДГТУ, 2011, т. 11, № 1 (52), с. 49–56.

12. А. с. 1055915 СССР, МПК³ F 16 D 7/02, F 16 D 13/04. Предохранительная фрикционная муфта / М.П. Шишкарев (СССР). – № 3475963/25–27; Заявлено 28.07.82; Опубл. 23.11.83. Бюл. № 43. – 6 с.: ил.

Шишкарев М.П.
д.т.н., доцент,
ДГТУ

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ

Аннотация. Показано, что реализация принципа действия адаптивной фрикционной муфты первого поколения, заключающегося в отключении обратной связи при минимальном значении коэффициента трения, позволяет повысить ее номинальный вращающий момент и точность срабатывания. Установлено, что точность срабатывания модернизированной муфты может быть повышена за счет управляющего устройства с двойной величиной коэффициента усиления.

Ключевые слова: адаптивная муфта; эксплуатационные показатели; обратная связь; точность срабатывания.

Shishkarev M.P.
Doctor of Engineering Sciences, docent,
DGTU

A METHOD FOR IMPROVING THE PERFORMANCE OF AN ADAPTIVE FRICTION CLUTCH

Abstract. It is shown that the implementation of the principle of operation of the adaptive friction clutch of the first generation, which consists in switching off the feedback at a minimum value of the coefficient of friction, allows to increase its nominal torque and the accuracy of operation. It is established that the accuracy of the operation of the upgraded coupling can be increased due to the control device with a double gain. In order to maintain the greatest accuracy

of the coupling operation when setting it up, the ratio of the values of the axial stiffness coefficients of the control device springs and the friction group should be equal to the ratio of the initial spring tension forces.

Keywords: adaptive clutch; operational indicators; feedback; accuracy of triggering.

Состояние вопроса

В работе [1] показано, что все конструкции адаптивных фрикционных муфт (АФМ) первого поколения построены по схеме одноконтурной отрицательной обратной связи, независимо от конструктивного исполнения управляющего устройства (УУ), математические модели их номинальной нагрузочной способности и точности срабатывания описываются одинаковыми функциональными зависимостями.

При изменении значения коэффициента трения в 1,5 раза (от минимального до максимального значения) значение коэффициента точности [2] составляет 1,16. Указанная точность срабатывания получена при значении коэффициента усиления (КУ) обратной связи, равном 10, что указывает на резкое снижение номинальной нагрузочной способности АФМ: при значении среднего (расчетного) коэффициента трения $f_{cp} = 0,3$ значение вращающего момента муфты меньше вращающего момента предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания, т. е. без УУ, в 4 раза.

Относительно невысокая точность срабатывания АФМ первого поколения является следствием действия отрицательной обратной связи во всем интервале значений коэффициента трения, в том числе при его минимальном значении.

При настройке муфты на передачу номинального вращающего момента по минимальному значению коэффициента трения [3, 4] указанное обстоятельство является причиной низкой номинальной нагрузочной способности АФМ.

Выявленные причины низкой точности срабатывания и номинальной нагрузочной способности АФМ первого поколения позволяют разработать способ устранения указанных недостатков, который заключается в увеличении номинального (настроечного) вращающего момента без изменения силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) и геометрических параметров муфты.

Цель исследования – разработка и исследование АФМ первого поколения с повышенными технико-эксплуатационными показателями.

Основная часть

Реализация данного способа основана на выключении функционирования обратной связи, по меньшей мере, при минимальном (настроечном) значении коэффициента трения [5, 6]. Технически данный способ воплощен в принципиальной схеме АФМ, показанной на рис. 1, а.

Полумуфты 1 и 2 кинематически связаны одна с другой при помощи фрикционной группы, состоящей из дисков трения 3 и 4. Диски 3 соединены

с барабаном полумуфты 2, диски 4 – со ступицей нажимного диска 5, который установлен на втулке 6 и связан с ней в окружном направлении при помощи шпонки 7.

Втулка 6 установлена на ступице полумуфты 1 и кинематически не связана с ней в окружном направлении, за исключением незначительного трения, которое не будет учитываться в дальнейших математических выкладках.

Силовое замыкание элементов трения фрикционной группы осуществляется при помощи пружины 8. Втулка 6 поджата в направлении упорного диска 9, закрепленного на ступице полумуфты 1, при помощи пружины 10.

УУ муфты состоит из тел качения 11, которые расположены в скошенных гнездах упорного диска 9 и втулки 6 (рис. 1, б). На левом торце втулка 6 имеет заплечик, который ограничивает ее осевое перемещение вправо относительно нажимного диска 5.

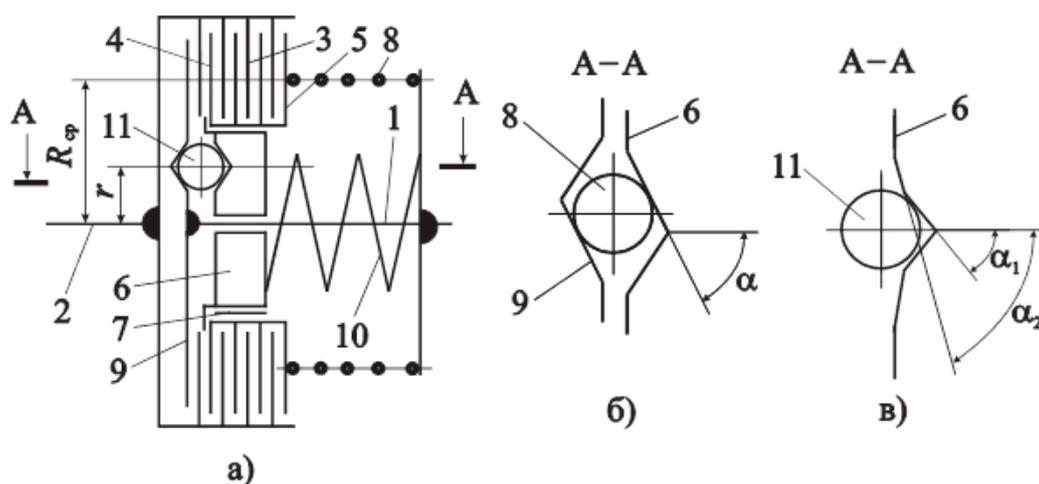


Рис. 1. Принципиальная схема модернизированной АФМ первого поколения

Если полумуфта 1 ведущая, то вращающий момент передается телами качения 11, втулкой 6, шпонкой 7, нажимным диском 5, дисками 3 и 4 (за счет трения) на полумуфту 2. В результате взаимодействия тел качения 11 с боковыми скошенными стенками гнезд возникает осевая сила F_p (распорная сила) как одна из составляющих силы нормального давления в точках контакта (рис. 1, б), которая уменьшает действие силы натяжения пружины 8 на пары трения фрикционной группы.

Благодаря этому осуществляется процесс автоматического регулирования момента сил трения между элементами фрикционной группы в зависимости от значения коэффициента трения и передаваемой нагрузки.

Принцип работы муфты основан на том, что при минимальном значении коэффициента трения распорная сила на телах качения 11 уравновешивается силой натяжения пружины 10 (силой трения между нажимным диском 5 и шпонкой 7 пренебрегаем ввиду ее малой величины). Следовательно, на нажимной диск распорная сила УУ в данный период времени практически не действует, на основании чего запишем:

$$T_{\min} = zF_{n1}R_{cp}f_{\min}, \quad (1)$$

где z – число пар трения 3–4; F_{n1} – сила натяжения пружины 8; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения дисков 3 и 4; f_{\min} – минимальный коэффициент трения.

Значение вращающего момента T_{\min} равно настроечному вращающему моменту АФМ.

В рассматриваемый период времени значение осевого зазора между плечиком втулки 6 и торцом нажимного диска 5 минимальное и может составлять 0,1...0,2 мм. При выполнении неравенства $f_i > f_{\min}$ (где f_i – текущее значение коэффициента трения) и наступлении перегрузки в приводе машины увеличивается распорная сила. В этот период времени вращающий момент АФМ равен:

$$T_i = zR_{cp}f_i(F_{n1} + F_{n2} - F_{pi}), \quad (2)$$

где F_{n2} – сила натяжения пружины 10; F_{pi} – текущая распорная сила.

Значение текущей распорной силы определяется по следующей формуле:

$$F_{pi} = \frac{T_i}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

где α – угол скоса гнезда под тело качения 11 (см. рис. 1, б); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 11 (см. рис. 1, а).

Подставляя формулу (3) в равенство (2) и решая данное уравнение относительно неизвестного T_i , получаем:

$$T_i = zR_{cp}f_i \frac{F_{n1} + F_{n2}}{1 + zCf_i}. \quad (4)$$

Функция (4) – возрастающая по аргументу f_i , однако действие распорной силы при значениях коэффициента трения $f_i > f_{\min}$ требует проверки выполнения условия $T_{\min} \leq T_i$, поскольку при значениях коэффициента трения $f_i \approx f_{\min}$ возможно появление так называемого «провала» нагрузочной характеристики АФМ. При «провале» не выполняется указанное условие, что отрицательно сказывается на точности срабатывания АФМ.

Используя правые части соотношений (1) и (4), получаем:

$$C \leq \frac{n}{zf_{\min}}, \quad (5)$$

где n – коэффициент: $n = F_{n2} / F_{n1}$.

Соотношение (5) получено при помощи следующего приема. Функция (4) принимает минимальные значения при значениях коэффициента трения $f_i \approx f_{\min}$, поэтому в ней условно принят параметр f_{\min} вместо параметра f_i .

Значение коэффициента точности АФМ, с учетом соотношений (1) и (4) (при условии замены в последнем соотношении параметра f_i параметром f_{\max} – максимальным коэффициентом трения), вычисляется по следующей формуле:

$$K_T = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} = \frac{m(1+n)}{1+mn}, \quad (6)$$

где m – коэффициент, отражающий относительную ширину интервала изменения значений коэффициента трения: $m = f_{\max} / f_{\min}$.

Анализ формулы (6) показывает, что значение коэффициента точности K_T уменьшается при увеличении коэффициента n (первая производная функции (6) по аргументу n отрицательная). С учетом соотношения (5) это означает, что точность срабатывания АФМ повышается при увеличении КУ.

Поскольку значение настроечного (номинального) вращающего момента АФМ не зависит от КУ (см. формулу (1)), значение C может быть повышено с целью увеличения точности срабатывания муфты.

Необходимо отметить, что выражение (6), с учетом соотношения (5), может быть приведено к виду, идентичному выражению для определения коэффициента точности K_T муфты-аналога. Это означает, что при равных друг другу значениях КУ C сравниваемые муфты обладают одинаковой точностью срабатывания. Однако стремление к повышению точности срабатывания за счет увеличения КУ C приводит к резкому снижению значения вращающего момента T_H и требует увеличения силы натяжения пружин замыкающей пары трения фрикционной группы.

Увеличение силы натяжения пружины ограничивается допустимым значением контактного давления на поверхностях трения [7]. На основании этого отметим, что при одинаковой силе замыкания пар трения фрикционной группы исследуемая АФМ обладает большей номинальной нагрузочной способностью при равной точности срабатывания, а при одинаковой номинальной нагрузочной способности имеет меньшую силу замыкания пар трения фрикционной группы при более высокой точности срабатывания [8].

Повышение точности срабатывания АФМ

Осевое перемещение втулки 6 в процессе передачи нагрузки позволяет реализовать в муфте переменное значение КУ. Для этого боковые стенки гнезд под тела качения 11 профилированы двумя пересекающимися плоскостями, образующими с осью тела качения углы α_1 и α_2 (см. рис. 1, в). В этом случае принцип действия УУ заключается в том, что при передаче вращающего момента, равного T_{\min} и близких к нему по значению вращающих

моментов тела качения 11 контактируют и участком боковой стенки гнезда, расположенным под углом α_1 , а в остальных случаях – с участком, расположенным под углом α_2 .

Реализация изложенного принципа действия УУ основана на том, что при значениях коэффициента трения, принадлежащих интервалу $f_{\min} \dots f_k$ (где f_k – некоторое значение коэффициента трения, при котором тела качения 11 начинают контактировать с участком боковой стенки гнезда, расположенным под углом α_2 . а заплечик втулки 6 – с нажимным диском 5), распорная сила замыкается только на втулке 6, затем, благодаря заплечу, она начинает действовать на нажимной диск 5.

При значениях коэффициента трения $f_i > f_k$ вращающий момент АФМ определяется по формуле (2), что, с учетом соотношения (3), приводит к следующему выражению:

$$T_i = zR_{\text{cp}} f_i \frac{F_{\text{nl}} + F_{\text{nl}}}{1 + zC_1 f_i}, \quad (7)$$

где C_1 – коэффициент усиления УУ:

$$C_1 = \frac{R_{\text{cp}}}{r} \operatorname{tg} \alpha_2.$$

Очевидно, что $C_1 > C$. Для повышения точности срабатывания АФМ целесообразно, чтобы после начала действия распорной силы на нажимной диск 5 значение вращающего момента стала меньше, чем при значении коэффициента трения f_k . Кроме того, значение вращающего момента T_1 не должно быть меньше, чем вращающий момент T_{\min} , а при значении коэффициента трения f_{\max} – не больше (вращающий момент T_{\max}), чем значение вращающего момента при значении коэффициента трения f_k [9].

Соответствующая этому нагрузочная характеристика АФМ схематично показана на рис. 2.

С учетом соотношения (7) данные условия имеют соответственно следующий вид:

$$1 > \frac{n+1}{1 + zC_1 f_k}, \quad (8)$$

$$f_{\min} \leq f_k \frac{n+1}{1 + zC_1 f_k}, \quad (9)$$

$$f_k \geq f_{\max} \frac{n+1}{1 + zC_1 f_{\max}}. \quad (10)$$

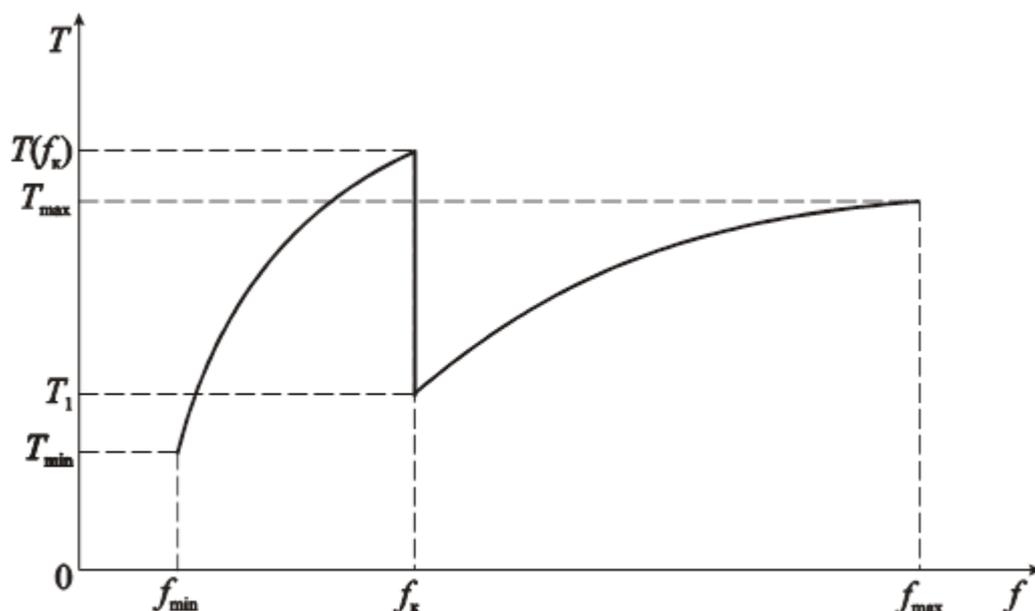


Рис. 2. Схема нагрузочной характеристики АФМ

Запишем соотношения (8) и (9) в следующем виде:

$$f_k > \frac{n}{zC_1}, \quad (11)$$

$$f_k \geq \frac{f_{\min}}{(n+1) - zC_1 f_{\min}}. \quad (12)$$

Сравнение формул (10) и (11) показывает, что правая часть формулы (10) больше правой части формулы (11) в том случае, если выполняется неравенство:

$$n < zC_1 f_{\max}. \quad (13)$$

Далее исследование будет основано на предположении о безусловном выполнении неравенства (13). При форме нагрузочной характеристики АФМ, показанной на рис. 2, значение коэффициента трения f_k определяет точность срабатывания муфты, поэтому целесообразно принять равными друг другу значения f_k , вычисляемые по соотношениям (10) и (12) в форме равенства.

На основании изложенного выше находим:

$$C_1 = \frac{(n+1)^2 m - 1}{(n+2) z f_{\max}}. \quad (14)$$

Графики зависимостей $C(n)$ и $C_1(n)$ отражены на рис. 3 соответственно прямой 1 и кривой 2. Графики показывают, что $C_1 > C$ при всех

значениях коэффициента n в пределах интервала, отложенного на оси абсцисс рисунка.

С учетом формулы (14) значение коэффициента трения f_k , в соответствии с равенством (10), составляет:

$$f_k = \frac{(n+2)f_{\max}}{(n+1)m+1}. \quad (15)$$

Значение коэффициента точности АФМ, с учетом формулы (15), вычисляется по следующему выражению:

$$K_T = \frac{T(f_k)}{T_{\min}} = \frac{(n+2)m}{(n+1)m+1}. \quad (16)$$

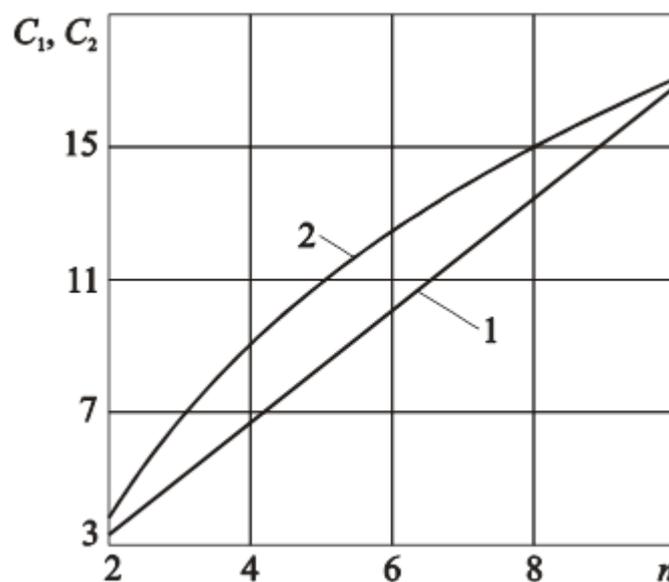


Рис. 3. Зависимости коэффициентов усиления C и C_1 от коэффициента n

В выражении (16) параметр $T(f_k)$ – вращающий момент АФМ при значении коэффициента трения, равном f_k . Сопоставление значений коэффициента точности по формуле (6) и выражению (16) в предположении, что $K_T > K'_T$ приводит к безусловно выполняемому неравенству $m > 1$. Это подтверждает, что при одинаковых параметрах (кроме КУ) второй вариант АФМ обеспечивает более высокую точность срабатывания.

При увеличении коэффициента n уменьшаются значение коэффициента трения f_k и значение коэффициента точности K_T .

Значение КУ C в данном случае можно определить, используя уравнение

$$F_{p.k} = F_{п2} + cx, \quad (17)$$

где $F_{p.k}$ – распорная сила УУ, соответствующая коэффициенту трения f_k ; c – осевая жесткость пружины 10; x – значение осевого перемещения

штулки 6 от левого исходного положения до положения, соответствующего переходу тел качения 11 на участок боковой стенки гнезда с углом наклона α_2 .

Значение распорной силы УУ вычисляется, по аналогии с формулой (3), по соотношению:

$$F_{p.k} = \frac{T(f_k)}{r} \operatorname{tg} \alpha_1 = z F_{п1} C f_k. \quad (18)$$

Подставляя соотношение (18) в равенство (17), получаем с учетом выражения (15):

$$C = \frac{(n+1)m+1}{(n+2)zf_{\max}} \left(n + \frac{cx}{F_{п1}} \right). \quad (19)$$

При настройке предохранительных муфт значение силы натяжения пружины контролируют, чаще всего, по ее осевой осадке, поэтому выражение (19) запишем в следующем виде:

$$C = \frac{[(n+1)m+1]n}{(n+2)zf_{\max}} \left(1 + \frac{x}{x_1} \right), \quad (20)$$

где x_1 – значение осевой осадки пружины 10, соответствующее силе натяжения $F_{п2}$.

При регулировании сил натяжения пружин 8 и 10 с помощью одного регулировочного элемента отношение значений коэффициентов осевой жесткости пружин должно равняться значению коэффициента n . При этом условии сохраняется наибольшая точность срабатывания АФМ.

Действительно, если не выполняется указанное отношение значений коэффициентов осевой жесткости пружин, то при $c_1 > c$ (где c_1 – коэффициент осевой жесткости пружины 8) дополнительное натяжение пружин приведет к большему увеличению силы натяжения пружины 8 по сравнению с силой натяжения пружины 10. Поэтому сила натяжения пружины $F_{п2}$ не будет уравновешивать распорную силу при значениях коэффициента трения $f_i = f_{\min} \dots f_k$, и муфта начнет работать в адаптивном режиме при значении коэффициента трения f_{\min} или $f_i < f_k$.

В первом случае уменьшается значение вращающего момента T_{\min} , во втором случае – вращающий момент в начальный период работы АФМ в адаптивном режиме становится меньше, чем вращающий момент T_{\min} . Это приводит к снижению точности срабатывания муфты [10].

Уменьшение сил натяжения пружин, наоборот, приводит к нарушению баланса силы $F_{п2}$ и распорной силы ($F_{п2} > F_p$) и, соответственно, к увеличению коэффициента трения f_k , т. е. к снижению точности срабатывания АФМ.

При $c_1 < c$ увеличение сил натяжения пружин приводит к нарушению баланса силы F_{n2} и распорной силы ($F_{n2} > F_p$), а уменьшение сил натяжения пружин – к началу действия обратной связи при значении коэффициента трения f_{\min} . В обоих случаях будет снижена точность срабатывания АФМ.

Обсуждение и результаты

Введение в конструкцию АФМ первого поколения (базовый вариант) устройства, отключающего действие обратной связи при минимальном значении коэффициента трения, позволило повысить номинальный вращающий момент и точность срабатывания муфты.

Модернизация УУ обратной связи за счет обеспечения дифференцированной величины КУ в соответствующих интервалах значений коэффициента трения позволяет дополнительно повысить точность срабатывания АФМ.

Наибольшая точность срабатывания модернизированной АФМ поддерживается с помощью определенного значения отношения первоначальных сил натяжения замыкающих пружин.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании модернизированной АФМ первого поколения для определения величин параметров, обеспечивающих более высокую номинальную нагрузочную способность и точность срабатывания муфты.

Заключение

1. Выключение действия обратной связи при минимальном значении коэффициента трения позволяет повысить номинальный (настроечный) вращающий момент и точность срабатывания базового варианта АФМ первого поколения.

2. Точность срабатывания модернизированной АФМ определяется ограниченной величиной КУ и может быть повышена за счет УУ с двойным значением КУ.

3. Для сохранения наибольшей точности срабатывания, модернизированной АФМ при ее настройке отношение значений коэффициентов осевой жесткости пружин, замыкающих УУ и фрикционную группу, должно быть равно значению отношения первоначальных сил натяжения пружин.

Список литературы

1. Шишкарёв М.П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 2. – С. 13–15.
2. Шишкарёв М.П. Функциональные связи между характеристиками предохранительных фрикционных муфт // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 5. – С. 8–10.
3. Шишкарёв М.П. Оптимальный способ настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 3. – С. 16–19.
4. Шишкарёв М.П. Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. – 2009. – № 8. – С. 29–32.

5. Шишкарев М.П. Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. – 2009. – № 9. – С. 3–6.
6. Шишкарев М.П. Влияние способа настройки адаптивной фрикционной муфты (базовый вариант) на ее предельную нагрузку // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2020. – № 12. – С. 552–557.
7. Шишкарев М.П. Повышение нагрузочной способности и точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2010. – № 5. – С. 18–24.
8. Шишкарев М.П. Анализ переходного периода адаптивных фрикционных контактов в условиях положительного прироста коэффициента трения // Изв. вузов. Машиностроение. – 2000. – № 3. – С. 14–17.
9. Шишкарев М.П., Чан Ван Дык. Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – № 10. – С. 40–46.
10. Шишкарев М.П., Чан Ван Дык. Анализ точности срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2016. – № 5. – С. 33–38.

Вороненко В.П.

*д.т.н., профессор,
ФГБОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН»*

Шлепин А.К.

*аспирант
ФГУП «ФЦДТ «Союз»*

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СБОРОЧНЫХ МЕСТ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ МАТЕРИАЛЬНЫХ ПОТОКОВ

Аннотация. Настоящая статья посвящена повышению производительности сборочных мест путем оптимизации материальных потоков. Рассматривается алгоритм для оптимального размещения тары на рабочем месте, при котором материальный поток будет минимальным. Для автоматизированного расчета предложена программа.

Ключевые слова: расстановка оборудования; оптимизация; муравьиный алгоритм.

Voronenko V.P.

*Doctor of Engineering Sciences, professor,
FGBOU VO MGTU «STANKIN»*

Shlepin A.K.

*graduate student,
FGUP «FCDT «Soyuz»*

INCREASING THE PRODUCTIVITY OF ASSEMBLY SITES BY OPTIMIZING MATERIAL FLOWS

Abstract. This article is devoted to improving the productivity of assembly area by optimizing material flows. An algorithm is observed for the optimal distribution of tote-box at the

workplace, in which the material flow will be minimal. A program is proposed for automated calculation.

Keywords: equipment distribution; optimization; ant colony optimization algorithm.

Одним из трудоемких этапов изготовления изделий является сборка. Трудоемкость сборочных процессов составляет от 20% до 60% общей трудоемкости изготовления изделия, при этом длительность цикла самой сборки относительно невелика. Также затраты на сборочные процессы могут достигать до 50% от общих затрат на изготовление всего изделия. Эффективность процесса сборки изделий в значительной мере определяется эффективной работой и загруженностью сборочных мест.

Анализ временной структуры выполнения сборочных операций показал, что время непосредственного соединения деталей значительно меньше вспомогательного времени, затрачиваемого на пространственные перемещения собираемых деталей. В связи с этим возникает задача по сокращению траекторий этих перемещений. Эта задача наиболее актуальна для многономенклатурной сборки сборочных единиц, что характерно большинству сборочных мест.

Для размещения деталей на рабочем месте устанавливают тары с собираемыми деталями (рис. 1).



Рис. 1. Типовое рабочее место на сборочном участке

От размещения тары на рабочем месте в значительной мере определяются траектории перемещения собираемых деталей в процессе сборки каждого наименования сборочной единицы. При многономенклатурной сборке имеет место быть множество разных траекторий движения собираемых деталей. Это связано с большим количеством наименований деталей в сборочных единицах. В соответствии с этим возникает задача оптимизации суммарного материального потока на рабочем месте.

Целевой функцией оптимизации является критерий минимума суммарной длины материального потока на сборочном месте для заданной программы выпуска, м/см (формула 1).

$$L_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \sum_{\alpha\gamma=1}^{\omega} 2l_{\alpha\gamma ij}, \quad (1)$$

где m – количество наименований сборочных единиц, собираемых в рабочей зоне сборочного места в смену;

n – число сборочных единиц j -го наименования, собираемых в рабочей зоне сборочного места в смену;

ω – число деталей i -го наименования в технологическом процессе сборки j -ой сборочной единицы, собираемых в рабочей зоне сборочного места в смену;

$l_{\alpha\gamma ij}$ – расстояние от α -ой тары с деталями i -го наименования до γ -й сборочной позиции, между которыми происходит перемещение i -го наименования детали для j -го наименования сборочной единицы, м.

Для решения задачи по определению оптимальной размещения тары с собираемыми деталями на рабочем месте можно воспользоваться «муравьиными» алгоритмами.

Суть данного алгоритма для решения задачи по определению оптимального размещения тары заключается в следующем: «муравьи» ищут оптимальный маршрут аналогично задаче коммивояжера, но при этом посещенные «муравьями» позиции – тары с собираемыми деталями на рабочем месте. Переходя от одной позиции к другой, «муравьи» оставляют путь, по которому следующие «муравьи» будут выбирать оптимальный маршрут.

Данный алгоритм выполняется за несколько итераций. Каждая итерация состоит из определенного числа шагов, последовательное выполнение которых приводит к определению искомой величины.

Исходными данными для задачи размещения тары с деталями на сборочном месте являются:

- количество наименований сборочных единиц;
- расстояния между каждой тарой и сборочной позицией;
- технологические процессы сборки каждого наименования сборочной единицы;
- количество тар с деталями на сборочном месте;
- конфигурация сборочного места с указанием мест установки тары с деталями;
- ограничения на размещение тары с деталями:
 1. За траекторию примем только прямолинейное движение;
 2. Массу переносимых деталей разобьем на две группы:
 - от 0,01 до 1 кг;
 - от 1 до 10 кг;
 3. Количество переносимых деталей за один раз 1 шт.

Для оптимизации суммарной длины материального потока на сборочном месте была разработана программа.

Каждой позиции, на которой может быть размещена тара на сборочном месте, присваивается собственный уникальный номер. При этом важно, чтобы для нумерации тары использовались последовательно все натуральные числа. Если какой-либо номер использован не будет, программа выдаст ошибку.

В верхнем левом углу (рисунок 2) записываются технологические процессы сборки деталей в сборочную единицу. Каждая строка соответствует одному технологическому процессу сборки. Первое число в строке означает номер первой тары, используемой в технологическом процессе сборки, второе число – номер второй тары и т.д. Таким образом, количество чисел в строке равно количеству операций в технологическом процессе сборки.

Справа находится поле (рис. 2), в котором указывают суммарное расстояние, на которое перемещаются детали в соответствии с технологическим процессом сборки, с коэффициентом 2. Расстояние указывается в м.

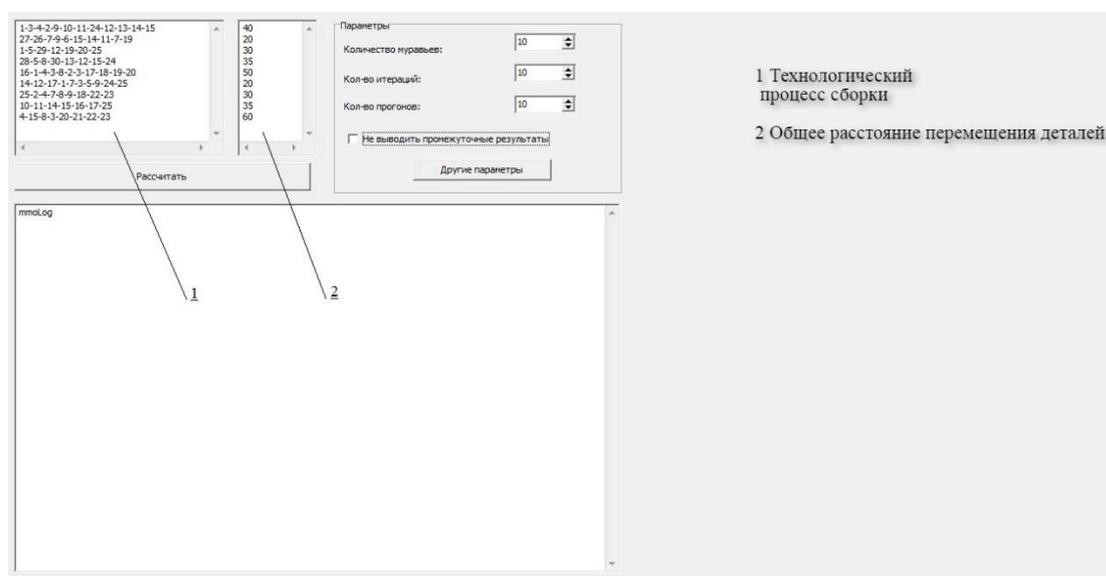


Рис. 2. Окно программы для ввода исходных данных

После ввода исходных данных в данной программе на нижнем поле будут выведены результаты расчетов. В этом поле в столбик будут выписаны те значения оптимальной функции, которые были получены при каждом прогоне. Количество этих значений равно количеству прогонов. Среди всех этих значений необходимо найти наименьшее число – значение целевой функции (формула 1).

Следующее действие – поиск строки, в которой указана расстановка тары, дающая такое значение целевой функции.

Таким образом, определяется оптимальное размещение тары. Размещение тары представляет собой последовательный список, упорядоченный по позициям, на которых должна быть установлена тара с соответствующим номером.

Так, например, расстановка 5-1-3-4-2 означает, что на первой позиции на сборочном месте размещается тара под индивидуальным номером 5, на второй позиции – № 1, на третьей позиции – №3, на четвертой – №4 и на пятой позиции – № 2.

Заключение

Предложенный метод использования программы для проектирования сборочных мест многономенклатурного производства является актуальным, он позволяет повысить производительность сборочных мест и участков путем оптимизации материальных потоков и снизить трудозатраты при сборке изделий.

Список литературы

1. Вороненко В.П., Иванова Е.А. Оптимизации материальных потоков на производственном участке// Сб. научных трудов семинара «Современные технологии в машиностроении». – М.: МГГУЮ, 20013.– 379с.
2. Вороненко В.П. Повышение производительности сборочных участков многономенклатурного производства путем рационального распределения сборочных операций по рабочим местам с учетом их текущего состояния// Материалы VI международного научно-технического семинара «Современные технологии сборки»: сборник под ред. М.В. Вартанова, И.Н. Зининой.– Москва: Московский Политех, 2019. – С.14-20.
3. Вороненко В.П., Коротеев Т.И. Повышение эффективности сборочных участков путем оптимизации вспомогательного времени на сборочных местах за счет минимизации траекторий движения соединяемых деталей// Материалы XIII международной конференции «Машиностроение: традиции и инновации (МТИ-2020)». Сборник докладов.- М.ФГБОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН», 2020. – С.199 – 205.

Пантюхина Е.В.

к.т.н., доцент

Прейс В.В.

д.т.н., профессор,

ТулГУ

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ДИСКОВЫХ БУНКЕРНЫХ ЗАГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ С НЕЯВНОЙ АСИММЕТРИЕЙ ПО ТОРЦАМ

Аннотация. Рассматривается концепция построения комплекса математических моделей производительности механических дисковых бункерных загрузочных устройств и результаты верификации разработанных математических моделей с использованием известных и оригинальных данных экспериментальных исследований, которые составили научные основы проектирования механических дисковых бункерных загрузочных устройств для деталей с неявной асимметрией по торцам.

Ключевые слова: загрузочные устройства; асимметричные детали; вероятность захвата; пассивное ориентирование.

Pantyukhina E.V.

Candidate of Technical Sciences, Docent

Preis V.V.

*Doctor of Engineering Sciences, Professor,
TulGU*

SCIENTIFIC BASES OF DESIGNING MECHANICAL DISK HOPPER LOADING DEVICES FOR PARTS WITH IMPLICIT ASYMMETRY AT THE ENDS

Abstract. The concept of constructing a complex of mechanical disk hopper feeding devices feed rate mathematical models and the results of the developed mathematical models verification using known and original experimental research data, which formed the scientific basis for designing mechanical disk hopper feeding devices for parts with implicit asymmetry at the ends, are considered.

Keywords: loading devices; asymmetric parts; probability of capture; passive orientation.

Введение

Механические дисковые бункерные загрузочные устройства (БЗУ) давно и успешно применяют для автоматической загрузки в технологические сборочные машины-автоматы и автоматические линии небольших по массе штучных деталей, относящихся к классу объемных осесимметричных деталей формы тел вращения, с явно выраженными ключами ориентации: смещением центра масс вдоль продольной оси симметрии и/или продольной асимметрией внешней или внутренней формы. Однако, при загрузке деталей с неявно выраженными ключами ориентации производительность и надежность известных конструкций механических БЗУ значительно снижается. В частности, такая проблема возникла в производстве патронов для стрелкового оружия [1].

С целью расширения технологических возможностей известных механических БЗУ, повышения их производительности и надежности при загрузке деталей с неявно выраженными ключами ориентации, авторами был разработан ряд усовершенствованных механических дисковых БЗУ, в которых введены дополнительные конструктивные элементы, позволяющих повысить вероятность захвата и пассивного ориентирования подобных деталей (рис.).

Дисковое БЗУ с радиальными прямоугольными карманами, кольцевым ориентатором и гребенками (рис. 1, а) предназначено для загрузки цилиндрических сплошных и пустотелых деталей с коническим торцом при отношении габаритных размеров (длины l детали и диаметра d цилиндрической части детали) в диапазоне $3 \leq l/d \leq 5$. Кольцевой ориентатор установлен по

периферии диска с радиальными карманами, а гребенки установлены в радиальных пазах [2, 3].

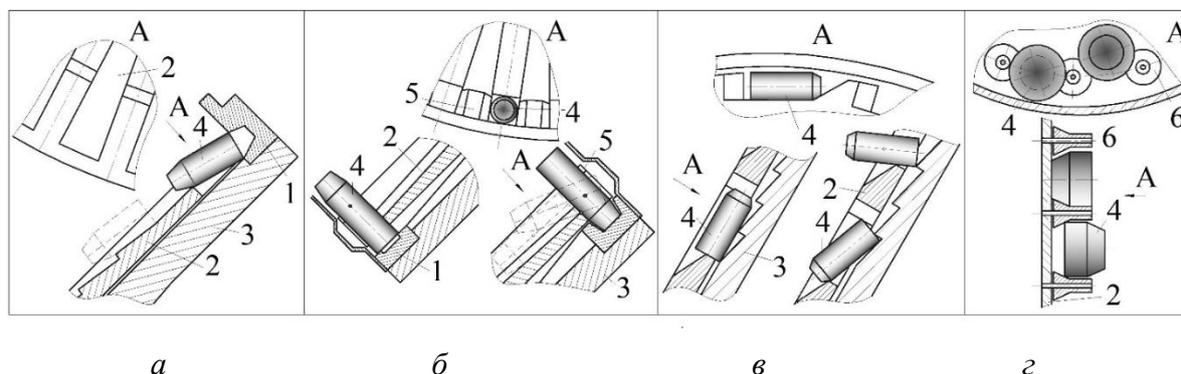


Рис. Усовершенствованные конструкции механических дисковых БЗУ:
 а – с радиальными прямоугольными карманами, кольцевым ориентатором и гребенками; б – с аксиальными карманами, зубьями и кольцевым ориентатором;
 в – с тангенциальными карманами и гребенкой; г – с вертикальным диском и тангенциальными карманами, образованными роликами; 1 – кольцевой ориентатор; 2 – диск; 3 – основание; 4 – деталь; 5 – зубья; 6 – ролики

Дисковое зубчатое БЗУ с аксиальными карманами, чередующимися с зубьями, и кольцевым ориентатором (рис. 1, б) предназначено для загрузки цилиндрических сплошных и пустотелых деталей с коническим или сферическим торцом при отношении $2 \leq l/d \leq 3$. Кольцевой ориентатор установлен под диском в районе аксиальных карманов [4].

Дисковое БЗУ с тангенциальными карманами и гребенкой (рис. 1, в) применяют для загрузки цилиндрических сплошных деталей с коническим торцом при отношении $1,5 \leq l/d \leq 3$ и при отношении длины конического торца h к длине детали в диапазоне $0,25 \leq h/l \leq 0,3$ [5].

Дисковое БЗУ с вертикальным диском и тангенциальными карманами (рис. 1, г) предназначено для загрузки плоских сплошных или пустотелых деталей с коническим или сферическим торцом при отношении $l/d \leq 1$. Тангенциальные карманы БЗУ образованы легкоъемными роликами, установленными с возможностью вращения [6].

Основной задачей, решаемой в процессе проектирования БЗУ, является достоверное определение его фактической производительности в зависимости от частоты вращения (окружной скорости) диска с захватывающими органами и параметров загружаемых деталей, что невозможно без адекватных и корректных математических моделей или достаточных экспериментальных данных.

Концепция построения математических моделей производительности БЗУ

В области теории производительности механических БЗУ к середине прошлого века в СССР сложились два концептуально различных подхода к математическому описанию и моделированию производительности БЗУ.

Проф. В.Ф. Прейс при математическом описании граничных значений кинематических параметров БЗУ основывался на законах классической механики, а для математического описания зависимости коэффициента выдачи БЗУ от частоты вращения (окружной скорости) диска с захватывающими органами использовал эмпирические выражения, полученные им в результате аппроксимации результатов экспериментальных исследований 20 различных типов механических БЗУ. Недостатком данного подхода является то, что полученные математические модели можно достоверно использовать только для расчета фактической производительности БЗУ полностью идентичных конструкций и загружаемых ими деталей.

Проф. М.В. Медвидь для математического описания зависимости коэффициента выдачи БЗУ от его конструктивных параметров и параметров загружаемых деталей использовал законы классической теории вероятностей, что позволило получить корректное математическое описание максимальной величины коэффициента выдачи. Однако, получить корректное математическое описание зависимости коэффициента выдачи БЗУ от частоты вращения (окружной скорости) диска с захватывающими органами не удалось, что затрудняло использование предложенного подхода в практике проектирования БЗУ.

На основе обобщения двух рассмотренных выше подхода авторами была предложена новая концепция математического описания фактической производительности механических дисковых БЗУ [7].

Для математического описания зависимости коэффициента выдачи η от окружной скорости v захватывающих органов БЗУ было предложено использовать эмпирическую зависимость, полученную ранее проф. В.Ф. Прейсом, преобразованную к виду

$$\eta = \eta_{\max} (1 - \varepsilon v^4) \quad (1)$$

где η_{\max} – максимальное значение коэффициента выдачи, соответствующее окружным скоростям захватывающих органов близких к нулю; ε – некоторый коэффициент.

Полагая, что при некоторых предельных окружных скоростях захватывающих органов $v = v_{\text{пред}}$ коэффициент выдачи стремится к нулю, из формулы (1) получим, что

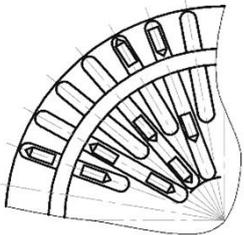
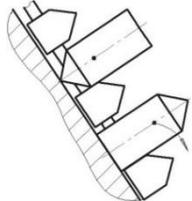
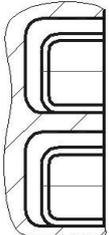
$$\varepsilon = v_{\text{пред}}^{-4} \quad (2)$$

Математические описания предельной окружной скорости $v_{\text{пред}}$ захватывающих органов для различных типов дисковых БЗУ были получены на основе гипотезы проф. В.Ф. Прейса о кинетической энергии, сообщенной детали движущимся захватывающим органом, достаточной для того, чтобы произошел выброс детали из него.

Математические описания для предельных окружных скоростей были найдены как для усовершенствованных, так и для известных конструкций БЗУ (табл. 1).

Таблица 1

Выражения для определения предельных окружных скоростей захватывающих органов традиционных БЗУ

Тип БЗУ и его схема		Выражение для определения $v_{\text{пред}}$
С радиальными профильными карманами		$\sqrt{d \cdot g + 0,4g(h_p + 2\Delta t) - 0,2g\sqrt{5d^2 - 4(\Delta t - 2h_p)^2}}$
С зубьями		$\left[\frac{\pi(2R-d)}{k} - 0,5 \frac{(h_3^2 + d^2) + h_3\sqrt{h_3^2 + d^2}}{h_3 + \sqrt{h_3^2 + d^2}} \right] \sqrt{\frac{g \sin \alpha_{\text{бун}}}{d}},$ где $h_3 = \frac{4R}{k} - d - \Delta t$
С тангенциальными профильными карманами		$\left(\sqrt{\frac{l^2}{d^2} - 0,25} - \frac{x_c}{d} \right) \cdot \sqrt{\frac{d \cdot g}{1 + 0,5(1 - \frac{x_c}{l}) - \sqrt{1 - \frac{0,25d^2}{l^2}}}}$
Вертикальное с профильными карманами		$\sqrt{0,2g \left[(4\Delta t + 5d_1) + \sqrt{(4\Delta t + 5d)^2 - 20(d + \Delta t)^2} \right]}$

В табл. 1 приведены параметры: h_p – высота радиального паза; x_c – расстояние координаты центра масс детали до ее основания с наибольшим диаметром; Δt – величина зазора между стенкой захватывающего органа и расположившейся в нем детали; μ – коэффициент трения деталей об элементы БЗУ; k – количество захватывающих органов.

Для математического описания максимального значения коэффициента выдачи η_{\max} было решено использовать выражение, предложенное проф. М.В. Медвидем

$$\eta_{\max} = p_i p_c, \quad (3)$$

где p_i – вероятность нахождения детали на пути захватывающего органа в положении, благоприятном для захвата; p_c – вероятность того, что захвату не мешает взаимосцепляемость загружаемых деталей.

Вероятность p_i в формуле (3) описывали математическим выражением, предложенным проф. М.В. Медвидем

$$p_i = 1 - (1 - p_{i\max})^m (1 - p_{i\min})^r, \quad (4)$$

где $p_{i\max}$ и $p_{i\min}$ – максимальное и минимальное значения вероятности p_i , характеризующие приближение детали к захватывающему органу в требуемом для ориентирования положении; m – количество деталей, которое может разместиться по окружности захватывающих органов в зоне, свободной от деталей (как правило, принимается его максимальное значение $m = 3$); r – количество деталей, которое может разместиться по окружности захватывающих органов в зоне захвата φ_3 деталей.

Для определения параметра r авторами была предложена формула

$$r = \frac{\pi R \psi_3}{180l}, \quad (5)$$

в которой R – начальный радиус вращающегося диска БЗУ по осям профильных карманов, а зона захвата φ_3 деталей была определена из условий статического равновесия детали в захватывающем органе БЗУ.

Математическое описание вероятности p_c было получено на основе подхода М.В. Медвидя в следующем виде

$$p_c = 1 - \frac{1}{2\sqrt{2} \cdot \pi \cdot n \cdot \Sigma F} \sum_{i=1}^{i=n^2} \left((F_1 + F_2)_i \cdot \sqrt{\xi_{xi}^2 + \xi_{yi}^2} \right), \quad (6)$$

где ΣF – площадь всех поверхностей, ограничивающих деталь; F_1 и F_2 – площади каждой из двух прилегающих поверхностей; ξ_{xi}, ξ_{yi} – наибольшие углы поворота i -х сторон прилегающих деталей без их разъединения вокруг соответствующих осей. В случае прилегания гладких и ровных поверхностей детали $\xi_{xi} = \xi_{yi} = 2\mu_0$. При контакте сферических или конических поверхностей с другими $\xi_{xi} = 2\mu_0$,

$\xi_{yi} = 0$, где μ_0 – коэффициент трения прилегающих поверхностей деталей друг о друга.

Тогда, с учетом выражений (3) – (6), обобщенная математическая модель фактической производительности механических дисковых БЗУ может быть представлена выражением

$$\begin{aligned}
 \Pi_{\text{БЗУ}} = & 60 \frac{v}{t} \left[1 - (1 - p_{i\max})^m (1 - p_{i\min})^{\frac{\pi R \psi_3}{180 \cdot l}} \right] \times \\
 & \times \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^{i=n^2} \left[(F_1 + F_2)_i \cdot \sqrt{\xi_{xi}^2 + \xi_{yi}^2} \right]}{2\sqrt{2} \cdot \pi \cdot n \cdot \Sigma F} \right] \cdot \left(1 - \frac{v^4}{v_{\text{пред.}}^4} \right). \quad (7)
 \end{aligned}$$

На основе предложенной концепции авторами были разработан комплекс математических моделей и проведено компьютерное моделирование фактической производительности для различных типов механических дисковых БЗУ [8 – 15].

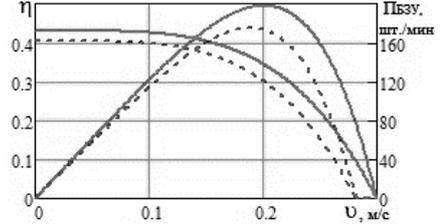
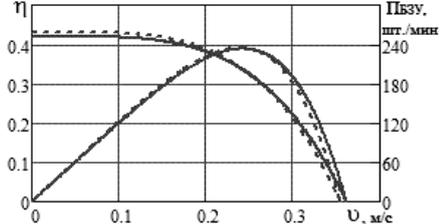
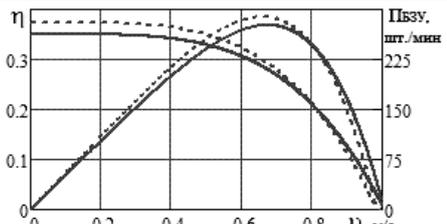
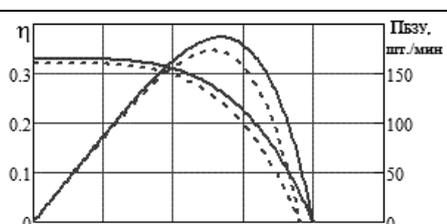
Верификация математических моделей производительности

Верификация разработанного авторами комплекса математических моделей фактической производительности БЗУ проводилась, как с использованием результатов экспериментальных исследований В.Ф. Прейса известных конструкций механических дисковых БЗУ, так и результатов собственных экспериментальных исследований авторов усовершенствованных конструкций механических дисковых БЗУ для деталей с неярко выраженными ключами ориентации.

В табл. 2 приведены графики зависимостей коэффициента выдачи и производительности БЗУ от окружной скорости захватывающих органов, построенные по экспериментальным данным В.Ф. Прейса и на основе разработанных авторами математических моделей, а также значения параметров БЗУ: η_{\max} , $v_{\text{пред.}}$ и ε , полученные В.Ф. Прейсом путем аппроксимации экспериментальных данных, и авторами с использованием предложенных математических выражений.

Таблица 2

Сравнительные графики зависимостей коэффициента выдачи и производительности БЗУ от окружной скорости захватывающих органов:
 (————) – экспериментальные зависимости по В.Ф. Прейсу;
 (----) – теоретические зависимости, полученные авторами

Тип БЗУ	Графики зависимости коэффициента выдачи и производительности от окружной скорости	Экспериментальные значения (по В.Ф. Прейсу)			Аналитические значения (по предложенной модели)		
		η_{\max}	$v_{\text{пред.}}$	ε	η_{\max}	$v_{\text{пред.}}$	ε
С радиальными профильными карманами		0,43	0,300	53,89	0,404	0,282	63,725
С зубьями		0,420	0,362	24,51	0,431	0,355	27,137
С тангенциальными профильными карманами		0,350	1,007	0,34	0,374	0,986	0,396
Вертикальное с профильными карманами		0,330	0,799	0,81	0,321	0,762	0,952

Как видно из данных табл. 2, экспериментальные и теоретические зависимости коэффициента выдачи и производительности БЗУ от окружной скорости захватывающих органов, а также значения параметров БЗУ: η_{\max} , $v_{\text{пред.}}$ и ε совпадают с относительной погрешностью не более 11 %. В виду того, что размах случайных колебаний фактической производительности относительно средней величины может достигать 20 %, то разработанные авторами математические модели фактической производительности механических дисковых БЗУ можно считать адекватными и корректными.

Проведенные авторами экспериментальные исследования фактической производительности усовершенствованных конструкций механических дисковых БЗУ также подтвердили адекватность и корректность разработанных математических моделей [16, 17].

Заключение

Таким образом, предложенная авторами концепция построения математических моделей фактической производительности механических дисковых БЗУ, заключающаяся в сочетании методов классической механики и теории вероятностей, позволяет получить адекватные и корректные математические описания вероятности захвата деталей движущимися захватывающими органами, коэффициента выдачи и фактической производительности различных конструкций механических БЗУ в зависимости от их конструктивных и кинематических параметров, а также физико-технических параметров загружаемых деталей.

Комплекс математических моделей фактической производительности, результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученных авторами, стали научной основой методики автоматизированного проектирования БЗУ. Авторами были разработаны компьютерные программы для расчета фактической производительности и программные комплексы с пользовательскими интерфейсами для автоматизированного параметрического синтеза различных конструкций механических БЗУ заданную производительность [18 – 20].

Разработанные математические модели производительности в совокупности с разработанной методикой проектирования БЗУ и компьютерными программами, базирующиеся на результатах теоретических и экспериментальных исследованиях, являются основой для разработки в дальнейшем САПР механических дисковых БЗУ для различных деталей, как с неявной, так и с явной асимметрией по торцам.

Список литературы

1. Пантюхина Е.В., Прейс В.В. Механические бункерные загрузочные устройства для элементов патронов стрелкового оружия с неявной асимметрией // В сборнике: Инновационные технологии и технические средства специального назначения. Труды XII общероссийской научно-практической конференции. В 3-х томах. Сер. «Библиотека журнала «Военмех. Вестник БГТУ». Санкт-Петербург, 2020. С. 79-85.

2. Давыдова Е.В., Прейс В.В. Бункерное загрузочное устройство для деталей с неявно выраженной асимметрией торцов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2007. № 9. С. 28-33.

3. Патент № 2020610979. Бункерное загрузочное устройство для цилиндрических заготовок с конической формой одной из концевых частей / В.В. Прейс, Е.В. Пантюхина. Оpubл. 23.04.2020. Бюл. № 12.

4. Патент № 159403 РФ. Бункерное загрузочное устройство / В.В. Прейс, Е.В. Давыдова, А.В. Хачатурян. Оpubл. 10.02.2016. Бюл. № 4.

5. Патент № 158620. Бункерное загрузочное устройство для стержневых заготовок с цилиндрической формой одного из торцов и конической формой другого/ Е.В. Давыдова, В.В. Прейс, Д.А. Провоторов, К.Н. Провоторова. Оpubл. 20.01.2016. Бюл. № 2.

6. Патент № 170000. Бункерное загрузочное устройство / Е.В. Давыдова, В.В. Прейс, А.В. Чурочкин. Оpubл. 11.04.2017. Бюл. № 11.

7. Pantyukhina E. V. Integrated approach methodology for evaluating the feed rate of mechanical disk hopper-feeding devices // IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conference Series. 2020 Vol. 1546. P. 012024. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012024.

8. Давыдова Е.В., Прейс В.В. Аналитическая модель производительности бункерного загрузочного устройства с радиальными гнездами и кольцевым ориентатором // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2009. № 11. С. 23-30.

9. Давыдова Е.В., Прейс В.В. Аналитическая модель и методика расчета производительности вертикального бункерного загрузочного устройства // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 9. С. 27-31.

10. Голубенко В.В., Давыдова Е.В., Прейс В.В. Аналитическая модель производительности дискового зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. № 6-2. С. 104-113.

11. Давыдова Е.В., Прейс В.В., Провоторова К.Н. Математическая модель производительности дискового бункерного загрузочного устройства с тангенциальными профильными гнездами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 10. С. 7-10.

12. Бурцев Д.В., Давыдова Е.В., Прейс В.В. Математическая модель производительности дискового бункерного загрузочного устройства с радиальными профильными гнездами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 9. С. 33-36.

13. Давыдова Е.В., Дружинина А.В., Прейс В.В. Математическая модель производительности механического дискового зубчатого бункерного загрузочного устройства с параметрическими отказами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 10. С. 11-15.

14. Хачатурян А.В., Пантюхина Е.В., Прейс В.В. Математическая модель фактической производительности зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором для пустотелых деталей // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 7. С. 98-110.

15. Пантюхина Е.В., Прейс В.В. Математическая модель производительности бункерного загрузочного устройства с тангенциальными карманами и гребенкой // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2021. № 8. С. 372-378.

16. Пантюхина Е.В., Прейс В.В., Хачатурян А.В. Верификация математической модели производительности механического зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором // В сборнике: Машиностроение и техносфера XXI века. Материалы XXIII междунар. научно-техн. конф. Севастополь. 2016. С. 87-90.

17. Пантюхина Е.В., Прейс В.В., Пузиков И.В., Дьякова Э.В. Результаты теоретического и экспериментального исследования вертикального бункерного загрузочного устройства с роликами для плоских и близких к равноразмерным деталям с неявной асимметрией // В сборнике: Проблемы машиноведения. Материалы V Международной научно-технической конференции. Омск, 2021. С. 377-386.

18. Пантюхина Е.В. Разработка программного обеспечения для расчета фактической производительности бункерных загрузочных устройств для деталей с неявно выраженной асимметрией торцов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 9. С. 433-441.

19. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ 2020665252. Программный модуль с пользовательским интерфейсом для автоматизированного параметрического синтеза дискового зубчатого бункерного загрузочного устройства на заданную производительность / Прейс В.В., Хачатурян А.В. Опубл. 24.11.2020.

20. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ 2020617114. Программа расчёта производительности тангенциального бункерного загрузочного устройства с гребенкой для полых и сплошных деталей формы тел вращения с коническим торцом / Пантюхина Е.В., Пузиков И.В. Опубл. 29.07.2021.

Кузнецова С.В.

к.т.н., доцент

Симаков А.Л.

д.т.н., профессор,

ФГБОУ «ВО КГТА им. Дегтярева»

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ВЗАИМНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИ СБОРКЕ ПО СИЛОВЫМ ФАКТОРАМ В ЗОНЕ КОНТАКТА

Аннотация. Статья посвящена вопросам силомоментного очувствления при роботизированной сборке соединений типа «вал – отверстие». Требуется распознать положение точки контакта деталей по сигналам с датчика сил и моментов, установленного перед захватным устройством манипулятора. В статье рассмотрен случай одноточечного контакта соединяемых деталей. Получены уравнения взаимосвязи сил и моментов, измеренных датчиком, с параметрами, определяющими положение точки контакта деталей. Описаны результаты оценки чувствительности датчика сил и моментов применительно к распознаванию ориентации детали.

Ключевые слова: Идентификация положения; силомоментное очувствление; роботизированная сборка; точки контакта; чувствительность датчика.

Kuznetsova S.V.

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

Simakov A.L.

Doctor of Technical Sciences, Professor

FGBOU VO «KGTA named after V. A. Degtyarev»

IDENTIFICATION OF THE RELATIVE POSITION OF PARTS DURING ASSEMBLY BY FORCE FACTORS IN THE CONTACT ZONE

Abstract. The article is devoted to the issues of force-moment sensing during robotic assembly of «shaft-hole» type joints. It is required to recognize the position of the point of contact of the parts by signals from the force and moment sensor installed in front of the gripper of the manipulator. The article deals with the case of single-point contact of the parts to be connected. Equations are obtained for the relationship between the forces and moments measured by the sensor, with the parameters that determine the position of the point of contact of the parts. The results of evaluating the sensitivity of the sensor of forces and moments in relation to the recognition of the orientation of the part are described.

Keywords: position identification; force-moment sensing; robotic assembly; contact points; sensor sensitivity.

Введение

Сборка – это технологическая операция, которая требует строго дозированного силового воздействия на объект, поэтому для решения задач ориентирования соединяемых деталей целесообразно иметь информацию об усилиях.

Силомоментные датчики вырабатывают информацию о силовых факторах, действующих на рабочий орган промышленного робота в процессе

функционирования (при манипулировании деталями, ощупывании, отслеживании контура изделия и др.).

Вопросам создания робототехнических систем с силомоментным чувствлением посвящены работы отечественных [1–3] и зарубежных [4, 5] ученых.

Низкий уровень автоматизации сборочных операций свидетельствует о наличии нерешенных задач. Постоянный рост точности деталей машин и их соединений приводит к усложнению условий сборки. Современные промышленные роботы, не обладающие требуемой точностью позиционирования, все больше нуждаются в разработке адаптивных алгоритмов управления движением исполнительных органов. Один из вариантов, позволяющих расширить технологические возможности сборочного робота, основывается на построении обратной связи посредством датчика сил и моментов [6]. Известен ряд зарубежных работ по применению силомоментных датчиков при сборке [7]. Вместе с тем, алгоритм решения задачи не раскрывается.

В работах [8], [9] поставлена задача создания алгоритма корректировки положения детали по данным силомоментного (шестикомпонентного) датчика (модель Gamma SI-65-5 фирмы ATI Industrial Automation), установленного перед рабочим органом промышленного робота (манипулятора ABB IRB 140, оснащенного пневматическим схватом Schunk GSM-P-64-E-180). Объект сборки – цилиндрическое соединение с зазором менее 0,01 мм.

Трудность решения данной задачи заключается в том, что сигналы с силомоментного сенсора не содержат прямой информации о положении или ориентации соединяемых деталей. Поэтому, возникает необходимость в разработке подхода, позволяющего извлечь эти данные косвенным путем.

Постановка задачи

Определить положение точки контакта, возникающего при осевом и/или угловом рассогласовании соединяемых деталей при роботизированной сборке по сигналам с датчика сил и моментов. Одноточечный контакт деталей возникает на начальном этапе сборки, например, при упоре вала о торец втулки, или при соприкосновении по фаскам вала и втулки (т.е. при неудачной попытке вставить вал в отверстие). Информация о положении точки контакта позволит скорректировать движение рабочего органа робота при выполнении операции сборки.

1. Графическое представление контактного взаимодействия деталей при сборке с силомоментным чувствлением

Рассмотрим случай одноточечного контакта. Схематически взаимодействие деталей, для случая контакта в одной точке, представлено на рис. 1–3.

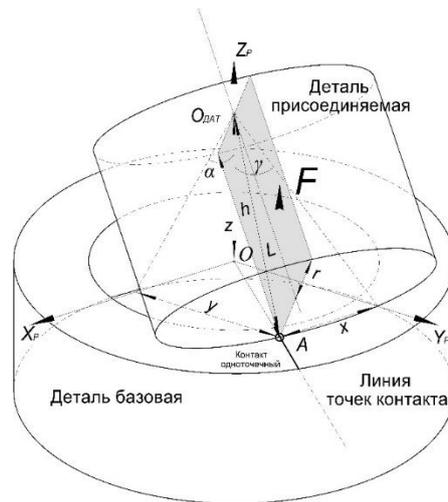


Рис. 1. Трехмерное представление случая контактного взаимодействия деталей при сборке

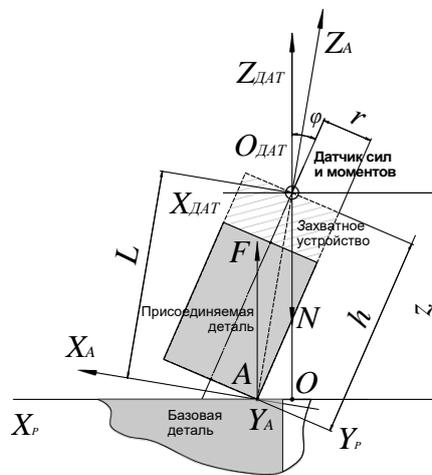


Рис. 2. Сечение деталей плоскостью, нормальной к линии точек контакта

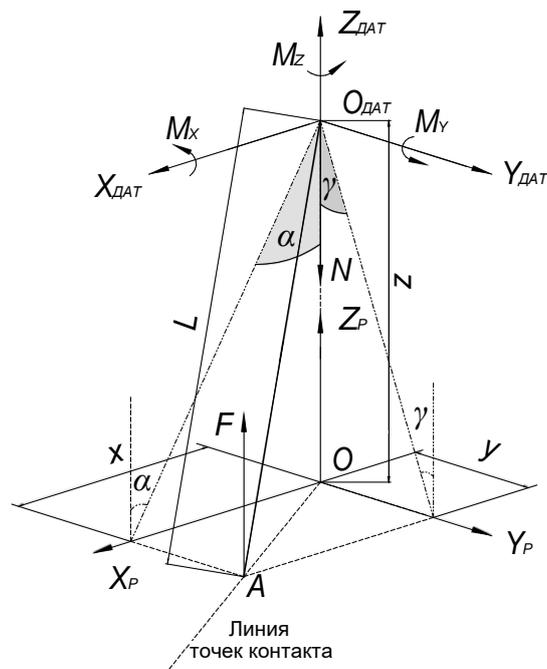


Рис. 3. Идентифицируемые параметры – углы α и γ – позволяющие определить местоположение точки A контакта деталей

На рисунках 1-3 используются следующие обозначения: точка A – геометрическое место контакта деталей; $OX_P Y_P Z_P$ – система координат сборочного робота; $O_{ДАТ} X_{ДАТ} Y_{ДАТ} Z_{ДАТ}$ – система координат датчика сил и моментов; $A X_A Y_A Z_A$ – система координат, совмещенная с точкой контакта A ; F – сила реакции в точке контакта (проекции силы F_x, F_y, F_z на оси системы координат $A X_A Y_A Z_A$ на рисунках не показаны); N – результирующая сила, измеряемая датчиком (проекции силы N_x, N_y, N_z на оси координат $X_{ДАТ}, Y_{ДАТ}, Z_{ДАТ}$ датчика на рисунках не показаны); M_x, M_y, M_z – моменты, относительно осей $X_{ДАТ}, Y_{ДАТ}, Z_{ДАТ}$ соответственно, измеряемые датчиком; x, y, z – плечи моментов силы F контактного взаимодействия деталей; r, h – параметры (радиус, высота), характеризующие геометрию присоединяемой (цилиндрической) детали, расположенной в устройстве захвата; φ – угловое рассогласование деталей; L – расстояние от точки A контакта деталей до начала системы координат датчика сил и моментов $O_{ДАТ}$; α и γ – углы, используемые для определения точки контакта деталей.

2. Уравнения взаимосвязи сил и моментов, измеренных датчиком, с параметрами, определяющими положение точки контакта деталей

Параметры α и γ положены в основу преобразований системы координат, связанной с точкой контакта в систему координат датчика сил и моментов. Последовательность процесса преобразования системы координат следующая:

$$A X_A Y_A Z_A \xrightarrow[AZ_A]{L} O_{ДАТ} X_1 Y_1 Z_1 \xrightarrow[OX_1]{\gamma} O_{ДАТ} X_2 Y_2 Z_2 \xrightarrow[OY_2]{\alpha} O_{ДАТ} X_{ДАТ} Y_{ДАТ} Z_{ДАТ}$$

Она включает: перемещение системы координат $X_A Y_A Z_A$ на расстояние L вдоль оси AZ_A ; поворот системы координат $O X_1 Y_1 Z_1$ на угол γ относительно оси $O X_1$; поворот системы координат $O_{ДАТ} X_2 Y_2 Z_2$ на угол α относительно оси $O Y_2$.

Осуществив данные преобразования, была выведена система уравнений, описывающая взаимосвязь сил N_x, N_y, N_z и моментов M_x, M_y, M_z , измеряемых датчиком при одноточечном контакте собираемых деталей, с углами α и γ , позволяющими идентифицировать положение точки контакта в системе координат робота:

$$\begin{cases} N_X = F_X \cos \alpha + \sin \alpha (-F_Y \sin \gamma + F_Z \cos \gamma) \\ N_Y = F_Y \cos \gamma + F_Z \sin \gamma \\ N_Z = -F_X \sin \alpha + \cos \alpha (-F_Y \sin \gamma + F_Z \cos \gamma) \\ M_X = -F_Y L \cos \alpha \cos \gamma + F_Z L \sin \gamma \\ M_Y = F_X L \cos \alpha \cos \gamma - F_Z L \sin \alpha \cos \gamma \\ M_Z = -F_X L \sin \gamma + F_Y L \sin \alpha \cos \gamma \end{cases} \quad (1)$$

3. Идентификация положения точки контакта

Решение системы (1) позволит идентифицировать положение точки контакта деталей. После преобразований систему (1) можно свести к двум уравнениям, в которых исключены неизвестные силы реакции F_X, F_Y, F_Z и геометрический параметр L :

$$\begin{cases} M_X [N_X \cos(\alpha) - N_Z \sin(\alpha)] - M_Y [-N_X \sin(\alpha) \sin(\gamma) + \\ + N_Y \cos(\gamma) - N_Z \cos(\alpha) \sin(\gamma)] - M_Z [N_X \sin(\alpha) \cos(\gamma) + \\ + N_Y \sin(\gamma) + N_Z \cos(\alpha) \cos(\gamma)] = 0 \\ \gamma = \arctg \left(-\frac{M_Z \cos(\alpha) - M_X \sin(\alpha)}{M_Y} \right) \end{cases} \quad (2)$$

Решение для первого уравнения системы (2) возможно получить только численным путем (отыскать угол α). Определение второго угла γ не вызывает трудностей:

Для расчета параметров α и γ воспользовались инструментами программной системы MATLAB. На основе системы (1) была разработана модель, позволяющая численным методом определить углы α и γ , (а также составляющие силы реакции – F_X, F_Y, F_Z) при заданных значениях сил – N_X, N_Y, N_Z и моментов – M_X, M_Y, M_Z , измеряемых датчиком усилий.

4. Результаты вычислительных экспериментов на модели

Компьютерные эксперименты модели (1) и (2) позволили выявить некоторые закономерности (см. табл.). В таблице приведено сопоставление знаков моментов M_X и M_Y , измеренных датчиком, со знаками углов α и γ , а также составляющих силы реакции F_X, F_Y, F_Z .

Соответствие знаков углов α и γ при исходных знаках моментов сил M_X, M_Y

M_X	M_Y	α	γ	квадрант
+	-	+	+	I
-	-	+	-	II
-	+	-	-	III
+	+	-	+	IV

На основе анализа геометрии контактного взаимодействия (случай, при котором вектор силы реакции F ориентирован по нормали к поверхности базовой детали $N_Z = F$) (см. рис. 4) были определены следующие соотношения:

$$-\frac{M_Y}{M_X} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\gamma)}; \quad -\frac{y}{x} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\alpha)}. \quad (3)$$

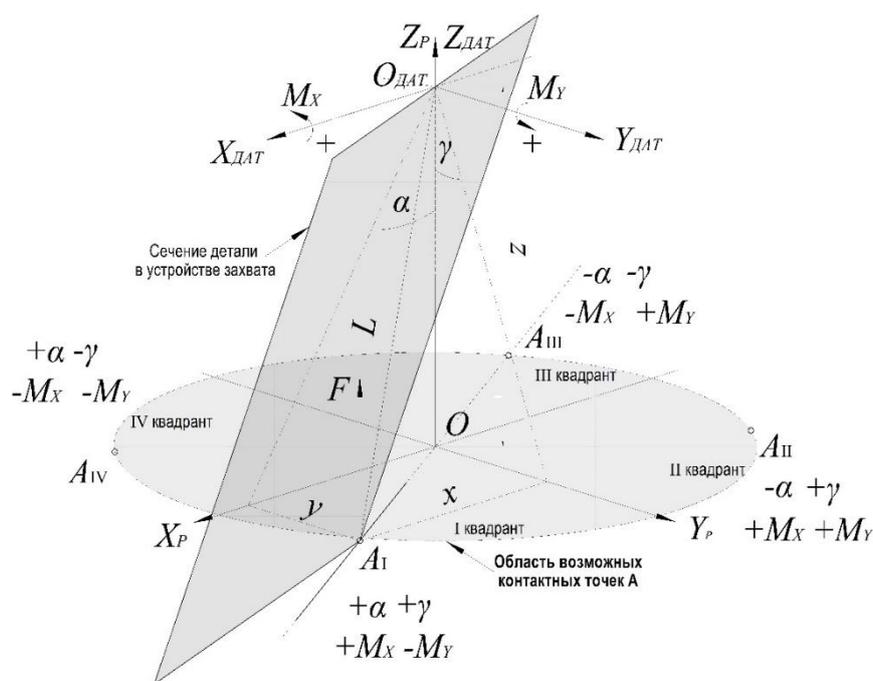


Рис. 4. Диаграмма знаков моментов M_X и M_Y , измеренных датчиком, и соответствующих им знаков углов α и γ для обнаружения точек контакта A

Таким образом, имеется возможность определить положение прямой OA , на которой находится точка контакта деталей. При известном параметре z и геометрических характеристиках r, L удастся распознать угловую ориентацию детали.

Эти данные будут полезны при работе над алгоритмом управления роботом, задачей которого является уменьшение рассогласования между

собираемыми деталями, и соответственно сведение к минимуму контактных взаимодействий деталей для предотвращения заклиниваний в процессе сборки.

5. Исследование чувствительности датчика сил и моментов к распознаванию положения точки контакта

Требуется выявить чувствительность датчика сил и моментов к распознаванию углов α и γ . Это позволит сформулировать требования к датчику сил и моментов роботизированной сборочной системы.

Выражения для оценки чувствительности датчика сил и моментов имеют вид:

$$\begin{aligned}\Delta M_x &= \frac{\partial M_x}{\partial \alpha} \Delta \alpha + \frac{\partial M_x}{\partial \gamma} \Delta \gamma ; \\ \Delta M_y &= \frac{\partial M_y}{\partial \alpha} \Delta \alpha + \frac{\partial M_y}{\partial \gamma} \Delta \gamma ; \\ \Delta N_z &= \frac{\partial N_z}{\partial \alpha} \Delta \alpha + \frac{\partial N_z}{\partial \gamma} \Delta \gamma ;\end{aligned}\tag{4}$$

где $\frac{\partial M_x}{\partial \alpha}$, $\frac{\partial M_x}{\partial \gamma}$, $\frac{\partial M_y}{\partial \alpha}$, $\frac{\partial M_y}{\partial \gamma}$ – коэффициенты чувствительности моментов

M_x , M_y к углам α и γ соответственно; $\frac{\partial N_z}{\partial \alpha}$, $\frac{\partial N_z}{\partial \gamma}$ – коэффициенты

чувствительности силы N_z к углам α и γ соответственно; $\Delta \gamma$, $\Delta \alpha$ – приращения углов α и γ соответственно; ΔM_x , ΔM_y , ΔN_z – приращения моментов M_x , M_y и силы N_z соответственно, измеряемых датчиком.

Определим коэффициенты чувствительности используя уравнения системы (1). Примем допущения: углы α и γ – малые (сборка деталей с малым зазором, следовательно допустимы незначительные перекосы). При малых угловых рассогласованиях деталей соотношение между составляющими сил реакции следующие: $F_x \ll F_z$, $F_y \ll F_z$. Для нахождения приближенных оценок коэффициентов чувствительности было сделано допущение $N_z \approx F_z$, а также за малые величины были приняты следующие составляющие силы: F_x , F_y .

Анализ системы (1) позволил заключить, что при наилучших условиях контактного взаимодействия деталей, когда вектор силы реакции направлен перпендикулярно плоскости датчика сил и моментов, сигналы по составляющим N_x , N_y , M_z будут практически нулевыми, что не позволяет использовать их для задачи идентификации положения точки контакта деталей. Однако данная информация может быть принята во внимание для калибровки

силомоментного датчика (при настройке осей чувствительности датчика $X_{дат}$, $Y_{дат}$, $Z_{дат}$ относительно системы координат $OX_P Y_P Z_P$ робота).

Было установлено, что, в случае одноточечного контакта, вызванного перекосом собираемой детали, с поверхностью базовой детали, наиболее восприимчивы к изменениям идентифицируемых параметров контактного взаимодействия оказались следующие данные с датчика сил и моментов: $M_x = f(\gamma)$, $M_y = f(\alpha)$ и $N_z \rightarrow f(F_z)$. Приближенные зависимости для оценки чувствительность датчика сил и моментов имеют вид:

$$\Delta M_x \approx \frac{\partial M_x}{\partial \gamma} \Delta \gamma \approx F_z L \cdot \Delta \gamma; \quad \Delta M_y \approx \frac{\partial M_y}{\partial \alpha} \Delta \alpha \approx -F_z L \cdot \Delta \alpha. \quad (5)$$

Оценим возможность косвенного определения угловой ориентации детали с помощью датчика сил и моментов. В основу расчетов положены данные экспериментальных исследований [8], [9] показаний с датчика сил и моментов сборочного робота, полученных в процессе сопряжения прецизионных цилиндрических соединений.

Исходные данные: цилиндрическое соединение с малым зазором $\Delta = 0,01 \text{ мм}$; предельная величина составляющей главного вектора сил $F_z = 100 \text{ Н}$; геометрический параметр, характеризующий расстояние от точки контакта деталей до оси чувствительности датчика $L = 0,05 \text{ м}$. Перекос осей деталей может принимать значения менее угловой минуты. При исследовании чувствительности датчика сил и моментов применительно к распознаванию ориентации детали не учитывались шумы и уровень нулевого сигнала.

На основании зависимостей (5) получены приближенные оценки изменений моментов (точность измерения) от углов перекоса:

$$\Delta \alpha = 1^0 \rightarrow \Delta M_y \approx 0,1 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad \Delta \alpha = 1' \rightarrow \Delta M_y \approx 0,001 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad \Delta \alpha = 1'' \rightarrow \Delta M_y \approx 0,00001 \text{ Н} \cdot \text{м}. \text{ Для момента } M_x \text{ и угла } \gamma \text{ результаты аналогичны.}$$

Ссылаясь на результаты экспериментальных исследований [8], [9] можно заключить, что минимальные значения измерений момента M_y соответствуют диапазону углов $\Delta \alpha \approx 1^0$. В малых диапазонах углов ($\Delta \alpha \approx 1'$ и менее) применение датчика сил и моментов проблематично в связи с тем, что изменение моментов и соответственно сигналов с датчика будет иметь очень малую величину.

Для повышения чувствительности силомоментного датчика при идентификации углов ориентации α , γ , необходимо увеличить составляющую силы $-F_z$ (вертикальное давление на деталь). Кроме того, возможно увеличить расстояние L (детали определенной геометрии). Следует отметить, что увеличение силы вертикального прижатия деталей в случае двухточечного контактного взаимодействия может только усугубить заклинивание сборочных компонент, либо привести к нежелательным деформациям деталей.

Было выявлено, что при управлении движением детали в ограниченных углах порядка единиц мрад (сборка прецизионных соединений), идентификация ориентации детали по силовым факторам (или их изменениям, вызванным изменениями угловых координат) представляется проблематичной. Если датчик в силу инструментальных или иных погрешностей будет нечувствителен к изменениям углов наклона детали в малых диапазонах, это будет означать потерю наблюдаемости и, следовательно, управляемости системы [10]. Поэтому, при реализации силовой обратной связи, к датчику должны быть предъявлены серьезные требования по крутизне статической характеристики.

Дальнейшим направлением исследования является распознавание двухточечного и трёхточечного контактного взаимодействия деталей при роботизированной сборке по информации, поступающей с датчика сил и моментов. Построение адаптивного алгоритма управления роботом с силомоментным очувствлением, распознающего контактные ситуации, позволит осуществить надежную сборку прецизионных соединений и предотвратить заклинивание деталей при сопряжении.

Заключение

Результаты работы следующие.

1. Получены уравнения, связывающие силы и моменты шестикомпонентного датчика с параметрами положения точки контакта деталей при неудачной попытке совмещения.

2. Выявлено соответствие знаков углов α и γ при исходных знаках моментов сил M_x и M_y , позволяющее определить квадрант, в котором находится точка контакта.

3. Анализ чувствительности датчика сил и моментов к распознаванию положения точки контакта позволил установить требования к точности датчика в зависимости от углов перекося осей соединяемых деталей.

Список литературы

1. Гориневский, Д.М. Управление манипуляционными системами на основе информации об усилиях / Д.М. Гориневский, А.И. Формальский. А.Ю. Шнейдер; под ред. В.С. Гурфинкеля и Е.А. Девянина. – М.: Физмат-лит, 1994. – 368 с.

2. Письменный, Г.В. Системы силомоментного очувствления роботов / Г.В. Письменный, В.И. Солнцев, С.А. Воротников. – М.: Машиностроение, 1990. – 96 с.

3. Управление робототехническими системами с силомоментным очувствлением: учеб. пособие / И.Н. Егоров [и др.]; под ред. проф. И.Н. Егорова. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та. 2005. – 276 с.

4. Hsu FY., FuL C. Intelligent robot deburring using adaptive fuzzy hybrid position / force control // IEEE Trans. Robotics and Automation. 2000.– V. 16 (4).-P. 325-335.

5. Xiao D., Gliosli B.K., Xi N. et al. Sensor-based hybrid position /force control of a robot manipulator in an un-calibrated environment // IEEE Trans.Control Systems Technology. 2000. – Vol. 8 (4). – P. 635 – 645.

6. Vartanov M.V., Arkhipov M.V., Petrov V.K., Mishchenko R.S. Active adaptation in robotic assembly // Russian engineering research. [Allerton Press, Inc.](#) (New York). 2017. V. 3. № 9. P. 814-816.

7. Stolt A., Linderoth M., Robertson A., Johansson R. Adaptation of Force Control Parameters in Robotic Assembly // 10th IFAC Symposium on Robot Control, 2012, p. 561-566.

8. Вартанов, М.В. Экспериментальные исследования условий собираемости при активной роботизированной сборке [Текст] / М.В. Вартанов, М.В. Архипов, В.К. Петров, Р.С. Мищенко // Станки и Инструмент. – 2017. – №4. С. 14 -16.

9. Зыгмантович, М.А. Экспериментальная проверка контактных ситуаций в зоне сопряжения при роботизированной сборке прецизионных цилиндрических соединений [Текст] / М.А. Зыгмантович, Р.С. Мищенко, В.К. Петров, М.В. Вартанов // Сборник трудов XXIX международной конференции МИКМУС-2017 Москва, 06-08 декабря 2017 г. С. 279-282.

10. Кузнецова, С.В. Управляемость и наблюдаемость системы автоматизированной сборки / С.В. Кузнецова // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2018. – №4.

Шуваев В.Г.
д.т.н., профессор
Косырев П.В.
аспирант,
СамГТУ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПО КРИТЕРИЮ ДОСТИЖЕНИЯ ПРЕДЕЛА УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы обеспечения затяжки резьбовых соединений в условиях дополнительных ультразвуковых колебаний, накладываемых на инструмент. В качестве критерия прекращения затяжки установлен предел упругих деформаций соединения. Приведена схема разработанного устройства для ультразвуковой затяжки резьбовых соединений.

Ключевые слова: затяжка соединений; ультразвуковая затяжка; предел деформации; энергетический баланс; устройство затяжки.

Shuvaev V.G.
Doctor of Engineering Sciences, professor.
Kosyrev P.V.
Graduate student,
SamGTU

ENSURING THE RELIABILITY OF TIGHTENING THREADED CONNECTIONS ACCORDING TO THE CRITERION OF REACHING THE LIMIT OF ELASTIC DEFORMATIONS

Abstract. The article deals with the issues of ensuring the tightening of threaded connections in the conditions of additional ultrasonic vibrations imposed on the tool. The limit of elastic

deformations of the joint is established as a criterion for stopping the tightening. The scheme of the developed device for ultrasonic tightening of threaded connections is given.

Keywords: tightening of joints; ultrasonic tightening; deformation limit; energy balance; tightening device.

Важнейшим параметром качества резьбового соединения является сила затяжки. Сила затяжки создает заданное контактное напряжение на стыке соединяемых деталей, которое должно обеспечить необходимую плотность и герметичность стыка при действии на соединение внешних сил. В процессе сборки погрешности технологических факторов, к которым относятся неопределенность методов и средств контроля силы затяжки, несоответствие расчетных параметров (коэффициентов трения, геометрических размеров резьбы, коэффициентов податливости и т.д.) фактическим значениям, перенапряжения си в резьбовом соединении, приводят к отклонению требуемой величины силы затяжки [1].

Управление процессом сборки и технический контроль формируемых соединений традиционно осуществляют путем измерения сил и моментов, прикладываемых к деталям и координат их относительного перемещения в процессе соединения. технологии, основными особенностями которых, определяющими их технологическую перспективность, являются: высокая концентрация колебательной энергии, вводимой в зону контактирования деталей, что обеспечивает локальность воздействия при существенно меньших энергозатратах; малая инерционность процесса, являющаяся результатом прямого преобразования электрической энергии в энергию ультразвукового технологического воздействия; возможность использования возбуждаемых в процессе ультразвуковой сборки колебаний, как в технологических, так и в диагностических целях. Процессы передеформирования и разрушения материалов поверхностных слоев могут быть вызваны различными механизмами, действующими на микроуровне, причем активация того или иного механизма определяется совокупностью значений внешних факторов, действующих на материал. Наиболее существенное влияние на прочность материалов при ультразвуковой сборке оказывают напряжения, частота и амплитуда ультразвуковых колебаний, температура, а также химическая активность рабочих сред [2].

Динамическое нагружение при контактном взаимодействии поверхностей является механизмом накачки материала поверхностей точечными и другими дефектами, которые существенным образом влияют на состояние и свойства материала. На рис. 1 приведена схема энергетического баланса процесса пластической деформации контактирующих поверхностей в условиях введения дополнительных ультразвуковых колебаний в формируемое резьбовое соединение. Первое слагаемое в условиях введения в систему ультразвуковых колебаний следует рассматривать как суперпозицию термических и динамических воздействий. Оно содержит часть внутренней энергии системы, составляемую тепловыми колебаниями атомов в узлах

кристаллической решетки и часть внутренней энергии, составляемую колебательными ультразвуковыми воздействиями.

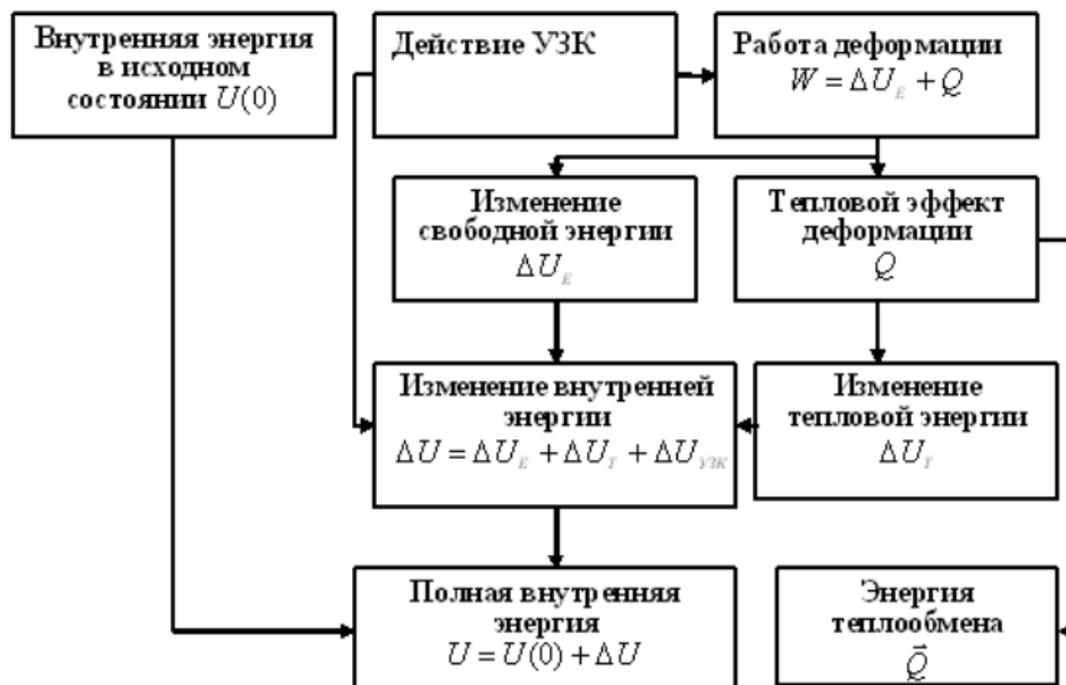


Рис. 1. Схема энергетического баланса процесса пластической деформации при ультразвуковой сборке

Ультразвуковые колебания снижают статическое напряжение текучести аналогично нагреву, однако для достижения одного и того же эффекта при воздействии ультразвуковых колебаний требуется значительно меньше энергии, чем при нагреве. Объясняется это различие тем, что ультразвуковая энергия поглощается в тех местах кристаллической решетки, которые являются носителями механизма пластической деформации (дислокации, границы зерен и т.д.), и почти не поглощается в свободных от дефектов зонах кристаллов. Структурное состояние материала оценивают плотностью дислокаций N , плотностью запасенной энергии U или величиной внутреннего напряжения течения σ_T . Напряжение активации (эффективное напряжение) $\sigma_Э$ определяется как разность между внешним приложенным напряжением σ и внутренним напряжением σ_T : $\sigma_Э = \sigma - \sigma_T$.

Отсюда вытекают два пути активации материала: увеличивать внешнее напряжение, что связано с дополнительным внешним силовым воздействием на объект, или снижать внутреннее напряжение путем приложения ультразвуковых колебаний, что является более экономичным воздействием с энергетической точки зрения.

Использование ультразвука является весьма перспективным, а в ряде случаев и единственно приемлемым для контроля качества сборки резьбового соединения, когда используются нелинейные свойства и эффекты колебательных систем, как объектов диагностики. Наиболее совершенным из

применяемых в практике методов тарированной затяжки резьбовых соединений является метод, в соответствии с которым затяжка производится до достижения предела текучести материала болта, что позволяет добиваться максимального эффекта затяжки, наиболее полно используя прочностные свойства резьбового соединения. При достижении в процессе ультразвуковой сборки резьбового соединения предела текучести начинает проявляться нелинейность упругой характеристики механической колебательной системы (нелинейность типа «насыщение»), вызванная наличием пластичности, что приводит к искажению амплитудно-частотной характеристики и возникновению скелетной кривой, выражающей связь между частотой и амплитудой колебаний системы. В случае, когда прикладываемая сила (момент) велика, что приводит к появлению пластических деформаций крепежных элементов (или собираемых деталей), система становится нелинейной, жесткость системы (ее коэффициент упругости) больше не является постоянной, частота (период) начинает зависеть от амплитуды колебаний, то есть поведение нелинейной системы зависит от амплитуды колебаний. В случае снижения коэффициента жесткости при достижении предела текучести система имеет мягкую характеристику, и скелетная кривая оказывается искривленной влево. При последовательном увеличении амплитуды силы возбуждения происходит уменьшение резонансной частоты колебаний, и амплитудно-частотная характеристика имеет выраженный наклон в сторону меньших частот, а скелетная кривая соответствует мягкой характеристике жесткости [3,4].

При мягкой скелетной кривой будет уменьшение времени между импульсами и, зафиксировав этот момент можно прекратить затяжку соединения, в случае линейной системы интервалы времени будут симметричными. Оценка неравномерности периода затухающих колебаний производится путем сравнения промежутков времени между пересечениями кривой нулевого уровня [5].

На рис. 2 приведена схема разработанного гайковерта, позволяющего совместить ультразвуковые и ударные воздействия при формировании резьбового соединения. Ударный механизм включает боек 1 и наковальню 2. При последовательных ударных взаимодействиях бойка и наковальни вращательные импульсы передаются через шпиндель 3 и ключ 4 на гайку 5, которая затягивается с необходимой силой.

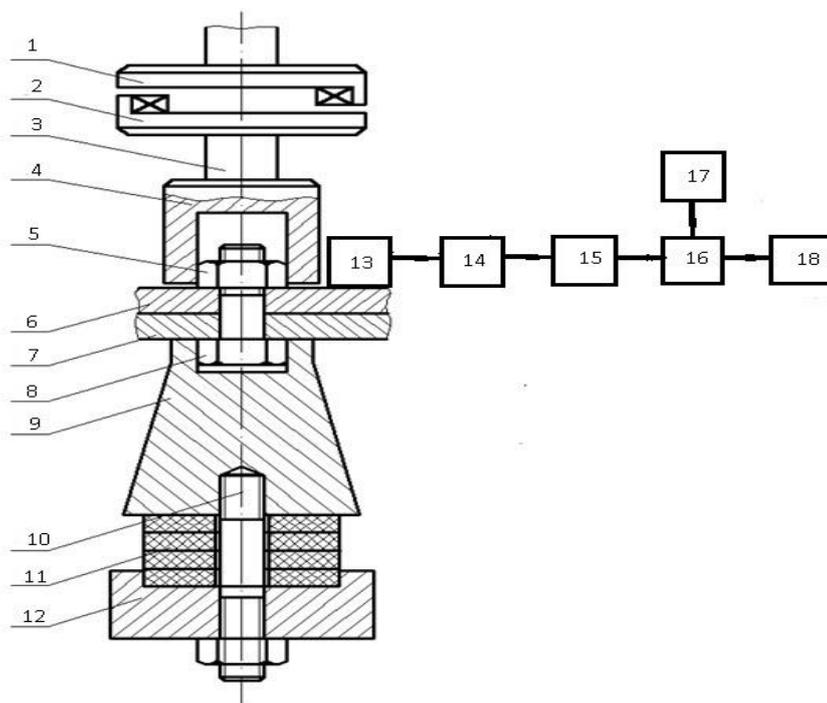


Рис. 2. Устройство затяжки резьбовых соединений

Под действием силы затяжки болт растягивается, и стягиваемые детали сжимаются. С помощью генератора электрических колебаний (на рисунке не показан) в пьезокерамическом преобразователе 11 возбуждают ультразвуковые механические колебания, которые затем усиливают концентратором 9. Пьезокерамический преобразователь зажат шпилькой 10 между концентратором и частотопонижающим элементом 12 (демпфером). Пьезокерамический преобразователь набран из дискретных шайб осевой поляризации, которые механически соединены последовательно, а электрически включены параллельно. В изделии, состоящем из собираемых деталей 6 и 7, в процессе свинчивания возбуждают и принимают колебания, добиваясь резонанса. Колебания, прошедшие через соединение (болт 8, гайка 5 и собираемые детали 6 и 7), воспринимаются датчиком вибрации 13, закрепленным на одной из собираемых деталей, и преобразуются в электрический сигнал, который поступает на вход фильтра низких частот 14. Одновременно с этим осуществляется приложение ударно-вращательных импульсов, под воздействием которых резьбовые соединения затягивают за несколько ударных циклов.

Под воздействием удара формируется сигнал, из которого фильтр низких частот выделяет импульсную переходную характеристику системы, отстраиваясь от высокочастотных составляющих вибрации. Далее сигнал подается в компаратор 15, где происходит его сравнение с нулевым уровнем, то есть выделяются уровни больше нуля, и уровни меньше нуля. Генератор тактовых импульсов 17 заполняет выделенные уровни высокочастотным сигналом, что и фиксируется в устройстве сравнения 16. Индикатор 18 отмечает результаты сравнения уровней сигналов больше нуля и сигналов

меньше нуля и сигнализирует о качественной затяжке резьбового соединения по динамическому критерию в нелинейной области.

Элементы конструкции устройства выполнены частично из высокоупругой стали 65Г и термообработанного дюралюминия типа Д16Т, в качестве датчика вибраций использовался датчики типа КВ-10 с пьезоэлектрической пластиной, работающей на изгиб

Контроль степени затяжки, основанный на достижении силы затяжки в точке предела упругих деформаций материала резьбовых деталей практически не зависит от трения, позволяет использовать крепежные детали меньшего диаметра и более низкого класса точности и обеспечивает минимальный разброс силы затяжки, в то время как традиционные методы контроля по крутящему моменту дают точность в пределах 20-25%.

Список литературы

1. Гусаков Б.В. Отечественные и зарубежные методы и средства тарированной затяжки резьбовых соединений//Сборка в машиностроении, приборостроении. № 9, 2003, С.12-24.
2. Повышение работоспособности резьбовых соединений путем применения ультразвука при обработке и сборке: монография / Б.Л. Штриков, В.В. Головкин, В.Г. Шуваев, И.В. Шуваев. – М.: Машиностроение, 2009. – 125 с.
3. Шуваев В.Г., Непомилуев В.В., Рыкунов А.Н., Семенов А.Н. Обеспечение качества сборки резьбовых соединений газотурбинных двигателей с помощью ультразвукового воздействия по критерию заданной прочности / Известия ВУЗов. Авиационная техника. № 1, 2019. С.25-29.
4. Russian Aeronautics. Allerton Press Inc., Quality Assurance of Assembling of GTE Threaded Joints by Ultrasonic Treatment upon the Required Strength Criterion. V. G. Shuvaev, V. V. Nepomiluev, A. N. Rykunov, and A. N. Semenov. Vol. 62, No. 1, 2019, p.431-436.
5. Основы измерений. Датчики и электронные приборы: Учебное пособие/ К. Класен – 4-е изд. – Долгопрудный: Издательский Дом «Интеллект», 2012. – 352 с. С.103-107.

Шандров Б.В.

к.т.н., профессор кафедры «Технологии и оборудование машиностроения»

Котова А.В.

*магистрант,
Московский Политех*

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С ПОЗИЦИЙ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ

Аннотация. При неизбежности регулировочных операций они должны быть минимально трудоёмкими и максимально достоверными. Конические роликоподшипники обладают

свойством изменять монтажную высоту под влиянием диаметрального натяга в соединениях колец с корпусом и валом, под действием осевой нагрузки и вращения колец. В работе рассматриваются вопросы влияния технологичности конструкции редукторов автомобилей на качество регулировочных операций в процессах сборки редукторов.

Ключевые слова: сборка редуктора; регулировка опор; технологичность конструкции; преднатяг подшипников; размерная цепь.

Shandrov B.V.

Candidate of Technical Sciences, professor of the department of «Technology and Equipment for Mechanical Engineering»

Kotova A.V.

*master's student,
Moscow Polytech*

FEATURES OF THE MANUFACTURABILITY OF THE DESIGN OF GEARBOXES OF PASSENGER CARS FROM THE STANDPOINT OF AUTOMATED ASSEMBLY

Abstract. If adjustment operations are unavoidable, they should be as labor-intensive as possible and as reliable as possible. Tapered roller bearings have the property of changing the mounting height under the influence of diametrical tension in the joints of the rings with the body and shaft, under the action of axial load and rotation of the rings. The paper discusses the influence of the manufacturability of the design of gearboxes of cars on the quality of adjustment operations in the assembly of gearboxes.

Keywords: gearbox assembly; adjustment of supports; manufacturability of the design; bearing preload; dimensional chain.

При сборке редукторов автомобилей необходимо обеспечить заданную точность зацепления и вращения шестерен главной передачи, а также сохранение этой точности во время длительной многорежимной эксплуатации автомобиля.

Проблема состоит в том, что в качестве опор шестерен в основном применяются конические роликоподшипники диаметром $d = 20...50$ и углом конуса $\beta = 12^\circ...15^\circ$, которые обладают свойством осевой податливости под действием осевой нагрузки, а также свойством изменять монтажную высоту при посадке колец с диаметральным натягом. Такие свойства конических роликоподшипников обусловили обеспечение заданной точности зацепления шестерен главной передачи, а также сохранения этой точности во время эксплуатации автомобиля, достигать в процессе сборки редуктора методом регулировок. [1]

В каждой главной передаче редуктора взаимное положение шестерен устанавливается на специальном контрольно-обкатном стенде. Устанавливается по положению и величине пятна контакта на поверхности зубьев. Это положение в максимальной степени должно быть воспроизведено в процессе сборки редуктора. При этом регулировка опор шестерен должна быть выполнена так, чтобы точность вращения шестерен, величина их смещения

от этого положения были в допустимых пределах на всех режимах эксплуатации автомобиля. [2]

Заданное взаимное положение шестерён главной передачи в редукторах легковых автомобилей, когда шестерни располагаются в одном неразъёмном картере, обычно достигается регулировкой положения ведущей шестерни относительно оси ведомой, а затем установкой ведомой шестерни по величине бокового зазора в зацеплении с регулировкой опор.

На рисунке 1 показана конструктивная схема такого редуктора. На схеме обозначены:

- 1 – гайка для установки ведущей шестерни в картере;
- 2 – шлицевой фланец для передачи крутящего момента от двигателя;
- 3 – задний подшипник ведущей шестерни;
- 4 – распорная втулка – компенсатор в размерной цепи Б на регулировку преднатяга подшипников ведущей шестерни;
- 5 – передний подшипник ведущей шестерни;
- 6 – ведущая шестерня;
- 7 – картер редуктора;
- 8 – гайки для регулировки подшипников 9;
- 9 – подшипники коробки дифференциала с ведомой шестерней;
- 10 – коробка дифференциала;
- 11 – ведомая шестерня;
- 12 – компенсатор в размерной цепи А на регулировку положения ведущей шестерни.

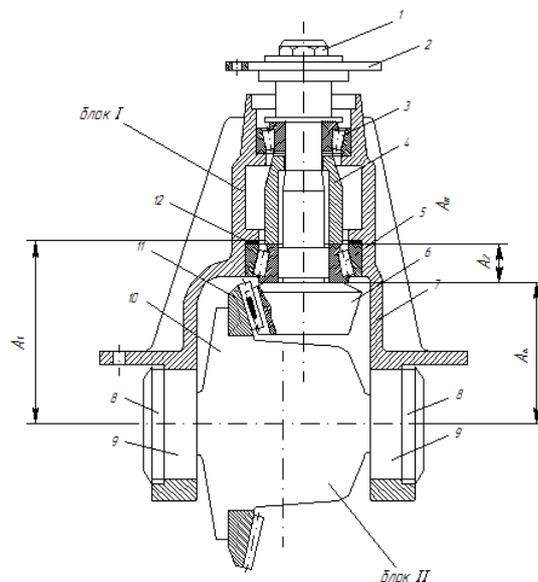


Рис. 1. Конструктивная схема редукторов легкового автомобиля
 A – размерная цепь на монтажное расстояние ведущей шестерни A_{Δ}

Положение ведущей шестерни в блоке определяется по монтажному расстоянию A_{Δ} , которое поэтому является одним из параметров качества сборки главной передачи. Если A_{Δ} в допуске, одно из условий обеспечения качества зацепления выполнено. При сборке блока A_{Δ} получается, как замыкающее звено сборочной конструкторской размерной цепи A . Основное уравнение этой размерной цепи имеет вид:

$$A_{\Delta} = A_1 - A_k - A_2 \dots, \quad (1)$$

где A_1 – размер по картеру;

A_2 – монтажная высота подшипника;

A_k – размер компенсатора номинальный.

Примечание: основное уравнение означает, что размеры звеньев имеют номинальные значения.

Некоторые вопросы, связанные с жесткостью конических роликоподшипников рассматривались в работах Фигатнера А.М. Однако эти работы не позволили установить функциональную зависимость монтажной высоты подшипников от ряда технологических факторов. Эта связь была установлена на кафедре «Технология машиностроения» МАМИ в 1970-90-х годах и представлена в диссертациях Шандрова Б.В. и Булавина И.А. [3].

Исследования показали, что упругая осевая податливость конических роликоподшипников под действием осевой нагрузки изменяется в широком диапазоне, который намного превышает допуск на монтажное расстояние ведущей шестерни (см. рис. 2). При вращении под постоянной нагрузкой подшипники «сажаются» в основном в течение первого полуоборота и далее усадка стабилизируется после трех-четырех оборотов (см. рис. 3). Скорость вращения подшипника не оказывает заметного влияния на величину усадки.

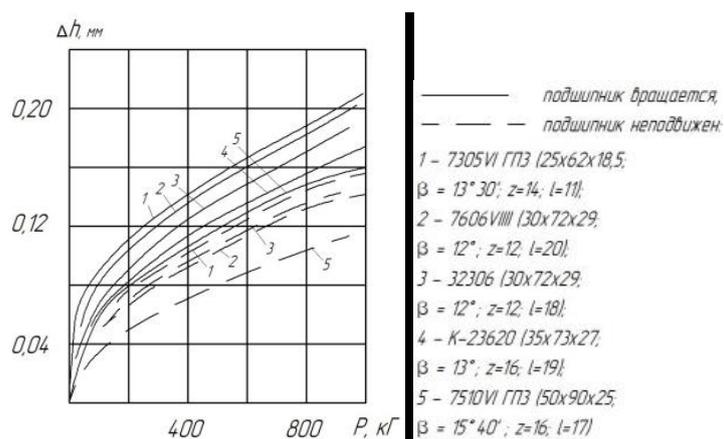


Рис. 2. Упругая податливость конических роликоподшипников под осевой нагрузкой P

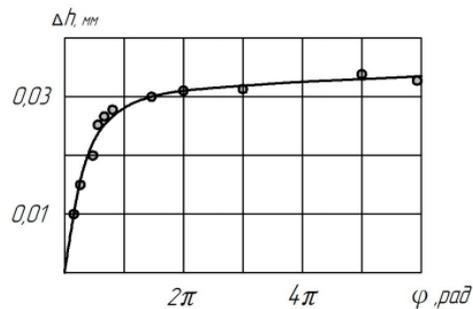


Рис. 3. Изменение упругой податливости конического Роликоподшипника 7606VIII под осевой нагрузкой $P=500$ кГ по углу поворота φ

Влияние диаметрального натяга e_1 между наружным кольцом подшипника и картером на изменение монтажной высоты h и осевой жесткости Δ_j подшипника показано с помощью графиков на рисунках 4 и 5. При этом диапазон величины натяга соответствует рабочим значениям.

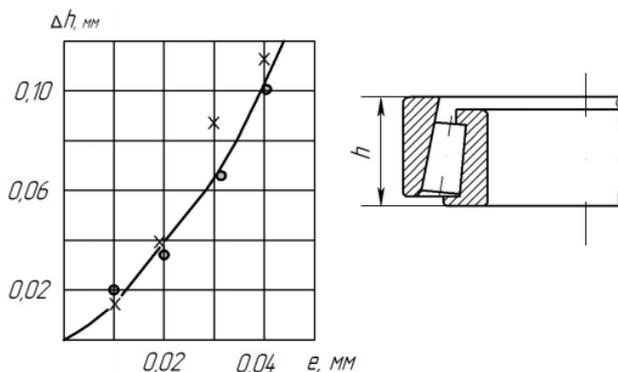


Рис. 4. Увеличение монтажной высоты конического роликоподшипника h от величины натяга e_1 при посадке его наружного кольца в жесткий корпус

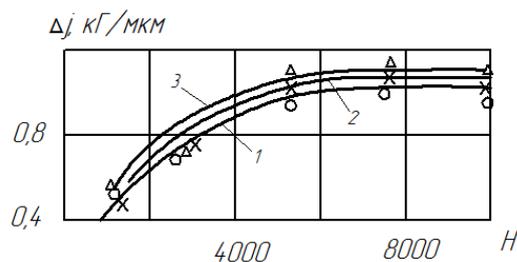


Рис. 5. Изменение осевой жесткости конических роликоподшипников при посадке их наружных колец с различным натягом по сравнению с осевой жесткостью этих подшипников при свободной посадке 1- $e=0,01$ мм; 2- $e=0,03$ мм; 3- $e=0,04$ мм

Таким образом, величину компенсатора A_k в размерной цепи A следует определять с учётом влияния факторов осевой податливости и посадки колец конических подшипников, которое при сборке каждого редуктора различное по величине. Иначе говоря, измерение монтажной высоты конических подшипников звено A_2 во время сборки редуктора следует проводить

под действием осевой нагрузки с вращением подшипников и после посадки колец подшипников в картер и на ведущую шестерню.[4]

На рисунке 6 в общем виде показано влияние факторов сборочной взаимосвязи $\delta_{сб.А}$ неподвижных соединений колец подшипников с картером и ведущей шестерней и нагружения осевым усилием при вращении на величину компенсатора A_k в размерной цепи на монтажное расстояние ведущей шестерни $A\Delta 1$,

$$\delta_{сб.А} e_1 + e_2 - P, n, \quad (2)$$

где e_1 – фактор диаметрального натяга между нагруженным кольцом подшипника и картером;

e_2 – фактор диаметрального натяга между внутренним кольцом подшипника и шестерней

P, n – факторы действия осевой нагрузки на подшипник и вращения подшипника под нагрузкой.

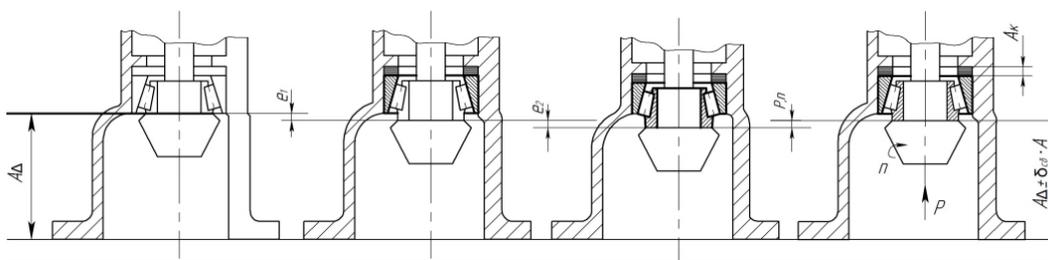


Рис. 6. Схема-иллюстрация влияния факторов диаметрального натяга e_1 e_2 , а также вращения и осевой нагрузки на монтажное расстояние ведущей шестерни

Анализ качества сборки более 400 редукторов, проведенный в заводских условиях на АЗЛК и ВАЗ, показал, что, если один из указанных факторов не учитывается или учитывается не в полной мере, то даже при высокой точности обработки картера (звено A_1), изготовления подшипников (звено A_2) и пары шестерен заданная точность монтажного расстояния ведущей шестерни обеспечивается только за счет благоприятного сочетания этих факторов в конкретном редукторе, вероятность чего невелика (менее 30%). Это одна из причин переборок главных передач.

Поэтому возникает вопрос об экономической целесообразности при изготовлении таких агрегатов, как редукторы автомобилей, с высокой размерной точностью вести обработку «жестких» элементов конструкции агрегатов, например, линейных размеров картера редуктора, ширины колец подшипников и др. [5].

По литературным источникам рассмотрены различные факторы, влияние которых необходимо учитывать при регулировке монтажного расстояния ведущей шестерни. Эти факторы в целом специалисты называют

динамико-силовыми факторами. В условиях автоматизированного производства главных передач учёт динамико-силовых факторов (способы и средства) в процессах сборки передач во многом зависит от конструкции редуктора, т.е. насколько конструкция позволяет осуществить динамико-силовое замыкание в технологической сборочной размерной цепи.

Влияние технологичности конструкции редуктора на образование технологических сборочных размерных цепей, на способы и средства учёта в этих целях динамико-силовых факторов рассмотрим на примере редуктора, схема которого показана на рисунке 1.

В условиях данной конструкции редуктора (неразъёмная конструкция картера, консольное расположение ведущей шестерни) в процессе сборки блока ведущей шестерни главной передачи вначале выполняются операции обеспечения заданной точности монтажного расстояния ведущей шестерни A_{Δ} , которое, как отмечалось выше, является одним из параметров качества передачи. Для подобных конструкций редуктора заданная точность монтажного расстояния составляет $T A_{\Delta}, 05 \dots 0,07$ мм.

Монтажное расстояние A_{Δ} во время сборки блока формируется согласно технологической сборочной размерной цепи А, которая отличается от конструкторской появлением технологических звеньев. Это отличие зависит от технологичности конструкции блока, элементом которой является расположение компенсатора в блоке.

Обоснование обеспечения заданной точности монтажного расстояния ведущей шестерни методом регулировки.

Обоснование проведём на примере конструкторской сборочной цепи А, составляющими звеньями которой является:

звено A_1 – размер по картеру между осью отверстий под подшипники ведомой шестерни и упорным буртом под наружное кольцо переднего подшипника ведущей шестерни, обычно $T A_1 \pm 0,05$;

звено A_2 – монтажная высота переднего подшипника ведущей шестерни, обычно $T A_2 = 0,1$ по контрольной нагрузкой 1 кг с вращением;

Как видим сумма допусков составляющих звеньев конструкторской размерной цепи А даже без учёта динамико-силовых факторов в разы превышают заданную точность замыкающего звена ТАД. Поэтому в реальных серийного или массового производства автомобилей заданная точность монтажного расстояния ведущей шестерни обеспечивается методом регулировки путём подбора компенсатора в виде жёсткого кольца. Так в размерной цепи А появилось звено компенсатора A_k , которое есть размер высоты кольца.

Обычно номинальный размер высоты кольца компенсатора принимается порядка 5...7 мм. При подготовке регулировочной операции составляется расчетное уравнение технологической сборочной размерной цепи А, по которому определяются (с учётом влияния динамико-силовых факторов

$\delta_{сб.Δ}$ на звено A_2 поле компенсации и ступени компенсации. В результате получается набор колец с различными размерами высоты, который покрывает всё поле компенсации с точностью более высокой, чем заданная точность замыкающего звена $T A_Δ$. Задача сводится к определению номера кольца при сборке каждого блока. В этом и состоит суть данной регулировочной операции. Трудоёмкость и достоверность определения номера кольца, решение для этого технических задач по проектированию технологической оснастки в данной конструкции редуктора во многом зависят от расположения кольца в блоке ведущей шестерни.

Если кольцо располагается в картере (позиция 12 на рисунке 1), конструкция редуктора является нетехнологичной для определения номера кольца, особенно в условиях автоматизированного производства. Об этом свидетельствуют множество переборок и рекламаций по шуму и отказам главных передач. Хотя этот вариант конструкции блока при условии качественной сборки функционально является лучшим.

В данном случае не технологичность конструкции редуктора, при сборке каждого блока ведущей шестерни проявляется в следующем.

Во-первых, необходимо выполнить измерение звена A_1 по картеру, для чего требуется время и специальная контрольно-измерительная оснастка. Во-вторых, измерение звена A_2 обычно выполняют в сборе с ведущей шестерней (схема измерения показана на рисунке 9). Тогда в технологической равномерной цепи A появляются технологические звенья $(A_2 + H)$ и H – размер по высоте головки шестерни. В результате технологическая сборочная размерная цепь A усложняется (см. рис. 7). Конструкция блока «вынуждает» более точно обрабатывать головку шестерни по высоте и измерять её. В результате возрастает трудоёмкость определения номера кольца. В-третьих, непосредственно, не учитывается фактор e_1 диаметрального натяга в соединении наружного кольца переднего подшипника ведущей шестерни и картера, что снижает достоверность определения номера кольца. Хотя фактор e_2 учитывается полностью.

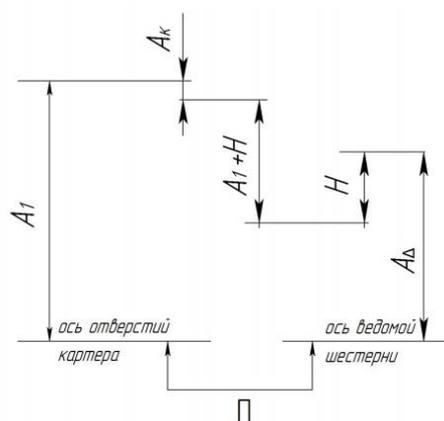


Рис. 7. Схема технологической размерной цепи A при расположении кольца-компенсатора в картере

В этом случае номер кольца для 1-го блока определяется по результатам измерений 4-х звеньев технологической размерной цепи А, из которых три звена 2, 3 и 4 – технологические:

$$A_{\kappa_i} = A_{i_i} - (A_2 + H)_i \pm b_{сб.} + H_i \pm \Pi_i - A_{\Delta}, \quad (3)$$

где A_{Δ} – номинальный размер замыкающего звена;

звено Π_i – поправка на зацепление шестерён главной передачи, может достигать величины $\pm ,05$ мм.

Поправка на зацепление шестерен представляет собой смещение ведущей шестерни относительно нулевого положения. За нулевое принимается положение ведущей шестерни, которое соответствует номинальному значению замыкающего звена A_{Δ} . Записывается на торце головки ведущей шестерни.

Если кольцо располагается на упорном торце ведущей шестерни, как показано на рисунке 8, технологическая сборочная размерная цепь А имеет более простую схему (см. рис. 9), которая означает, что номер кольца в этом случае определяется в 1-м блоке по результатам измерений только двух технологических звеньев:

$$A_{\kappa_i} = A_{i_i} \pm b_{сб.А} \pm \Pi_i - A_{\Delta}, \quad (4)$$

где A_{i_i} технологическое звено, образованное соединением картера и переднего подшипника ведущей шестерни, т.е. соединением конструкторских звеньев A_1 и A_2 .

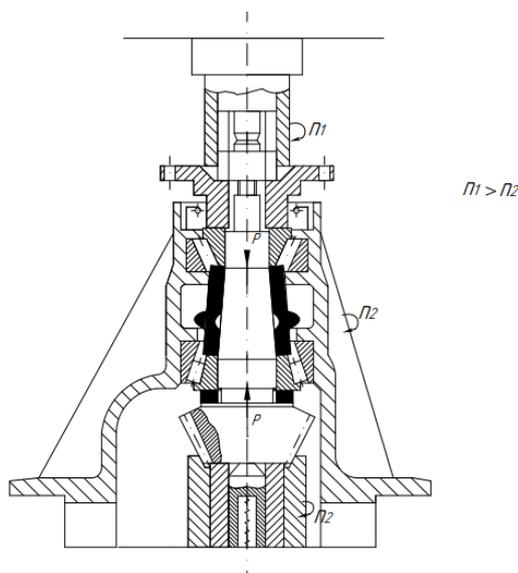


Рис. 8. Схема установки ведущей шестерни в картере на стенде регулировки преднатяга подшипников:

n_1 – частота вращения гайки n_2 – частота вращения картера

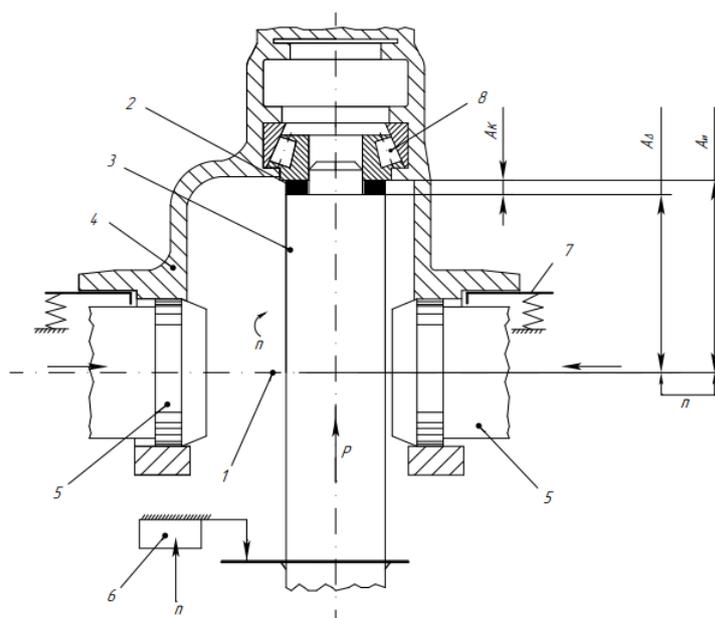


Рис. 9. Схема определения компенсатора A_k в технологической размерной цепи A

Каким образом происходит измерение технологического звена $A_{\text{И}}$ в i -ом блоке ведущей шестерни показано на рисунке 9 в виде схемы технологической наладки операции определения номера кольца.

На операции картер 4 предварительно располагается на мягкой платформе 7 и базируется при помощи измерительной скалки 3 и двух соосных пробок 5. Во время измерения скалка вращается с частотой n и нагружается осевой силой P , равной величине преднатяга подшипников ведущей шестерни $P_{\text{пр}}$. Для каждого блока размер компенсатора 2 показывается на табло датчика 6 и кольцо данного размера автоматически подаётся на операцию сборки.

Таким образом, во время измерения наружное кольцо подшипника находится с рабочим диаметральной натягом, т.е. фактор e_1 учитывается достоверно. Фактор e_2 учитывается по средним статистическим данным, полученным экспериментальным путём, что снижает достоверность определения размера компенсатора.

Выводы

В настоящее время в автомобилестроении актуальны вопросы автоматизации процессов сборки агрегатов автомобилей: редукторов, мостов, коробок передач, рулевых механизмов, тормозных механизмов, двигателей.

Специалисты в области автоматизации сборки считают, что эти вопросы неразрывно связаны с качеством изготовления агрегатов, без которого затраты на автоматизацию их сборки неэффективны. Среди указанных агрегатов особое место занимают редукторы, в которых при сборке главных передач необходимо учитывать влияние ряда факторов динамико-силового замыкания сборочных технологических измерений цепей. Речь идёт о том, при сборке главных передач составляющие агрегата должны находиться в

условиях приближенных к эксплуатационным. С другой стороны создание этих условий в процессе сборки зависит от технологичности конструкции редукторов.

Рассмотренные в работе материалы, могут быть основой создания, адаптивной системы процесса сборки редукторов.

Список литературы

1. Воронин А.В., Шандров Б.В., Герасимов И.К. «К вопросу автоматизации сборки редуктора заднего моста автомобиля «Материалы научных съездов и конференций», М.: Наука, 1974, с. 66-72.

2. Воронин А.В., Шандров Б.В. Некоторые особенности сборки главных передач автомобилей//Автомобильная промышленность, 1978, №5, с. 36-38.

3. Фигатнер А.М. «Влияние предварительного натяга роликоподшипников на работоспособность шпиндельных узлов высокоточных станков»// Станки и инструменты, 1967, №2, с. 43-47.

4. Шандров Б.В., Булавин И.А. «Регулирование положения ведущей шестерни относительно ведомого колеса при сборке редукторов ведущих мостов»// Автомобильная промышленность, 2016, №9, с. 33-37.

5. SKF «Bearing applications in motor vehicles» АВ Svensua Kullagerfabriken, 1966, с. 90.

Осипов К.Н.
к.т.н., доцент,
СевГУ

ДОСТАТОЧНЫЕ УСЛОВИЯ СЖАТИЯ ВЕКТОРА ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Аннотация. Обосновывается подход к определению достаточных условий минимизации (сжатия) вектора информативных диагностических параметров конструктивно сложных изделий общего машиностроения, необходимого для оценки качества их сборки в условиях краткосрочных автоматизированных приемосдаточных испытаний.

Ключевые слова: качество сборки; диагностические параметры; автоматизированные испытания.

Osipov K.N.
Candidate of Technical Sciences, Docent,
SevGU

SUFFICIENT CONDITIONS FOR COMPRESSING THE VECTOR OF DIAGNOSTIC PARAMETERS OF MECHANICAL ENGINEERING PRODUCTS

Abstract. The approach to determining sufficient conditions for minimizing (compressing) the vector of informative diagnostic parameters of structurally complex general engineering

products necessary to assess the quality of their assembly in the conditions of short-term automated acceptance tests is substantiated.

Keywords: build quality; diagnostic parameters; automated tests.

Задачи достоверной оценки качества сборки изделий общего машиностроения в целом и автомобилестроения в частности, например, автомобильного двигателестроения, по-прежнему остаются значимыми и актуальными, что объясняется непрерывным ужесточением требований к качеству выпускаемых изделий и их надежности, металлоёмкости, конкурентоспособности и т.д. при одновременной необходимости сокращения производственных затрат [1–4]. Результаты, полученные в предыдущих исследованиях, например, в работе [5] показали, что решение указанной задачи может быть достигнуто, в том числе методами минимизацией множества диагностических параметров, используемых в ходе производственных приемосдаточных и контрольных испытаний для оценки качества сборки новых изделий с целью оценки их пригодности к будущей эксплуатации. Так в работе [5] впервые были получены предпосылки, необходимые для минимизации множества диагностических параметров двигателей внутреннего сгорания без потери различающей информации, базирующиеся на теории линейной алгебры и информационной теории Кульбака. Однако дальнейшие исследования предлагаемой в работе [5] методики показали, что она обладает серьезным недостатком, который заключается в том, что результат ее реализации не может гарантировать покрытие вектора структурных параметров вектором диагностических параметров. Т.е. критерии минимизации, сформированные в работе [5], не отвечают требованиям достаточности, являясь лишь необходимыми условиями минимизации.

Обзор современной научно-технической литературы, например, [1-9] показал, что, к сожалению, несмотря на актуальность задачи примеры формирования необходимых и достаточных условий сжатия векторов диагностических параметров машиностроительных изделий без потери различающей информации практически отсутствуют, что подтверждает актуальность исследуемой задачи.

Целью данной работы является формирование достаточных условий сжатия векторов диагностических параметров машиностроительных изделий без потери различающей информации.

Техническое состояние сложных технических объектов и систем, к которым относятся изделия машиностроения формируется в процессе изготовления, сборки, а также в ходе выполнения доводочных и контрольно-регулирующих операций. При этом техническое состояние объекта не эквивалентно его состоянию, как динамической системы. Состояние объекта как динамической системы есть набор переменных состояния (фазовых переменных), полностью определяющих положение объекта как абстрактной динамической системы в некотором абстрактном пространстве в рассматриваемый момент времени, но, тем не менее, не позволяющих установить,

правильно или не правильно функционирует объект и исправен ли он. В свою очередь, техническое состояние объекта – это совокупность признаков (структурных параметров (величин зазоров в сопряжениях, значений шероховатостей рабочих поверхностей, отклонений от соосности, перпендикулярности, круглости и т.д.)), формирующихся в ходе производственного процесса, по которым можно судить о его функциональной пригодности к конкретным условиям эксплуатации.

В процессе диагностирования для определения технического состояния изделий, т.е. для оценки правильности их функционирования, необходимо сопоставить каждый структурный параметр или, используя терминологию теории технических систем, каждую переменную технического состояния объекта с некоторым конкретным допустимым значением, характеризующим уровень работоспособности объекта или вид наблюдаемого дефекта. Только на основании результатов сопоставления всех переменных технического состояния объекта с их априорно заданными значениями можно отнести это состояние к тому или иному виду (классу). Однако в практике из-за того, что прямое измерение структурных параметров на работающем изделии невозможно, т.к. это связано с его полной или частичной разборкой, их значение определяют косвенно, по результатам измерения диагностических параметров, функционально зависящих от структурных параметров. По этой причине для решения задач достоверной оценки технического состояния в реальном времени приемосдаточных и контрольных испытаний, а также в ходе эксплуатации и диагностирования возникает задача отыскания такого наименьшего множества диагностических параметров, которое бы обеспечивало принятие достоверных решений о годности испытываемых изделий к условиям будущей эксплуатации с минимальными затратами.

Представим взаимосвязь между структурными и диагностическими параметрами в виде весовой матрицы трансцендентности F размером $qx \times l$, где q – размерность вектора диагностических параметров, l – размерность вектора структурных параметров.

Пусть в матрице $F = F(I(Y, X))$ строки образованы диагностическими параметрами, а столбцы – структурными параметрами. Элементами матрицы являются численные значения величины взаимной информации между i -м диагностическим параметром и j -м структурным параметром, которая может быть рассчитана, используя следующее выражение [6,7]:

$$I(Y, X) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} p_{x,y}(X, Y) \ln \left(\frac{p_{x,y}(X, Y)}{p_x(X) \cdot p_y(Y)} \right) dx dy, \quad (1)$$

где $p_{x,y}(X, Y)$ – функция плотности совместной вероятности $x = \{X_1, X_2, \dots, X_l\}$ и $y = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_q\}$, такая, что $p_{x,y}(X, Y) = p_y(Y) \cdot p_x(X | Y)$.

В качестве величины, численно характеризующей информационную взаимосвязь между параметрами, выбран неотрицательный функционал (1) т.к. он обладает следующими свойствами:

$$I(X, Y) = h(X) + h(y) - h(x, y) = h(Y) - h(Y | X) = h(X) - h(X | Y), \quad (2)$$

$$I(X, Y) = (Y, X), \quad (3)$$

$$I(X, Y) \geq 0. \quad (4)$$

В уравнениях (2) – (4) $h(Y)$ является дифференциальной энтропией вектора диагностических параметров. Аналогично можно сказать о параметре $h(X)$. $h(X|Y)$ является условной дифференциальной энтропией, определяемой выражением:

$$h(X|Y) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} p_{x,y}(X, Y) \log(p_x(X|Y)) dx dy. \quad (5)$$

Величина $h(X, Y)$ называется совместной дифференциальной энтропией совокупности структурных и диагностических параметров.

В общем виде величина взаимной информации (1) определяет статистическую (причинно-следственную) взаимосвязь между вектором структурных и диагностических параметров. При этом, благодаря свойству (4), критерием отсутствия взаимосвязи между исследуемыми параметрами является выполнение строгого равенства взаимной информации нулю. В случаях, когда связь между структурным и диагностическим параметрам детерминированная величина взаимной информации равна энтропии состояния объекта диагностирования:

$$\begin{cases} I(X, Y) = 0 & \text{if } h(x|y) = h(x) \\ I(X, Y) = h(x) & \text{if } h(x|y) = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Отметим, что численно в ходе реальной эксплуатации величина взаимной информации может быть определена из следующей формулы:

$$I(X, Y) = \frac{1}{2} \log \left(\frac{\Sigma_y}{\Sigma_x} \right) + \frac{1}{2} \text{tr}(\Sigma_x) (\Sigma_y^{-1} - \Sigma_x^{-1}) + \frac{1}{2} \text{tr}(\Sigma_y^{-1}) (\delta \cdot \delta'), \quad (7)$$

где Σ_y ковариационная матрица вектора диагностических параметров, Σ_x ковариационная матрица вектора структурных параметров, $\delta = m_x - m_y$, m_x – математическое ожидание вектора структурных параметров, m_y – математическое ожидание вектора диагностических параметров.

Если в выражении (7) принять, что ковариационная матрица вектора диагностических параметров равна ковариационной матрице вектора

где ω – неконтролируемое случайное возмущение, имеющее параметры белого шума.

Тогда справедливо следующее утверждение. Восстановление численных значений вектора структурных параметров по результатам измерений вектора диагностических параметров возможно тогда и только тогда, когда ранг блочной матрицы $[G, G \cdot \Xi, G^2 \cdot \Xi, \dots, G^{l-1} \cdot \Xi]$ равен размерности вектора структурных параметров. Доказательство данного утверждения очевидно и поэтому в данной работе не приводится.

Из последнего следует, что достаточным условиям формирования вектора диагностических параметров, помимо условий, сформулированных ранее в работе [5], является необходимость равенства ранга матрицы наблюдения вида $[G, G \cdot \Xi, G^2 \cdot \Xi, \dots, G^{l-1} \cdot \Xi]$ размерности вектора структурных параметров.

Отметим, что дальнейшие исследования могут быть связаны с методологией определения наиболее точного описания матрицы переходов состояний G с учетом нестационарности отдельных скалярных процессов, описывающих изменение отдельных диагностических параметров.

Список литературы

1. Житников Б.Ю. Обоснование моментов затяжки шпилек, ввинчиваемых в корпусную деталь / Б.Ю. Житников // Сборка в машиностроении и приборостроении. М.: «Машиностроение», 2001 г. № 5, С. 33-35.
2. Житников Ю.З. Автоматизация производственных процессов в машиностроении: учебник для машиностроительных вузов./ Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников [и др.]; под общ. ред. Ю.З. Житникова. – Старый Оскол. ТНТ, 2009. – 656с.
3. Новиков В.В. Оценка технического состояния сложных технических систем методом равновесных состояний / В.В. Новиков, К.Н. Осипов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. № 4. С. 166-171.
4. Osipov K.N. assurance of reliability in making decisions on the assembly quality of machine-building products / Osipov K.N., Golikova V.V. // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2019. Т. 48. № 4. С. 372-377.
5. Новиков В.В. Минимизация множества диагностических параметров сложных машиностроительных изделий ответственного назначения / В.В. Новиков, К.Н. Осипов // Современные технологии сборки. материалы VI международного научно-технического семинара. 2019. С. 89-94.
6. Pierwuchina E. Analiza informacji w trakcie badan produkcyjnych wyrobow maszynowych // Technologia i automatyzacja montazu, 2005. – №3. – S.23-25.
7. Хайкин С. Нейронные сети / С. Хайкин // М.: ООО «И.Д. Вильямс», 2006. – 1104 с.

Троицкий А.А.
аспирант,
ИМАШ РАН,
МГТУ им. Э.Н. Баумана

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ УРОВНЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ КОНСТРУКЦИИ ИЗДЕЛИЯ

Аннотация. В работе излагается метод определения уровня производственной технологичности конструкции изделия посредством суммирования коэффициентов технологичности. Представлены скорректированные формулы коэффициентов технологичности и формула определения уровня производственной технологичности конструкции изделия.

Ключевые слова: уровень технологичности; показатели технологичности; интегральная оценка.

Troitsky A.A.
postgraduate student
FGBUN IMASH Blagonravov,
MGTU E.N. Bauman

METHOD OF DETERMINING THE LEVEL OF PRODUCTION MANUFACTURABILITY OF THE PRODUCT DESIGN

Abstract. The paper describes a method for determining the level of manufacturability of a product design by summing up the coefficients of manufacturability. The corrected formulas of manufacturability coefficients and the formula for determining the level of manufacturability of a product design are presented.

Keywords: the level of manufacturability; indicators of manufacturability; integral assessment.

Известен метод оценки производственной технологичности конструкции изделия (ТКИ), базирующийся на определении коэффициентов технологичности.

Преимуществом этого метода является установление характеристик конструкции изделия (КИ), влияющих на трудоемкость ее изготовления.

Для оценки уровня ТКИ применяются следующие коэффициенты технологичности [1–3]: коэффициент сборности, коэффициент стандартизации изделия, коэффициент унификации изделия (K_y), коэффициент типизации, коэффициент повторяемости, коэффициент точности обработки, коэффициент шероховатости ($K_{ш}$), коэффициент эффективности взаимозаменяемости, коэффициент контролепригодности (K_k), величина массы изделия, коэффициент применяемости материала ($K_{п.м}$)

Анализ расчетных формул перечисленных коэффициентов технологичности показывает, что они не отражают степени влияния характеристик КИ на трудоемкость ее изготовления [4].

В результате разные коэффициенты технологичности с одинаковыми значениями оказывают разную степень влияния на величину трудоемкости изготовления КИ.

Это приводит к тому, что оценивать уровень ТКИ посредством суммирования значений коэффициентов технологичности не представляется возможным.

В результате теряется основное преимущество данного метода оценки ТКИ, возможности определения интегральной оценки уровня ТКИ посредством суммирования коэффициентов технологичности.

С целью устранения отмеченного недостатка в работе [4] были разработаны следующие коэффициенты технологичности КИ и их расчетные формулы, учитывающие степень влияния характеристик КИ на трудоемкость ее изготовления:

- покупаемости ($K_{\text{П}}$);
- заимствования ($K_{\text{З}}$);
- повторяемости деталей ($K_{\text{ПВД}}$);
- повторяемости соединений ($K_{\text{ПВС}}$);
- типизации деталей ($K_{\text{ТИП}}$);
- точности деталей КИ ($K_{\text{ТЧ}}$);
- шероховатости поверхностей деталей ($K_{\text{Ш}}$);
- твердости материала деталей ($K_{\text{ТВ}}$);
- массы деталей ($K_{\text{М}}$);
- соединений ($K_{\text{С}}$);
- эффективности методов достижения точности замыкающих звеньев размерных цепей ($K_{\text{М.Р.Ц}}$);

Следующим шагом в определении интегральной оценки уровня производственной ТКИ является разработка методики суммирования коэффициентов технологичности.

Простое суммирование значений коэффициентов технологичности не позволяет получить достоверную оценку уровня ТКИ. Это объясняется тем, что разные коэффициенты технологичности влияют на один и тот же подвид трудоемкости изготовления КИ, как это видно из таблицы [4].

Как следует из таблицы, имеются шесть групп коэффициентов технологичности, влияющих на один и тот же подвид трудоёмкости изготовления:

- $K_{\text{ПОК}}, K_{\text{З}}, K_{\text{ПВД}}, K_{\text{ТИП}}$, влияют на T_{11} ;
- $K_{\text{ПОК}}, K_{\text{З}}, K_{\text{ПВД}}, K_{\text{ПВС}}$, влияют на T_{13} ;
- $K_{\text{ПОК}}, K_{\text{ПВД}}$, влияют на T_{21} ;
- $K_{\text{ПОК}}, K_{\text{ТЧ}}, K_{\text{Ш}}, K_{\text{ТВ}}$ влияют на T_{22} ;
- $K_{\text{ПОК}}, K_{\text{М}}$ влияют на T_{23} ;
- $K_{\text{С}}, K_{\text{МРЦ}}$ влияют на T_{25} .

Влияние коэффициентов технологичности на трудоёмкость

№	Коэффициент технологичности	Вид трудоёмкости (Т _i)								
		Т								
		Т ₁			Т ₂					
		Т ₁₁	Т ₁₂	Т ₁₃	Т ₂₁	Т ₂₂	Т ₂₃	Т ₂₄	Т ₂₅	Т ₂₆
1	К _{ПОК}	+		+	+	+				
2	К _З	+		+						
3	К _{ПВД}	+		+	+					
4	К _{ПВС}		+	+				+		
5	К _{ТИП}	+								
6	К _{ТЧ}					+				
7	К _Ш					+				
8	К _{ТВ}					+				
9	К _М							+		+
10	К _С								+	
11	К _{МРЦ}								+	

+ – влияние коэффициента технологичности на подвид трудоёмкости.
 Т₁ – трудоёмкость технологической подготовки производства.
 Т₂ – трудоёмкости изготовления КИ.
 Т₁₁ – трудоёмкости разработки технологических процессов изготовления деталей.
 Т₁₂ – трудоёмкости разработки технологических процессов сборки.
 Т₁₃ – трудоёмкости разработки и изготовления технологической оснастки.
 Т₂₁ – трудоёмкость изготовления КИ соответственно из трудоёмкости подготовительно - заключительных работ при обработке заготовок.
 Т₂₂ – трудоёмкости технологических переходов обработки заготовок.
 Т₂₃ – трудоёмкости вспомогательных переходов обработки заготовок.
 Т₂₄ – трудоёмкости подготовительно-заключительных работ при сборке.
 Т₂₅ – трудоёмкости технологических переходов соединения деталей.
 Т₂₆ – трудоёмкости вспомогательных переходов соединения деталей.

Эти группы можно разделить на две части. К первой части групп относятся группы коэффициентов технологичности, характеристики КИ которых изменяются под воздействием разных факторов, но влияющие на один и тот же подвид трудоёмкости. Например, к такой группе относится группа коэффициентов покупаемости, заимствования, повторяемости деталей, типизации.

Ко второй части относится группа коэффициентов технологичности – коэффициенты точности деталей, шероховатости поверхностей деталей, твердости материала деталей, характеристики КИ которых изменяются под воздействием одного фактора. Они влияют на трудоёмкость технологических переходов обработки заготовок через режим обработки. В результате получается, что при одном режиме обработки будут получены разные значения точности детали и шероховатость поверхностей детали при одной и той же твердости материала детали.

Поэтому в этом случае при суммировании коэффициентов технологичности следует учитывать только тот коэффициент технологичности из этой

группы, который оказывает наименьшее влияние на снижение трудоёмкости, так как режим обработки при его обеспечении будет самым низким.

Для групп коэффициентов технологичности, характеристики КИ которых меняются под воздействием разных факторов, влияющих на один подвид трудоёмкости эти формулы изменятся, но изменятся только степени влияния подвидов трудоёмкости на полную трудоёмкость изготовления КИ (a_{ij}). В связи с этим нужно внести изменения в формулы этих коэффициентов технологичности. Суммирование коэффициентов технологичности производится по таблице 1 сверху вниз.

В первом расчётной формуле первого коэффициента ($K_{\text{ПОК}}$) все a_{ij} сохраняются. В результате формула коэффициента покупаемости не изменится, и он будет рассчитываться по формуле:

$$K_{\text{ПОК}} = a_1 a_{11} \frac{\sum \mathcal{E}_{\text{ПОК}i} b_{\text{СЛ}i}}{\mathcal{E}} + a_1 a_{13} \frac{\sum \mathcal{E}_{\text{ПОК}i} b_{\text{СЛ}i}}{\mathcal{E}} + a_2 a_{21} \frac{\sum \mathcal{E}_{\text{ПОК}i} b_{\text{СЛ}i}}{\mathcal{E}} + \dots \quad (1)$$

где $\mathcal{E}_{\text{ПОК}i}$ – i -ый покупной элемент; $b_{\text{СЛ}i}$ – коэффициент отражающий уровень сложности конструкции i -ого элемента; \mathcal{E} – общее количество элементов в КИ; $a_1 = \frac{T_1}{T}$ степень влияния T_1 на T ; $a_2 = \frac{T_2}{T}$ степень влияния

T_2 на T ; $a_{11} = \frac{T_{11}}{T_1}$ степень влияния T_{11} на T_1 ; $a_{13} = \frac{T_{13}}{T_1}$ степень влияния

T_{13} на T_1 ; $a_{21} = \frac{T_{21}}{T_2}$ степень влияния T_{21} на T_2 ; $a_{22} = \frac{T_{22}}{T_2}$ степень влияния

T_{22} на T_2 ; $a_{23} = \frac{T_{23}}{T_2}$ степень влияния T_{23} на T_2 .

В формуле второго коэффициента (K_3) в первом слагаемом a_{11} меняется на a'_{11} , где $a'_{11} = a_{11} - a_{11} \frac{\sum \mathcal{E}_{\text{ПОК}i} b_{\text{СЛ}i}}{\mathcal{E}}$ во втором слагаемом a_{13} меняется на a'_{13} ,

где $a'_{13} = a_{13} - a_{13} \frac{\sum \mathcal{E}_{\text{ПОК}i} b_{\text{СЛ}i}}{\mathcal{E}}$. результате формула коэффициента заимствования изменяется и будет иметь следующий вид:

$$K_3 = a_1 a'_{11} \frac{\sum \mathcal{E}_{3i} b_{\text{СЛ}i}}{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{\text{П}}} + a_1 a'_{13} \frac{\sum \mathcal{E}_{3i} b_{\text{СЛ}i}}{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{\text{П}}}, \quad (2)$$

где \mathcal{E}_{3i} – i -ый заимствованный элемент; $\mathcal{E}_{\text{П}}$ – число покупных элементов.

В формуле третьего коэффициента ($K_{\text{ПОВ}}$) в первом слагаемом a_{11} меняется на a''_{11} , где $a''_{11} = a'_{11} - a_{11} \frac{\sum \mathcal{E}_{3i} b_{\text{СЛ}i}}{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{\text{П}}}$ во втором слагаемом a_{13} меняется на

a''_{13} , где $a''_{13} = a'_{13} - a_{13} \frac{\sum \mathcal{E}_{\text{ПОК}i} b_{\text{СЛ}i}}{\mathcal{E}}$ в третьем слагаемом a_{21} меняется на a'_{21} , где

$a'_{21} = a_{21} - a_{21} \frac{\sum \Delta_{\text{ПОК}i} b_{\text{СЛ}i}}{\Delta}$ В результате формула коэффициента повторяемости деталей изменяется и будет иметь следующий вид:

$$K_{\text{ПВД}} = a_1 a''_{11} \frac{\sum (D_{\text{ПВД}} - D_{\text{ПВД.3}} - 1)_i b_{\text{СЛ}i}}{D - D_{\text{ПОК}} - D_3} + a_1 a''_{13} \frac{\sum (D_{\text{ПВД}} - D_{\text{ПВД.3}} - 1)_i b_{\text{СЛ}i}}{D - D_{\text{ПОК}} - D_3} + . \quad (3)$$

где $D_{\text{ПВД.3}}$ – число повторяемых заимствованных деталей; $D_{\text{ПВД}}$ – число повторяемых деталей i -ой группы; D – общее число деталей; $D_{\text{ПОК}}$ – число покупных деталей; D_3 – число заимствованных деталей.

В формуле четвертого коэффициента ($K_{\text{ПВС}}$) первое слагаемое и третье слагаемое остаются без изменений, во втором слагаемом a_{13} меняется на a'''_{11} , где $a'''_{11} = a''_{13} - a_{13} \frac{\sum (D_{\text{ПВД}} - D_{\text{ПВД.3}} - 1)_i b_{\text{СЛ}i}}{D - D_{\text{ПОК}} - D_3}$ В результате формула коэффициента повторяемости соединений изменяется и будет иметь следующий вид:

$$K_{\text{ПВС}} = a_1 a_{12} \frac{\sum (C_{\text{ПВС}} - 1)_i b_{\text{СЛ.C}i}}{C} + a_1 a'''_{13} \frac{\sum (C_{\text{ПВС}} - 1)_i b_{\text{СЛ.C}i}}{C} + a_2 a_{24} \frac{\sum (C_{\text{ПВС}} - 1)_i b_{\text{СЛ.C}i}}{C}, \quad (4)$$

где $C_{\text{ПВС}}$ – количество повторяемых соединений i -ой группы; C – общее количество соединений; $b_{\text{СЛ.C}i}$ – коэффициент уровня сложности конструкции соединения i -ой группы; $a_{12} = \frac{T_{12}}{T_1}$ – степень влияния T_{12} на T_1 ;

$$a_{24} = \frac{T_{24}}{T_2} \text{ – степень влияния } T_{24} \text{ на } T_2.$$

В формуле пятого коэффициента ($K_{\text{ТИП}}$) a_{11} меняется на a''''_{11} , где $a''''_{11} = a'''_{11} - a_{11} \frac{\sum (\sum D_{\text{ТИП}})_i b_{\text{СЛ}i} b_{\text{ТИП}i}}{D - D_{\text{П}} - D_3 - D_{\text{ПВ}}}$. В результате формула коэффициента типизации деталей изменяется и будет иметь следующий вид:

$$K_{\text{ТИП}} = a_1 a''''_{11} \frac{\sum (\sum D_{\text{ТИП}})_i b_{\text{СЛ}i} b_{\text{ТИП}i}}{D - D_{\text{П}} - D_3 - D_{\text{ПВ}}}, \quad (5)$$

где $b_{\text{ТИП}i}$ – степень влияния типовых деталей i -й на сокращение трудоёмкости их изготовления; $b_{\text{СЛ}i}$ – коэффициент уровня сложности конструкции деталей i -ой группы типового представителя; $D_{\text{ПВ}}$ – число повторяемых деталей.

Как было отмечено ранее из шестого ($K_{\text{ТЧ}}$), седьмого ($K_{\text{Ш}}$) и восьмого ($K_{\text{ТВ}}$) коэффициента при суммировании выбирается один с наименьшим значением. Поэтому они будут рассматриваться совместно. В формулах этих

коэффициентов a_{22} меняется на a'_{22} , где $a'_{22} = a_{22} - a_{22} \frac{\sum \Delta_{\text{ПОК}i} b_{\text{СЛ}i}}{\Delta}$. В результате формулы коэффициентов точности деталей, шероховатости поверхностей деталей и твёрдости материала детали изменятся, и будут иметь следующий вид:

$$K_{\text{ТЧ}} = a_2 a'_{22} \left(1 - \frac{n}{\sum A_i b_{\text{ТЧ}Si} b_{\text{ТЧ}i}} \right), \quad (6)$$

где A_i – наиболее жесткий i -ый квалитет точности, который выбирается между квалитетом точности назначенный на размер поверхности, на отклонение её формы или на размер относительного положения; $b_{\text{ТЧ}i}$ – коэффициент учитывающий трудоёмкость достижения точности A_i при обработке детали; n – число деталей в изделии; $b_{\text{СТЧ}i}$ – доля площади i -ой поверхности детали, от общей площади поверхностей всех деталей в изделии принятой за единицу.

$$K_{\text{Ш}} = a_2 a'_{22} \left(1 - \frac{n}{\sum B_i b_{\text{Ш}i} b_{\text{СШ}i}} \right), \quad (7)$$

где B_i – значение i -ого параметра шероховатости поверхностей деталей в изделии; n – количество поверхностей деталей в изделии; $b_{\text{Ш}i}$ – коэффициент степени влияния B_i на трудоёмкость обработки i -ой поверхности. $b_{\text{СШ}i}$ – доля площади k -ой поверхности детали от общей площади поверхностей всех деталей в изделии принятой за единицу.

$$K_{\text{ТВ}} = a_2 a'_{22} \left(\frac{\sum n_{\text{Т}i} b_{\text{ТВ}i} b_{\text{СТВ}i}}{n} \right), \quad (8)$$

где $n_{\text{Т}i}$ – количество деталей i -ого значения твёрдости материала; n – количество деталей в изделии; $b_{\text{ТВ}i}$ – степень влияния i -ого значения твёрдости материала детали на трудоёмкость.

В формуле девятого коэффициента (K_M) в первом слагаемом a_{23} меняется на a'_{23} , где $a'_{23} = a_{23} - a_{23} \frac{\sum \Delta_{\text{ПОК}i} b_{\text{СЛ}i}}{\Delta}$. В результате формула коэффициента массы элемента изменится и будет иметь следующий вид:

$$K_M = a_2 a'_{23} \left(\frac{\sum n_i b_{\text{M}i}}{n} \right) + a_2 a_{26} \left(\frac{\sum n_i b_{\text{M}i}}{n} \right), \quad (9)$$

где $n_{\text{M}i}$ – количество элементов i -ого значения массы; n – количество элементов в изделии; $b_{\text{M}i}$ – степень влияния i -ого значения массы элемента на трудоёмкость; n – количество элементов в изделии; $b_{\text{СТВ}i}$ – доля площади деталей i -ого значения твёрдости от общей площади

поверхностей всех деталей в изделии принятой за единицу; $a_{26} = \frac{T_{26}}{T_2}$ –

степень влияния T_{26} на T_2 .

В расчётной формуле десятого коэффициента (K_C) a_{25} сохраняется. В результате формула коэффициента соединений не изменится, и он будет рассчитываться по формуле:

$$K_C = a_2 a_{25} \left(\frac{\sum n_i b_{Ci} b_{LCi}}{n} \right), \quad (10)$$

n_i – количество соединений i -ого вида; n – количество соединений в изделии; b_{Ci} – степень влияния i -ого вида соединения на трудоёмкость (у цилиндрических подвижных b_{Ci} будет иметь минимальное значение, а у сварных соединений максимальное); b_{LCi} – доля геометрической характеристики i -ого вида соединения от общей доли геометрических характеристик всех соединений в изделии принятой за единицу; $a_{25} = \frac{T_{25}}{T_2}$ – степень влияния T_{25} на T_2 .

В формуле одиннадцатого коэффициента ($K_{МРЦ}$) a_{25} меняется на a'_{25} , где $a'_{25} = a_{25} - a_{25} \left(\frac{\sum n_i b_{Ci} b_{SCi}}{n} \right)$. В результате формула коэффициента эффективности методов достижения точности замыкающих звеньев размерных цепей изменяется и будет иметь следующий вид:

$$K_{МРЦ} = a_2 a'_{25} \frac{ПВb_{ИЗ.ПВ} + НПb_{ИЗ.НП} + ГВb_{ИЗ.ГВ} + РЕb_{ИЗ.РЕ} + ПРb_{ИЗ.ПР}}{ПВ + НП + ГВ + РЕ + ПР}, \quad (11)$$

где ПВ – число размерных цепей собирающихся методом полной взаимозаменяемости; НП – число размерных цепей собирающихся методом неполной взаимозаменяемости; ГВ – число размерных цепей собирающихся методом групповой взаимозаменяемости; РЕ – число размерных цепей собирающихся методом регулировки; ПР – число размерных цепей собирающихся методом пригонки; $b_{ИЗ.ПВ}$ – коэффициент степени влияния метода полной взаимозаменяемости на трудоёмкость изготовления КИ; $b_{ИЗ.НП}$ – коэффициент степени влияния метода неполной взаимозаменяемости на трудоёмкость изготовления КИ; $b_{ИЗ.ГВ}$ – коэффициент степени влияния метода групповой взаимозаменяемости на трудоёмкость изготовления КИ; $b_{ИЗ.РЕ}$ – коэффициент степени влияния метода регулировки на трудоёмкость изготовления КИ; $b_{ИЗ.ПР}$ – коэффициент степени влияния метода пригонки на трудоёмкость изготовления КИ;

На основании изложенного суммирование коэффициентов технологичности для определения уровня ТКИ должно осуществляться следующим образом:

$$TKI = K_{\text{ПОК}} + K_3 + K_{\text{ПВД}} + K_{\text{ПВС}} + K_{\text{ТИП}} + K_M + K_C + K_{\text{МРЦ}} + K_{\text{min}}, \quad (12)$$

где K_{min} – наименьшее значение одного из трёх $K_{\text{ТЧ}}, K_{\text{Ш}}, K_{\text{ТВ}}$

Список литературы

1. ГОСТ 14.205-83 «Технологичность конструкции изделий».
2. Методика обработки конструкций на технологичность и оценки уровня технологичности изделий машиностроения и приборостроения Текст. – М.: Изд-во стандартов, 1976. – 56 с.
3. Амиров Ю.Д. Технологичность конструкций изделий: справочник / Ю.Д. Амиров, Т.К. Алфёрова, П.Н. Волков. М.: Машиностроение, 1985. 368 с.
4. Троицкий А.А. Расчетные формулы коэффициентов производственной технологичности конструкции изделия. 2020 № 7.С 31-34.

Белобородов С.М.

д.т.н., профессор,

*Пермский военный институт войск национальной гвардии,
ФГАОУ ВО «ПНИПУ»*

МЕТОДЫ ВИБРОПОДАВЛЕНИЯ РОТОРОВ

Аннотация. Проведен анализ известных решений вибрационных задач технологическими методами, сформулирована математическая постановка. Определено направление исследования и сформулирована гипотеза решения минимизационной задачи. Предложено решение минимизации вибрационных параметров в роторных машинах за счет придания роторам упруго-напряжённого состояния, приведены результаты его апробации в условиях промышленного производства.

Ключевые слова: балансировка; вибрация; дисбаланс; ротор; сборка; эксцентриситет.

Beloborodov S.M.

Doctor of Engineering Sciences, professor

*Perm Military Institute of the National Guard Troops,
PNRPU*

METHODS OF VIBRATION SUPPRESSION OF ROTORS

Abstract. The analysis of known solutions of vibration problems by technological methods is carried out, a mathematical formulation is formulated. The direction of the research is determined and the hypothesis of solving the minimization problem is formulated. A solution is proposed to minimize vibration parameters in rotary machines by giving the rotors an elastic-stressed state, the results of its testing in industrial production conditions are presented.

Keywords: balancing; vibration; imbalance; rotor; assembly; eccentricity.

Введение

Широко известны два направления снижения отрицательного воздействия вибрации: виброзащита и виброизоляция. В обоих случаях вибрация принимается, как неизбежное зло и разрабатываются конструкторские и технологические решения по снижению его последствий. Гораздо реже встречаются разработки, в основе которых лежит цель: минимизации собственной виброактивности источника вибрации.

В современном производстве все большее распространение получают экономичные технологические процессы, отличающиеся малой энергоемкостью, сокращением количества технологических операций и затраченного времени, а также более рациональным использованием материальных и человеческих ресурсов [1–9].

В статье рассматриваются процессы, где вибрация – отрицательный фактор эксплуатации (сопутствующий эффект), способствующая повышенному износу изделия, а в ряде случаев – приводящая к аварийному останову или его разрушению

Таким образом, в описанной ситуации необходимо определить меры, обеспечивающие минимизацию вибрационных характеристик (виброскорость, виброускорение).

Если рассматривать все поле применения решений этих задач, то следует выделить характерные группы: изделий, где рабочий процесс предусматривает минимизацию вибрации (вооружение, военная и специальная техника, насосы, компрессоры, точные обрабатывающие станки, двигатели и машины, обеспечивающие подвижность средств различного назначения).

Решение этих прикладных задач целесообразно рассмотреть на примере наиболее распространенных и наиболее перспективных машин. Наиболее характерной машиной, эксплуатация которой требует минимизировать вибрацию, можно считать промышленный центробежный компрессор. Это – машина длительной эксплуатации, а потому вибрация является основным фактором скорости износа подшипников.

При решении описанной задачи целесообразные результаты обеспечивались применением ряда методов сборки, минимизирующих нагрузки на наиболее слабое звено силовой цепи – на опорные подшипники скольжения. Особенность конструкции таких подшипников заключается в заведомом ослаблении их вкладышей относительно шеек. Такая конструкция позволяет существенным образом снизить стоимость эксплуатации: замена тонкостенных вкладышей несравнимо дешевле ремонта шеек. А сам ремонт шеек в эксплуатации рассматривается не как штатная, а как аварийная ситуация.

Поскольку подшипники воспринимают всю статическую и динамическую нагрузку, следует сразу оговорить в какой части можно добиться какого-либо прогресса. Есть два понятия, роль которых следует разделять: грузоподъемность и нагрузка. Грузоподъемность статическая и динамическая определяют максимально допустимую нагрузку в состоянии покоя и в

состоянии вращения при работе. Эта характеристика определяет потенциальную возможность применения подшипников в конкретной технической ситуации. При проектировании вряд ли кто-то будет рассматривать подшипниковый узел как подставку, а потому при проведении основных расчётов всегда учитывают и скорость вращения. Таким образом, нагрузку в интересах точности с скорости расчетов следует делить на статическую, определяемую техническим заданием и зависящую от постоянных факторов: вес и скорость вращения ротора и динамическую, определяемую центробежной силой его элементов и локальными изгибами. Последствия воздействия этих факторов достаточно серьезны, поскольку они снижают динамическую устойчивость роторов, что приводит к увеличению нагрузки на подшипники (и определено из практики) на довольно значимую величину: до 40% от статической нагрузки, ее минимизация – увеличивает ресурс на 30%.

Статическая нагрузка определяется массой ротора, приходящейся на каждую опору и частотой вращения ротора. Для характеристики этой нагрузки принят комплексный *pv*-фактор, представляющий собой произведение удельного давления (вес части ротора, приходящийся на единицу площади проекции вкладыша) и скорости вращения ротора.

Гораздо сложнее описывается динамическая нагрузка: ротор, сбалансированный на низкочастотном оборудовании, рассматривается как квазижесткий. В ходе работы, особенно при прохождении критических частот, он подвергается различным изгибам. В интересах более детального описания в статье рассматривается только один изгиб по первой моде, при этом целесообразным является изгиб, противоположный по направлению имеющемуся изгибу, обусловленному погрешностями изготовления и определяемому измерением максимального радиального биения средней части ротора.

Остаточные дисбалансы, распределение которых не нормируется государственными стандартами, а на большинстве предприятий – и внутренними документами, каждый раз создает индивидуальную картину напряжений, определяемых главным моментом дисбалансов. Это приводит к уникальным схемам распределения сил и неожиданным результатам при испытаниях: в одной и той же крупной партии, при изготовлении и сборке по одним техническим условиям встречаются как высокоустойчивые роторы, так и неработоспособные, и динамически неустойчивые.

Для обеспечения предсказуемого результата сборки роторов разработана методическая база, обладающая защитой патентами РФ № 2372594, 2372595, 2418198, 2426014, 2431064, 2449180, 2522700, 2531158, 2554666, 2565119:

- расчетно-объемный метод подготовки валов к сборке – предназначен для обеспечения сборки ротора без дисбалансов и заключается в многоплоскостном уравнивании вала с одновременной подготовкой параметров установки элементов ротора.

- расчетно-имитационный метод подготовки валов к сборке – предназначен для обеспечения коррекции монтажных дисбалансов валов и роторов с несовпадающими балансировочными и рабочими осями вращения и заключается в расчете локальных монтажных дисбалансов, их имитации во время балансировки ротора и коррекции при установке на рабочие поверхности.

- метод прецизионной подготовки элементов роторов к сборке – предназначен для обеспечения установки элемента на вал с минимизированным эксцентриситетом внешней образующей и без дисбаланса, заключается в коррекции дисбаланса, обусловленного погрешностью установки элемента на оправку, диаметрально противоположной установкой эксцентриситета внешней образующей относительно эксцентриситета посадочной поверхности на валу и обеспечением заранее заданной величины дисбаланса со стороны эксцентриситета внешней образующей.

- метод эксцентриситетно-виртуальной сборки колес турбин – предназначен для уравнивания ротора с заранее известным дисбалансом и заключается в установке комплекта лопаток с дисбалансом, противоположным известному по направлению и равным по величине.

- метод расчетно-эксцентриситетной сборки – предназначен для обеспечения уравновешенности ротора при сборке и заключается в соединении заранее подготовленных элементов при взаимном уравнивании локальных дисбалансов.

- расчетно-эксцентриситетный метод коррекции монтажных дисбалансов элементов валопровода – предназначен для обеспечения уравновешенности всех элементов собранного валопровода и заключается в коррекции локальных дисбалансов по результатам замеров эксцентриситетов и расчетов.

Применение этих методов по отдельности или в комплексе обеспечивает повышение динамической устойчивости роторов или валопровода в целом, однако не обеспечивает устранение вибрации до уровня, исключающего износ подшипников вследствие динамической нагрузки.

Таким образом, основная мотивация дальнейшей работы состоит в неудовлетворённой потребности эффективного направления энергии, повышающей качество разрабатываемых машин.

Для определения комплекса мер, снижающих динамическую нагрузку на подшипники до пренебрежительно малых величин необходимо составить силовую модель ротора.

Вследствие погрешностей изготовления, большая часть которых обусловлена неравножесткостью заготовки вала ротора, вполне предсказуемы положение и величины начальных дисбалансов изготовленного вала. Если эта деталь будет сбалансирована с заданными параметрами дисбалансов (величина и направление), позволяющими выпрямлять ее при работе, то этот прием одновременно приведет и к увеличению нагрузки на подшипники. Увеличение этой нагрузки обусловлено тем, что при выпрямлении вала

появляется динамический дисбаланс, совпадающий по направлению с остаточным дисбалансом. Все это приводит к повышению центробежной силы и повышению нагрузки на опоры.

Следовательно, задача состоит в обеспечении управляемого изгиба ротора в сторону, противоположную его максимальному биению (т.е. – его выпрямления) с одновременным снижением нагрузки на опоры.

При разработке новых методов сборки и балансировки были использованы частные исследования [10–12], результаты которых были запатентованы. Это относится к изобретению (Патент РФ №2554669) обеспечивающему повышение точности балансировки за счет минимизации монтажного дисбаланса рабочего колеса ротора, обусловленное его деформацией при установке; способу балансировки (Патент РФ №2628850), , направленному на повышение точности; высокоточному способу сборки валопровода (Патент РФ №2630954) с минимизацией эксцентриситета масс трансмиссии за счет управления положениями эксцентриситетов присоединительных поверхностей всех роторов и многоплоскостной коррекции остаточных дисбалансов; нового технического решения (Патент РФ №2744244) при котором достигается повышение точности сборки за счет последовательного снижения дисбалансов в ходе технологического процесса; новый способ сборки (Патент РФ №2731506), который обеспечивает снижение объема работ при ее заданной точности и изобретение (Патент РФ №2743926) направленное на повышение точности балансировки роторов с магнитным подвесом.

Для выпрямления ротора целесообразно условно разделить его на две части. Плоскость раздела при этом будет проходить по центру масс ротора. Каждая половина ротора, если она будет подвержена центробежным силам, обусловленным парой кососимметричных роторов, будет стремиться занять положение, близкое к оси вращения, проходящей через центры опорных шеек ротора. При этом точка, относительно которой будет осуществляться поворот половины ротора при изгибе, будет находиться в центре масс этой половины. Это позволит выполнить первую часть задачи – выпрямление ротора.

Схема приложения дисбалансов приведена на рис. 1.

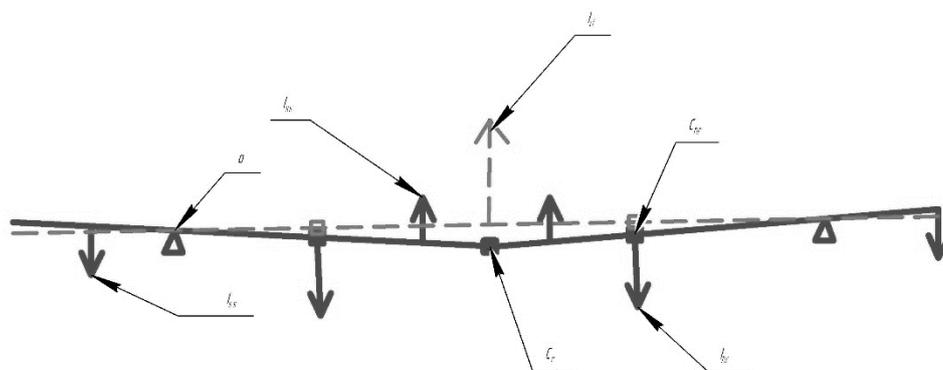


Рис. 1. Схема приложения дисбалансов: I_d – динамический дисбаланс, C_r – центр масс ротора, C_{hr} – центр масс половины ротора, I_{hr} – главный вектор дисбаланса половины ротора, O – опора ротора, I_{ss} – кососимметричные дисбалансы

Для успешного решения второй части задачи необходимо приложить дисбалансы к центрам масс обеих половин ротора и направить их в сторону максимального биения ротора. Тогда при изгибе ротора под воздействием пар кососимметричных центробежных сил, когда наиболее массивная – средняя – часть ротора переместится в сторону, противоположную биению. Это приведет к образованию динамического дисбаланса, сонаправленного с изгибом. Такой дисбаланс приводит к дополнительной центробежной силе. В то же время ранее обеспеченные и приложенные к центрам масс половин ротора дисбалансы уравновесят возникшие динамические дисбалансы.

При этом общая нагрузка на опоры ротора снизится: дополнительная центробежная сила, обусловленная динамическим дисбалансом будет уравновешена центробежными силами, обусловленными ранее обеспеченными дисбалансами.

Такое распределение дисбалансов позволит выполнить поставленную задачу.

Изменение нагрузки $F_{ц}$ на подшипники, обусловленной главным вектором дисбаланса ротора $I_{ц}$ в описанном случае характеризуется иллюстративным графиком А, а фактический уровень вибрации опорной шейки ротора в зависимости от изменения нагрузки описывается графиком Б, приведенными на рис. 2. При этом следует отметить, что вибрация шейки ротора явно снижается в области, прилежащей к частоте вращения в 100 Гц (6 000об/мин)

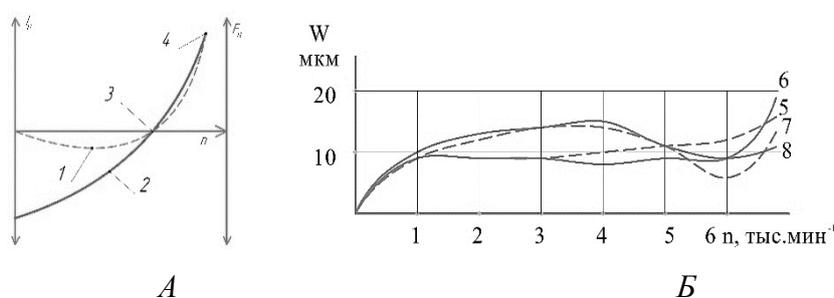


Рис. 2. График изменения нагрузки на подшипники. Иллюстративная характеристика А: 1 – кривая изменения центробежной силы, 2 – кривая изменения главного вектора дисбаланса, 3 – минимальная нагрузка на подшипники, обусловленная центробежными силами, 4 – максимальная нагрузка. Экспериментально полученная характеристика Б: 5, 6, 7, 8 – измеренные уровни вибрации опорной шейки ротора при различных уровнях нагружения ротора

Что касается величин приложенных дисбалансов, то они определяются расчетом и зависят от целого комплекса параметров: масс участков роторов, продольных размеров, номинальной частоты вращения, количества критических скоростей роторов. Методика расчетов имеется, но в статье не рассматривается.

Представленный метод обеспечения динамической устойчивости отработан в ходе изготовления и испытаний роторов компрессоров серии НЦ с двумя секциями. При этом адаптация метода к производственным процессам проходила на роторах с частотой вращения в 150 Гц (9 000 об/мин) с 8 рабочими колесами. Ротор был приспособлен для последовательной и параллельной работы секций.

При приемо-сдаточных испытаниях был достигнут уровень виброперемещений опорных шеек ротора в опорах в пределах 4-6 мкм. Для сравнения: уровень вибрации для прекращения работы компрессора по сигналу «предупреждение» был 60 мкм, а «аварийный останов» – 70 мкм.

Таким образом, применение разработанного метода сборки роторов, обеспечивающего повышение жёсткости ротора за счет упругодеформированного состояния, придает ему необходимую динамическую устойчивость, снижает износ опорных поверхностей подшипников

Выводы

По итогам приведенных результатов исследования следует отметить:

1. Вибрационная задача должна формулироваться на проектном уровне и реализовываться при разработке конструкторской и технологической документации.

2. Целесообразное определение и постоянное измерение параметров вибрационных процессов является важнейшей составляющей испытаний.

3. Достигнутое снижение вибрации в 10 и более раз в опорных подшипниках является подтверждением целесообразности применения разработанного метода в смежных областях производства.

4. При рациональном решении задач снижения вибрации в узлах трения нагрузка на опоры ротора может быть снижена на 40%, а ресурс работы агрегата по этому показателю может быть увеличен до 30%.

5. Промышленная апробация и экспериментальные исследования предложенных методов убедительно доказывают их эффективность.

Список литературы

1. Shmakov A F and Modorskii V Ya 2016 Metallurgist 599-10 pp 882-6
2. Mekhonoshina E V, Modorskii V Ya and Petrov V Yu 2015 Proceedings of International Conference Information Technology and Nanotechnology pp 211-8
3. Mekhonoshina E V and Modorskii V Ya 2016 AIP Conference Proceedings 1770(1)
4. Butymova L N, Modorskii V Ya and Petrov V Yu 2016 AIP Conference Proceedings 1770(1)
5. Gaynutdinova Dinara F, Modorsky Vladimir Ya and Masich Grigoriy F 2015 Procedia Computer Science 66 pp 556-63
6. Nepomiluev V V and Semenov A N 2019 Russian Engineering Research 39(7) pp 625-7
7. Semenov A N and Nepomiluev V V 2019 STINNo 2 pp 24-7
8. Meshkas A E, Makarov V F and Shirinkin V V 2016 Bulletin of the Tula State University Technical sciences 8-2 pp 291-9

9. Pesin M V, Makarov V F and Mokronosov E D 2011 Exposition Oil Gas 6(18) pp 20-1
10. Beloborodov S.M., Tsel'mer M.L., Sviridov E.V. precision balancing of impellers Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Т. 53. № 11-12. С. 797-800.
11. Beloborodov S.M., Petrov V.Y., Modorskii V.Y., Tselmer M.L. providing gas-dynamic tests for 2fsi subsystems AIP Conference Proceedings. 2018. С. 040089.
12. Beloborodov S.M., Makarov V.F., Tselmer M.L. Controlled assembly of rotors Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). Conference proceedings ICIE 2019. Сер. «Lecture Notes in Mechanical Engineering» Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education «South Ural State University» (national research university), Federal State Budget Educational Institution of Higher Professional Education «Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI)». 2020. С. 233-240.

Научное электронное издание

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ

Материалы

VII международного научно-технического семинара

Москва, 21–22 октября 2021 года

Под редакцией М.А. Вартанова, О.А. Раевниной

*Разработано с помощью программного обеспечения
Microsoft Office Word, Adobe Acrobat Pro*

Издается в авторской редакции

Компьютерная верстка: *Н.Р. Гуськова*

Подписано к использованию 11.10.21

Объем издания 5,71 Мб. Тираж 50. Заказ № 82

Издательство Московского Политеха

115280, Москва, Автозаводская, 16

www.mospolytech.ru; e-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru;

тел. (495) 276-33-67

Отпечатано в типографии издательства Московского Политеха