

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

СБОРКА

В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ



ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ
ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

7 2009
(108)

СОДЕРЖАНИЕ

Ресурс машин и конструкций

Болотин В.В.	Прогнозирование и нормирование ресурса машин.	3
Черненко А.Г., Кожушко Г. Г., Савинова Н.В.	Диагностика несущих металлоконструкций мостовых кранов-перегружателей	11
Головкин В.В., Шуваев В.Г., Шуваев И.В., Ромашкина О.В.	Повышение усталостной прочности резьбовых деталей при ультразвуковом резьбонарезании.	15

Сборочное оборудование и его элементы

Куранов В.Г., Лукашова Н.В.	Возникновение схватывания в бомбированном роликоподшипнике из-за разворота ролика под влиянием гирокосмического эффекта	19
Шмагин А.А.	Предельная частота вращения шпинделя при затяжке резьбовых соединений	22
Кислов С.Ю., Кутырев Ал. П., Кутырев Ан.П.	Особенности геометрии полуобкатных конических передач	23

Современные технологии сборки

Житников Б.Ю., Симаков А.Л., Демьянкова Е.В.	Способ доориентации жестких уплотнений при их автоматизированной установке на сопрягаемую поверхность узла	28
Воркуев Д.С.	Определение угла затяжки резьбовых соединений с учетом деформации уплотнения	33
Гаэр М.А., Шабалин А.В.	Геометрическая классификация деталей при анализе сборок с пространственными допусками	34
Толоконников С.В.	Моделирование точечно-капельных процессов в зависимости от погрешности сборки узла штуцера тепловых подогревателей	39

Экономика и организация сборочного производства

Ламин И.И.	Оптимизация структуры парка и параметров сборочного оборудования автомобильного производства	44
------------	--	----

В помощь конструктору, технологу

Черменский О.Н., Федотов Н.Н.	Монтаж, демонтаж и обслуживание подшипников	51
-------------------------------	---	----

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" – 79748, Объединенному каталогу "Пресса России" – 84967, каталогу "Почта России" – 60257) или непосредственно в издательстве Tel.: (499) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (499) 269-48-97.

E-mail: sborika@mashin.ru; tsmm@mashin.ru

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Председатель
редакционного совета
Ф.М. МИТЕНКОВ, академик РАН

Редакционный совет

МОСКВА	Ю.Г. КОЗЫРЕВ
А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор)	А.И. КУМЕНКО
А.А. ГУСЕВ	А.В. МЕДАРЬ
М.В. ВАРТАНОВ	Е.А. МИКРИН
А.М. ДАЛЬСКИЙ	Ю.Ф. НАЗАРОВ
И.Н. ЖЕСТКОВА (зам. главного редактора)	В.В. ПОРОШИН
И.Н. ЗИНИНА	Б.В. ШАНДРОВ
Ю.Л. ИВАНОВ	А.А. ШАТИЛОВ
	А.Г. ХОЛОДКОВА
	Г.А. ЯРКОВ

Региональные редсоветы

БЕЛГОРОД	ОРЕnbург
Н.А. ПЕЛИПЕНКО	А.Н. ПОЛЯКОВ
БРЯНСК	А.И. СЕРДЮК
О.А. ГОРЛЕНКО	А.П. ФОТ
ВЛАДИВОСТОК	РЫбинск
Ю.Н. КУЛЬЧИН	В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
А.А. СУПОНЯ	В.В. НЕПОМУЛУЕВ
В.М. КОРНИЕНКО	А.Н. СЕМЕНОВ
ВОЛГогРАД	САМАРА
В.Г. КАРАБАНЬ	М.В. ЕВДОКИМОВ
М.Г. КРИСТАЛЬ	Ю.А. ВАШУКОВ
В.И. ЛЫСАК	Г.А. КУЛАКОВ
В.М. ТРУХАНОВ	В.А. НИКОЛАЕВ
ИЖЕВСК	САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
И.В. АБРАМОВ	В.Ф. КУЗЬМИН
Б.А. ЯКИМОВИЧ	Е.В. ШАЛОБАЕВ
В.Г. ОСЕТРОВ	ТОЛЬЯТТИ
И.К. ПИЧУГИН	А.И. РЫЖКОВ
КАЗАНЬ	Б.Ф. ХАЗОВ
Р.И. АДГАМОВ	ХАБАРОВСК
КОВРОВ	В.А. ЛАШКО
Ю.З. ЖИТНИКОВ	Украина
КОЛОМНА	КИЕВ
Ю.Д. АМИРОВ	А.С. ЗЕНКИН
КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ	В.А. МАТВИЕНКО
Б.Н. МАРЫН	ДОНЕЦК
В.И. ШПОРТ	А.Н. МИХАЙЛОВ
А.М. ШПИЛЕВ	СЕВАСТОПОЛЬ
НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ	Е.Л. ПЕРВУХИНА
С.В. ДМИТРИЕВ	ХАРЬКОВ
Р.М. ХИСАМУДИНОВ	Б.М. АРПЕНТЬЕВ
ОМСК	Беларусь
В.Н. КОСТЮКОВ	МИНСК
ОРЕЛ	В.Л. БАСИНЮК
Ю.С. СТЕПАНОВ	Гомель
Г.А. ХАРЛАМОВ	В.Е. СТАРЖИНСКИЙ
	ПОЛОЦК
	М.Л. ХЕЙФЕЦ

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Н.М. КУЩ-ЖАРКО, Л.Д. ПАРШЕНКОВА

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

THE MONTHLY
NEWSMAGAZINE
FOR SCIENTISTS
AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING



IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS
THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

7 2009
(108)

CONTENTS

Service life of machinery and constructions

Bolotin V.V. Forecasting and normalization of machine resource	3
Chernenko A.G., Kozhushko G.G., Savinova N.V. Diagnostics of bearings metal constructions of bridge crane re-loader	11
Golovkin V.V., Shuvaev V.G., Shuvaev I.V., Romashkina O.V. Raise of fatigue strength of threaded details at ultrasonic thread cutting	15

Production tools and machinery for assembly

Kuranov V.G., Lukashova N.V. Appearance of welding in rolling-bearings because of turning of rolls from gyroscopic effect	19
Shmagin A.A. The article reviews the formula for determination of rotational speed limit of multispindle screwing unit at the moment of tightening start	22
Kislov S.Yu., Kutyrev A.I.E., Kutyrev An.E. Geometry of gearing with rectilinear flank tooth in one of spur gear singularities	23

Modern technologies in assembly

Zhitnikov B.Y., Simakov A.L., Demyanova E.V. Adaptation method justification of stiff seals final orientation in their automated installation on mating unit surface	28
Vorkuyev D.S. Validation of the screw joint tightening angle based on considering the compression strain	33
Gayer M.A., Shabalin A.V. Geometrical divisibility of parts in analysis of assemblies with spatial tolerances	34
Tolokonnikov S.V. Simulation point-drop processes with assembly error of thermal heater connection	39

Economy and the Organization of Assembly

Lamin I.I. Optimization of park structure and parameters of assembly equipment in automotive manufacture	44
--	----

Industrial and design engineer's aid

Chermensky O.N., Fedotov N.N. Mounting, dismounting and service of roller bearings	51
--	----

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency **79748**, the union catalogue "Pressa Rossi" **84967**, the catalogue "Pochta Rossi" **60257**) or directly in editorial of the journal.

Ph.: (499) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (499) 269-48-97.

<http://www.mashin.ru> E-mail: sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru
Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building"

107076, Moscow, Stromynsky per. 4

The reference to the *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal* during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board –
Member of Russian Academy of Science
F.M. MITENKOV

Editors

MOSCOW

VASILEV A.S. (Chief editor)	KUMENKO A.I.
VARTANOV M.V.	MEDAR' A.V.
DALSKY A.M.	MIKRIN E.A.
GUSEV A.A.	NAZAROV Yu.F.
ZHESTKOVA I.N. (Deputy chief editor)	POROSHIN V.V.
ZININA I.N.	SHANDROV B.V.
IVANOV Y.U.L.	SHATILOV A.A.
KOZYREV Y.U.G.	KHOLODKOVA A.G.
	YARKOV G.A.

Regional editors

BELGOROD

PELIPENKO N.A.

BRIANSK

GORLENKO O.A.

VLADIVOSTOK

KULSHIN Yu.N.

SUPONIA A.A.

KORNENKO V.M.

VOLGOGRAD

KRISTAL M.G.

KARABAN' V.G.

LYSAK V.I.

TRUKHANOV V.M.

IZHEVSK

ABRAMOV I.V.

YAKIMOVICH B.A.

OSETROV V.G.

PITCHUGIN I.K.

KAZAN

ADGAMOV R.I.

KOVROV

ZHITNIKOV Yu.Z.

KOLOMNA

AMIROV Yu.D.

KOMSOMOLSK-ON-AMUR

MARJIN B.N.

SCHPORT V.I.

SHPILEV A.M.

NABEREZHNYE CHELNY

DMITRIEV S.V.

KHISAMUTDINOV R.M.

OMSK

KOSTIUKOV V.N.

OREL

STEPANOV Yu.S.

KHARLAMOV G.A.

ORENBURG

POLYAKOV A.N.

SERDUK A.I.

FOT A.P.

RYBINSK

BEZIAZHSKY V.F.

NEPOMILUEV V.V.

SEMEONOV A.N.

SAMARA

EVDOKIMOV M.V.

VASHUKOV Yu.A.

KULAKOV G.A.

NIKOLAEV V.A.

ST.-PETERSBURG

KUZMIN V.F.

SHALOBAEV E.V.

TOLIATI

KHAZOV B.F.

RYZHKOV A.I.

KHABAROVSK

LASHKO V.A.

Ukraine

KIEV

ZENKIN A.S.

MATVIENKO V.A.

DONETSK

MIKHAILOV A.N.

SEVASTOPOL

PERVUKHINA E.L.

KHARKOV

ARPENTIEV B.M.

Belarus

MINSK

BASINJKU V.L.

GOMEL

STARZHINSKI V.E.

POLOTSK

KHEIFETZ M.L.

Executive editors of current issue: KUSH-ZHARKO N.M., PARSHENKOVA L.D.

The journal is registered by RF Ministry of Press, Tele-and Broadcasting and Mass Communications Media. Registration certificate ПИ № 77-1747, February 25, 2000

Free price

РЕСУРС МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.01:539.4

В.В. Болотин, акад. РАН
Тел. 8(499) 268-3842

Прогнозирование и нормирование ресурса машин

Даны понятия технического ресурса машин и срока их службы. Освещено экономическое значение проблемы ресурса. Рассмотрены вопросы прогнозирования ресурса, надежности и безопасности машин и механики их разрушения.

Приведены экономико-математические модели для нормирования показателей надежности, а также данные по нормированию срока службы и ресурса.

Concepts of a technical machine resource and their service life are given. Economic value of a problem of a resource is covered. Questions of forecasting of a resource, reliability and safety of machine and mechanics of their destruction are considered.

Economic-mathematical modes for normalization of indicators of reliability, and also the data on service life and resource normalization are resulted.

Ключевые слова: прогнозирование, нормирование, ресурс машин, срок службы.

Key words: forecasting, normalization, machine resource, servis life.

Понятие ресурса

Технический ресурс (далее *ресурс*) — величина, характеризующая запас возможной наработки объекта. Согласно ГОСТ 27.002–89 ресурсом называют *суммарную наработку* объекта от начала его эксплуатации или ее возобновления после ремонта до перехода в *предельное состояние*. В зависимости от того, как выбирают начальный момент времени, в каких единицах измеряют продолжительность эксплуатации и что понимают под предельным состоянием, понятие ресурса получает различное толкование.

В качестве меры продолжительности может быть выбран любой неубывающий параметр, характеризующий продолжительность эксплуатации объекта. Для самолетов и авиационных двигателей естественной мерой ресурса служит налет в часах, для автомобилей — пробег в километрах, для прокатных станов — масса прокатанного металла в тоннах и т.п. Если наработку измерять числом про-

изводственных циклов, ресурс будет принимать дискретные значения.

Единицы для измерения ресурса выбирают применительно к каждой отрасли и к каждому классу машин, агрегатов и конструкций отдельно. С точки зрения теории и общей методологии наилучшей и универсальной единицей остается единица времени.

Во-первых, время эксплуатации технического объекта в общем случае включает не только время его полезного функционирования, но и перерывы, в течение которых суммарная наработка не возрастает. Между тем в эти перерывы объект подвергается воздействиям окружающей среды, нагрузкам, возникающим при транспортировании, и т. д. Кроме того, во время перерывов в функционировании свойства материалов могут изменяться. Так, процесс старения материалов вызывает уменьшение общего ресурса.

Во-вторых, ресурс тесно связан со *сроком службы*, определяемым как календарная продолжительность эксплуатации объекта до его перехода в предельное состояние и измеряемым в единицах времени. Срок службы до списания объекта (плановый, нормативный срок службы) в значительной степени связан с темпами научно-технического прогресса в данной отрасли. Применение экономико-математических моделей для нормирования ресурса требует измерения ресурса не только в единицах наработки, но и в единицах времени.

В-третьих, в задачах прогнозирования остаточного ресурса функционирование объекта в течение прогнозируемого отрезка времени представляет собой случайный процесс, аргументом которого служит время. Таким образом, наработка приобретает здесь смысл случайной функции времени.

Исчисление ресурса в единицах времени позволяет поставить задачи прогнозирования в наиболее общей форме, поэтому в дальнейшем без нарушения общности для измерения ресурса будем применять единицы времени, считая последнее непрерывной независимой переменной. Иногда будем использовать дискретное время (например, число циклов или блоков нагрузления). Если известно распределение по длительности циклов или блоков, а также распределение перерывов между



ними, то пересчет на календарное время (или наоборот) не вызывает затруднений.

Начальный момент времени при исчислении ресурса и срока службы на стадиях проектирования и эксплуатации выбирают по-разному. На стадии проектирования за начальный момент времени обычно принимают момент ввода объекта в эксплуатацию, или, точнее, начало его полезного функционирования. Для объектов, находящихся в эксплуатации, в качестве начального можно выбрать момент последней инспекции или профилактического мероприятия либо момент возобновления эксплуатации после капитального ремонта. Это может быть также произвольный момент времени, в который поставлен вопрос о дальнейшей эксплуатации, реконструкции объекта и т.п.

Переход объекта в предельное состояние влечет за собой временное или окончательное прекращение его эксплуатации. В одних случаях причиной прекращения эксплуатации является моральный износ, в других – чрезмерное снижение эффективности, в результате которого дальнейшая эксплуатация объекта становится экономически нецелесообразной, в третьих – снижение показателей безопасности ниже предельно допустимого уровня. Не всегда удается установить точные признаки и значения параметров, при которых состояние объекта следует квалифицировать как предельное.

Обычно основанием для списания машины служит резкое увеличение интенсивности отказов, продолжительности простоев или расходов на ремонт по сравнению с теми же показателями для парка аналогичных машин. Для однократно восстанавливаемых объектов различают ресурс до среднего или капитального ремонта и полный ресурс для многократно восстанавливаемых объектов, кроме того и межремонтный ресурс. Предельные состояния, соответствующие этим значениям ресурса, могут быть различными. Критерии предельного состояния каждого вида устанавливают в нормативно-технической, конструкторской или эксплуатационной документации.

Рассмотрим подробнее понятия *нормативного ресурса* и *нормативного срока службы*. Выбор этих показателей – технико-экономическая задача, решаемая на этапе разработки проектного задания. При этом учитывают современное техническое состояние, мировой уровень и темпы научно-технического прогресса в данной отрасли, принятые в данное время нормативные значения показателей экономической эффективности, ограничения на стоимость материалов, элементов и комплектую-

щих изделий, а также на сроки их поставки, плановые задания, технико-экономические прогнозы на перспективу и т.д.

Задача конструкторов, расчетчиков и разработчиков – подобрать материалы, конструктивные формы, размеры и технологические процессы, обеспечивающие нормативные значения показателей для проектируемого объекта.

На стадии проектирования, когда объект еще не создан, его расчет, в том числе и оценку ресурса, выполняют на основе расчетных схем, в которых (явно или неявно) использованы статистические данные о материалах, компонентах и элементах, о нагрузках, воздействиях и условиях эксплуатации аналогичных объектов. При недостаточном количестве статистических данных используют экспертные оценки.

Нормативный ресурс задают определенным числом, соответствующим некоторой вероятности, с которой ресурс должен быть реализован в проектируемом объекте. Обычно используют понятие *гамма-процентного ресурса* – значение ресурса, обеспеченное с заданной вероятностью γ . Часто употребляют также понятия *среднего ресурса* и *среднего срока службы*. На стадии проектирования эти понятия означают математические ожидания соответственно ресурса и срока службы.

Применительно к эксплуатируемым объектам понятие ресурса также можно толковать по-разному. Основным понятием здесь является индивидуальный остаточный ресурс – продолжительность эксплуатации от данного момента времени до достижения предельного состояния. В условиях эксплуатации межремонтные периоды также назначают индивидуально по техническому состоянию. Поэтому вводят понятие *индивидуального ресурса* до ближайшего среднего или капитального ремонта. Аналогично вводят индивидуальные сроки для других профилактических мероприятий.

Экономическое значение проблемы ресурса

Ресурс технических объектов (машин, систем машин, приборов, инструментов, конструкций и сооружений) является важной технико-экономической характеристикой. При существующих темпах прогресса в науке и технике поколения ряда машин должны сменяться примерно каждые десять лет, а в приборостроении и вычислительной технике – еще чаще. Фактический ресурс должен быть согласован с оптимальными значениями сро-



ка службы. К сожалению, в большинстве отраслей ресурс не достигает значений, оптимальных с экономической точки зрения, а по ряду изделий средний фактический ресурс оказывается меньше нормативного. Широко известным примером служит продукция сельскохозяйственного машиностроения, недостаточная надежность (долговечность) которой является следствием низкого качества проектирования, изготовления, технического обслуживания и хранения.

При современном состоянии науки и техники возможно значительное повышение ресурса машин (до значений, соответствующих их моральному износу). Некоторые меры по повышению ресурса требуют более грамотного подхода к расчету и проектированию, техническому обслуживанию и эксплуатации, другие связаны с применением новых материалов, конструктивных решений и технологических процессов.

Увеличение ресурса представляет серьезный резерв для экономии средств, материалов, энергии и трудовых затрат. Так, увеличение ресурса по некоторому парку машин в среднем на 10 % эквивалентно приблизительно 10 % экономии на производстве новых машин или введению соответствующих новых производственных мощностей. Ресурс в значительной степени зависит от нагрузок, действующих на элементы машины или конструкции. *Правильный выбор материалов и корректный расчет* – основные источники повышения ресурса без значительного удорожания машины или конструкции. Поскольку прогнозирование ресурса включает установление зависимости его от всех внешних и внутренних факторов, разработку методов прогнозирования следует рассматривать как одну из неотъемлемых частей общей проблемы ресурса.

Особое место занимает *прогнозирование ресурса на стадии эксплуатации*. В отличие от стадии проектирования, когда прогнозу подлежит ресурс генеральной совокупности еще не созданных технических объектов, прогнозирование на стадии эксплуатации выполняют для конкретных, существующих объектов. При этом оценке подлежат *остаточный ресурс* и (или) *остаточный срок службы*.

Прогнозирование индивидуального ресурса открывает дополнительные пути для получения экономического эффекта. Вследствие естественного разброса характеристик объектов и условий их эксплуатации (включая историю нагружения каждого из них) диапазон индивидуальных значений ресур-

са весьма широк. Так, коэффициенты вариации ресурса строительно-дорожных машин изменяются от 0,25 до 0,35 и более [1].

Прогнозирование индивидуального ресурса не только позволяет предупреждать возможные отказы и непредвиденные достижения предельных состояний, но и более правильно планировать режимы эксплуатации, профилактические мероприятия и снабжение запасными частями. Более того, переход к индивидуальному прогнозированию ведет к увеличению среднего ресурса машин, поскольку уменьшает долю машин, преждевременно снимаемых для ремонта, и открывает путь для обоснованного выбора оптимального срока эксплуатации.

В ряде случаев рентабельная эксплуатация может быть продолжена в условиях снижения нагрузок, поэтому можно рассматривать прогнозирование индивидуального остаточного ресурса как систему управления процессом эксплуатации и технического обслуживания.

Внедрение индивидуального прогнозирования требует дополнительных расходов на средства технической диагностики, на встроенные и внешние приборы, регистрирующие уровень нагрузок и состояние объекта, на создание микропроцессоров для первичной переработки информации, на разработку математических методов и программного обеспечения, позволяющих получать обоснованные выводы на основе собранной информации.

Эта проблема является первоочередной для объектов двух групп. К объектам первой группы относят самолеты гражданской авиации. Авиацию отличают высокий научно-технический уровень разработок, жесткие требования к весовым показателям, которые приводят к увеличению напряженности как конструкции планеров, так и деталей двигателей, а также высокие требования к безопасности полетов при наличии воздействий, не поддающихся прямому контролю. В авиации впервые была поставлена проблема прогнозирования индивидуального ресурса. Именно здесь впервые были применены датчики для регистрации нагрузок, действующих на самолет в процессе эксплуатации, а также датчики ресурса, позволяющие судить о накопленных в конструкции повреждениях, а следовательно, об остаточном ресурсе.

Вторую группу объектов составляют крупные энергетические установки. Это тепловые, гидравлические и атомные электростанции, большие системы для передачи и распределения энергии и топ-



лива (например, магистральные трубопроводы большой протяженности).

Будучи сложными и ответственными техническими объектами они содержат напряженные узлы и агрегаты, которые при аварии могут стать источником повышенной опасности для людей и окружающей среды. Ряд тепловых электростанций, построенных в послевоенные годы, был рассчитан на срок службы 25–30 лет. Таким образом, к настоящему времени они выработали свой расчетный ресурс.

Поскольку оборудование электростанций находится в удовлетворительном техническом состоянии и они продолжают вносить существенный вклад в энергетику страны, возникает вопрос о возможности дальнейшей эксплуатации без перерывов на реконструкцию основных блоков и агрегатов. Для вынесения обоснованных решений необходимо иметь достаточную информацию о нагруженности основных и наиболее напряженных элементов в течение всего предыдущего периода эксплуатации, а также об изменении технического состояния этих элементов.

При создании новых энергетических установок, среди которых особое значение имеют атомные электростанции, необходимо предусматривать их оснащение не только системами раннего предупреждения отказов, но и более основательными средствами для диагностики и идентификации состояния их основных компонентов, регистрации нагрузок, переработки информации и установления прогноза относительно изменения технического состояния.

Прогнозирование ресурса и теория надежности

Прогнозирование ресурса – составная часть теории надежности машин и конструкций. Под надежностью понимают способность технического объекта выполнять заданные функции в течение заданного отрезка времени или заданной наработки. В понятие надежности входит ряд свойств объекта: *безотказность, долговечность, ремонтопригодность, сохраняемость*.

Одним из центральных понятий теории надежности является *отказ* – событие, которое заключается в нарушении работоспособного состояния объекта. В теории надежности отказ трактуют как случайное событие, принимая за один из основных показателей надежности вероятность безотказной

работы в течение заданного отрезка времени или в пределах заданной наработки.

Ресурс и срок службы, будучи показателями долговечности, также принадлежат к числу основных понятий теории надежности. В простейшей ситуации, когда объект эксплуатируют до первого отказа, отождествляемого с переходом объекта в предельное состояние, безотказность работы объекта одновременно характеризует и его долговечность. Однако здесь рассматриваем более общий случай, когда после периода приработки интенсивность отказов снижена до минимума, причем система планово-профилактических мероприятий и технического обслуживания гарантирует предупреждение возможных отказов или по меньшей мере их быстрое устранение без длительных перерывов в эксплуатации и других нежелательных последствий. При этих условиях основными понятиями становятся предельное состояние, ресурс и срок службы.

Машины и конструкции в целом или в основной их части представляют собой механические системы. Вопросы надежности впервые были поставлены именно при расчетах механических систем, точнее, в связи со статистическим истолкованием коэффициентов запаса и допускаемых напряжений.

Основная задача теории надежности состоит в оценке показателей надежности систем по известным показателям отдельных элементов. Обычно эти элементы представляют собой изделия массового производства, которые могут быть испытаны в количестве, достаточном для получения достоверных статистических оценок показателей надежности. Отличительная черта объектов, служащих применением теории надежности, состоит также в том, что условия их эксплуатации относительно однородны, стационарны и поддаются воспроизведению в условиях стендовых испытаний. Теория надежности таких объектов разработана весьма детально. Эта теория стала составной частью общей теории больших систем; назовем ее *системной теорией надежности*.

В последнее время получила развитие так называемая параметрическая теория надежности, в которой отказ трактуют как выход параметров объектов за некоторые установленные пределы, характеризующие работоспособность объекта. Однако разработка физических моделей отказов в параметрической теории пока находится на ранней стадии.



Силовое и кинематическое взаимодействие элементов машин и конструкций носит более сложный характер. Поведение этих объектов существенно зависит от их взаимодействия с окружающей средой, а также характера и интенсивности процессов эксплуатации. Для предсказания поведения деталей машин и элементов конструкций необходимо рассматривать процессы деформирования, изнашивания, накопления повреждений и разрушения при переменных нагрузках, температурах и других внешних воздействиях.

Чтобы судить о безотказности и долговечности объекта в целом, недостаточно знать только показатели отдельных элементов. К тому же многие конструкции и машины уникальны или малосерийны, их блоки и агрегаты слишком громоздки или дороги, поэтому нельзя рассчитывать на накопление статистической информации на основе их стендовых или натурных испытаний.

В связи с этим для оценки показателей безотказности и долговечности механических систем применяют в основном расчетно-теоретический метод, основанный на статистических данных о свойствах материалов, нагрузках и других воздействиях. В этом наиболее существенное отличие теории надежности машин и конструкций как от системной теории надежности, так и от параметрической.

Для прогнозирования ресурса применяем вариант теории надежности, предложенный автором. Поведение объекта рассматриваем как результат его взаимодействия с окружающей средой. Современное состояние механики материалов и конструкций (теории упругости и пластичности, строительной механики, механики разрушения и др.), а также прикладных методов расчета машин и конструкций позволяет с большой степенью достоверности предсказывать поведение механических систем, если известны свойства материалов и заданы внешние воздействия.

В теории надежности механических систем свойства материалов и воздействия приняты случайными, поэтому поведение объекта также носит случайный характер. Нормативные требования и технические условия эксплуатации накладывают определенные ограничения на эти параметры. Ограничения могут быть сформулированы в виде условия нахождения некоторого случайного вектора, зависящего от времени и характеризующего качество объекта в заданной области. Отказам и пре-

дельным состояниям соответствуют выходы этого случайного вектора из области допустимых состояний.

Таким образом, основная задача теории надежности – оценка вероятности безотказной работы на заданном отрезке времени – сведена к задаче о выбросах случайных процессов. Соединение методов механики материалов и конструкций с теорией случайных процессов составляет основу *теории надежности механических систем*.

Прогнозирование ресурса и механика разрушения

Если исключить из рассмотрения выходы из строя машин и конструкций вследствие резких нерасчетных перегрузок, природных воздействий, не поддающихся контролю, грубых ошибок при проектировании или эксплуатации или неблагоприятного сочетания перечисленных факторов, то остальные случаи наступления предельных состояний можно отнести преимущественно к одной из двух больших групп.

Первую группу образуют предельные состояния, наступившие в результате постепенного накопления в материале рассеянных повреждений, приводящих к зарождению и развитию макроскопических трещин. Часто зародыши и очаги таких трещин, вызванные несовершенством технологических процессов, содержатся в объекте до начала его функционирования. Причиной выхода объекта из строя является развитие трещин до опасных или нежелательных размеров. Если трещина не обнаружена своевременно, ее развитие может привести к аварийной ситуации.

Вторую группу составляют предельные состояния, связанные с чрезмерным износом трущихся деталей и поверхностей, находящихся в контакте с рабочей или окружающей средой.

Предельные состояния первой группы типичны для несущих элементов, работающих при высоких уровнях общей нагруженности. Случай, когда несущие элементы испытывают интенсивное изнашивание, сравнительно редки. Рассмотрим более детально первую группу предельных состояний.

Классический пример напряженных объектов – сосуды давления. Эти объекты эксплуатируются почти во всех областях техники, в частности, в энергетике, на транспорте, в химической и нефтегазовой промышленности. Сосуды давления обычно рассчитывают на большие сроки службы. Стен-



ки сосудов работают в условиях растягивающих напряжений, часто при повышенных температурах, нередко в контакте с активными и агрессивными средами. Для безопасности работы необходимы достаточно большие запасы прочности. Однако толщина сосудов должна быть ограниченной из-за технологических, экономических и других соображений. Иногда масса сосудов давления ограничена условиями технической осуществимости проекта в целом.

Разрушение или повреждение как результат развития трещин – типичная форма предельного состояния сосудов давления. Для иллюстрации используем данные, полученные при анализе отказов сосудов давления, проведенном по поручению Управления по атомной энергетике Великобритании. Были исследованы паровые котлы, теплообменники, резервуары химической и нефтехимической промышленности и т.д. Анализ был проведен для оценки допустимого риска применительно к оболочкам атомных реакторов, поэтому были использованы данные, относящиеся к сравнительно толстостенным (толщиной более 9,5 мм) и напряженным (с рабочим избыточным давлением более 725 кПа) оболочкам. Среди рассмотренных 229 отказов 13 имели катастрофический характер. В остальных случаях эксплуатация была прекращена, так как обнаруженные повреждения были классифицированы как опасные.

Приведем сведения, дающие представление о характере отказов (табл. 1).

Подавляющее большинство (94 %) отказов связано с возникновением трещин, обычно в сварных швах или их окрестности. Приведем классификацию причин, которые привели к развитию трещин (табл. 2).

Таблица 1

Характер отказов	Число отказов	%
Развитие трещин	215	94
Дефекты изготовления	5	2
Коррозия	1	
Ошибки при эксплуатации	3	
Ползучесть	3	
Не установлен	2	
Всего	229	100

Таблица 2

Причины развития трещин	Число отказов	%
Усталость	52	24
Коррозия	30	14
Технологические трещины	62	29
Не установлена	61	28
Различные (ползучесть, ошибки при эксплуатации и т.д.)	10	5
Всего	215	100

Относительно небольшую долю усталостных трещин (24 %) можно объяснить тем, что амплитуды и (или) числа циклов напряжений в сосудах давления обычно не слишком велики. Обращает на себя внимание высокий процент врожденных трещин, по-видимому, технологического происхождения (29 %). Этот вывод согласуется со следующим наблюдением: около 64 % общего числа отказов паровых котлов приходится на отказы котлов со сроком службы до 10 лет (для анализа были взяты данные по котлам, прослужившим до 40 лет).

Особенно велика роль усталостных повреждений и развития трещин для деталей и узлов, испытывающих вибрационные нагрузки. Примером служат авиационные двигатели, работающие в условиях высоких температур, под действием скоростных потоков, переменных и вибрационных нагрузок. Хотя в авиационных двигателях кроме механических процессов важную роль играют процессы преобразования энергии, а также процессы управления, около 60 % отказов в двигателях имеют механическое происхождение. Среди последних около 80 % отказов связано с накоплением усталостных повреждений, развитием усталостных трещин и родственными явлениями.

Аналогичную картину наблюдаем в конструкциях внутренкорпусных устройств атомных реакторов и теплообменников. Основные причины отказов трубных пучков (кроме абразивного изнашивания и фреттинг-коррозии) – усталостное разрушение вследствие вибраций и переменных тепловых нагрузок в потоке газа или теплоносителя.

Теоретической основой для прогнозирования ресурса в условиях накопления повреждений и развития трещин служит *механика разрушения*. Этот раздел механики материалов и конструкций находится сейчас в состоянии интенсивного развития,



главное направление которого — механика тел, содержащих трещины. Можно назвать по крайней мере две причины, вызвавшие это развитие.

Во-первых, в течение длительного времени экспериментаторам не удавалось систематизировать и научно обобщить результаты испытаний материалов и конструкций при различных силовых, тепловых и прочих воздействиях. Появилась необходимость иметь более прочную теоретическую основу для описания механизмов разрушения, чем инженерные критерии прочности.

Во-вторых, повысился технический уровень наблюдений за объектами в процессе эксплуатации, а также за объектами, пришедшими в аварийное состояние. Анализ ряда крупных аварий показал, что их причиной послужил неустойчивый рост трещин, развивающийся в условиях ограниченной пластичности материала.

Описано немало случаев хрупкого разрушения судовых корпусов, газопроводов, стальных мостов и других крупных высоконапряженных конструкций. Так, в 1942–1952 гг. трещины значительных размеров были обнаружены в конструкциях корпусов более чем 200 судов торгового флота США. По крайней мере девять танкеров серии Т-2 и семь судов типа "Либерти" развалились надвое в результате хрупкого разрушения. Хотя в начале 1960-х годов были установлены повышенные требования к трещиностойкости судостроительных сталей, а также методам расчета и конструирования с учетом хрупкого разрушения, все еще нередки аварии, при которых разрушения судовых корпусов имеют хрупкий характер. Среди примеров, описанных в литературе, — аварии американских судов "Инграм Бардж" (1972 г.) и "Честер А. Полинг" (1977 г.).

Во многих случаях узлы и конструкции продолжают успешно функционировать, несмотря на наличие в них усталостных трещин и других трещиноподобных дефектов. Трещины могут быть устойчивыми, их рост можно контролировать и прогнозировать. Чтобы обоснованно судить о возможности эксплуатации технических объектов с механическими повреждениями, надо развивать механику разрушения.

Общепринятая модель трещины в механике разрушения — математический разрез в теле из неповрежденного материала. Трещину считают заданной, а ее размер достаточно большим по сравнению с максимальным размером структуры материала — размером зерна, кристаллита, волокна и

т.п. Такие *трещины* называют *макроскопическими* (в отличие от микроскопических трещин, размер которых имеет порядок характерного размера структуры материала или менее). Задача состоит в том, чтобы найти закономерности роста трещины при различных свойствах материала и различных процессах нагружения, а также установить условия, при которых этот рост устойчив, т.е. малые приращения нагрузок или малые изменения размеров трещин не приводят к ее интенсивному росту.

В действительности физический процесс разрушения состоит из двух стадий. Первая стадия — накопление рассеянных повреждений — может составлять значительную часть общего ресурса (по различным данным от 50 до 90 %). Если в детали или элементе не было начальных технологических трещин, то зарождение первой макроскопической трещины есть результат накопления рассеянных повреждений. Процесс накопления повреждений продолжается и после того, как начался рост трещины, причем эти процессы взаимодействуют между собой.

Механика тел с трещинами (*макромеханика разрушения*) располагает большим числом достоверных и фундаментальных результатов; механика рассеянных повреждений (*микромеханика разрушения*) до недавнего времени оставалась полуэмпирической. Сейчас предпринят ряд попыток построения микромеханики разрушения в рамках концепции сплошной среды. При этом предполагают, что эта концепция применима на уровне единичного дефекта — микротрещины или микропоры и что макроскопические характеристики поврежденного материала могут быть получены усреднением по областям, содержащим большое число дефектов. Другое перспективное направление — синтез макро- и микромеханики разрушения позволяет развить объединенный подход к процессам устойчивого роста макроскопических трещин при циклических и (или) длительно действующих нагрузках, а также в присутствии активных сред и воздействий.

Различают два подхода к построению теорий в естественных и прикладных науках — полуэмпирический (феноменологический) и структурный. Первый подход основан на обобщении результатов наблюдений и экспериментов и не ставит целью объяснение или полное описание существа явлений. Структурный подход состоит в разработке мо-



делей, которые позволяют описать и объяснить явления исходя из внутренней структуры рассматриваемых объектов. Эти подходы тесно связаны между собой. Классическим примером служит соотношение между термодинамикой, дающей феноменологическое описание процессов преобразования энергии, и статистической физикой, основные разделы которой дают объяснение термодинамических явлений с учетом атомно-молекулярной структуры.

В механике разрушения возможны как полуэмпирические, так и структурные подходы к построению моделей. В частности, модель макроскопической трещины – пример подхода, который не учитывает элементы структуры реальных материалов. Другими примерами служат способы описания процессов накопления повреждений при циклических и длительных нагрузках, основанные на введении мер повреждений. Эти меры не допускают прямой интерпретации на уровне структуры материала. Более того, мера повреждений вообще не имеет четкого физического истолкования, кроме, может быть, двух ее предельных значений, отвечающих начальному (неповрежденному) состоянию и состоянию полного исчерпания ресурса.

Полуэмпирические и структурные модели имеют и достоинства, и недостатки.

Полуэмпирические модели более просты и, будучи результатом обобщений экспериментальных данных, больше приспособлены для обработки экспериментальных результатов и их представления в аналитической форме. Полуэмпирические модели могут оказаться непригодными за пределами области, в которой получены лежащие в их основе экспериментальные данные. Это следует учитывать, например, при оценке больших значений ресурса, при планировании ускоренных и форсированных испытаний и т.п.

Перенос результатов испытаний образцов и малых моделей на натурные крупногабаритные конструкции также может встретить затруднения вследствие масштабного эффекта, присущего многим явлениям повреждения и разрушения.

У структурных моделей таких недостатков в принципе нет. Они дают основания для более обоснованной экстраполяции результатов как во времени, так и в геометрическом масштабе, позволяют возместить недостаток сведений о статистической изменчивости результатов, присущей большинству ресурсных испытаний.

Вместе с тем структурные модели сложнее полуэмпирических и требуют значительно большего объема информации. Для непосредственного получения такой информации необходимы эксперименты на уровне структуры материала, что, как правило, лишено практического смысла. Исключение составляют искусственные композиционные материалы, сведения об элементах структуры которых часто бывают известны еще до создания материала.

Естественный путь для проверки структурных моделей и оценки входящих в них параметров основан на сопоставлении этих моделей с соответствующими полуэмпирическими моделями, а также с результатами макроскопического эксперимента.

(Продолжение следует.)

Библиографический список

1. Хазов Б.Ф., Диусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. – М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
2. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиностроения. – М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
3. Резиновский А.Я. Методика обоснованного выбора нормируемых показателей надежности // Надежность и контроль качества. – 1987, № 9. С. 13–23.
4. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. 448 с.



УДК 621.875

А.Г. Черненко, канд. техн. наук, **Г.Г. Кожушко**, д-р. техн. наук

(Уральский государственный технический университет),

Н.В. Савинова, канд. техн. наук

(Уральский государственный горный университет)

e-mail: natali_savinova@mail.ru

Диагностика несущих металлоконструкций мостовых кранов-перегружателей

Изложена методика определения остаточного ресурса сложных ферменных конструкций мостовых кранов-перегружателей. Основные стадии оценки: моделирование конструкции в CAD\CAE системе для получения картины напряженно-деформированного состояния, определение числа циклов нагружения, выявление температурного режима работы.

The article is devoted a method determination of remaining resource of elaborate farm constructions of bridge crane re-loader. The basic stages of estimation it is been: design of construction in CAD\CAE software for the determination of picture of the stressed-deformed state, determination of number of cycles of loading, exposure of temperature condition of work.

Ключевые слова: мостовой кран-перегружатель, металлоконструкция, остаточный ресурс, моделирование, карты напряжений, усталость металлов, критическая температура хладноломкости.

Key words: bridge crane re-loader, metal construction, remaining resource, design, maps of tensions, fatigue of metals, critical temperature of cold fragility.

Мостовые краны—перегружатели угля, используемые на ТЭЦ Уральского региона, введены в эксплуатацию до 1953 г. и давно отработали свой нормативный срок службы. Стремление потребителей обоснованно продлить срок безопасной эксплуатации существующего парка подъемного оборудования привело к возникновению института обследования длительно работающих кранов специализированными организациями.

Головными предприятиями грузоподъемного машиностроения (ВНИИПТМАШ, ВНИИСТРОЙДОРМАШ, СКТБ БК и др.), а также центрами технической диагностики различных регионов были разработаны методики [1...3] проведения обследования и определения возможности даль-

нейшей эксплуатации кранов мостового и башенного типов. Тем не менее, в нормативно-технической документации нет методики расчета остаточного ресурса металлоконструкций мостовых кранов-перегружателей.

Особенность металлоконструкций пролетного строения и опор кранов-перегружателей по сравнению с другими кранами мостового типа – большие габариты, сложность ферменной конструкции с большим количеством раскосов, стоек и других элементов, выполняющих одинаковые функции и имеющих различную геометрию. Использование упрощенных инженерных методик определения напряженно-деформированного состояния не позволяет достоверно определить опасный элемент и его сечение, в котором могут возникнуть предельные напряжения.

Другая особенность – длительная работа кранов на открытом воздухе в широком диапазоне температуры окружающей среды ($\pm 40^{\circ}\text{C}$). За столь длительный срок эксплуатации материал металлоконструкций неизбежно подвергся старению, которое необходимо учитывать при задании минимальной температуры окружающей среды, при подъеме и перемещении грузов.

В статье изложены только основные положения, используемые при расчете остаточного ресурса работоспособности несущих металлоконструкций мостовых кранов-перегружателей, а также при определении минимальной температуры окружающей среды при подъеме и перемещении грузов.

Для проведения расчетов и моделирования использовали среду инженерного анализа APM WinMachine, расчетный модуль APM Structure3D (сертификат соответствия Госстроя России №РОСС RU. СП15. Н00044 от 01.07.2006 г.). С помощью данного модуля рассчитана трехмерная конструкция методом конечных элементов. В каче-



стве последних применяли стержневые элементы с собственной локальной системой координат.

В рассматриваемом пространстве стержневые элементы позиционируются двумя узлами, каждый из которых имеет шесть степеней свободы. Воздействие на металлоконструкцию силы тяжести грузовой тележки, порожнего или груженого грейфера реализовали наложением на модель сосредоточенных нагрузок в четыре узла.

При расчете напряженно-деформированного состояния металлоконструкции крана принят ряд допущений:

- нагрузка от силы тяжести конструкции распределена равномерно и автоматически учитывается расчетной средой с множителем собственного веса 1,5;

- нагрузка от силы тяжести тележки и груза принята в виде сосредоточенных сил, приложенных к колесам тележки;

- нагрузка, действующая на металлоконструкцию перегружателя, воспринимается главными фермами моста поровну, ездовые балки также воспринимают одинаковую нагрузку;

- в вертикальной плоскости действует сила, соответствующая грузоподъемности крана с учетом толчков и колебаний;

- в горизонтальной плоскости действуют силы инерции перемещаемого груза, возникающие при неравномерном движении моста и крановой тележки;

- ветровые нагрузки рассчитывали с учетом высоты положения элемента, аэродинамического коэффициента для формы проката и пульсаций скоростного напора, их задавали в горизонтальной плоскости распределенной по длине нагрузкой;

- в качестве максимальных принимали суммарные нагрузки при наиболее неблагоприятных условиях работы;

- в расчетах не учитывали нагрузки нерабочего состояния крана (сильные порывы ветра, снеговые и гололедные), а также ударные нагрузки при наезде крана на концевой буфер или на предмет, находящийся на подкрановых путях.

Рассмотрены следующие расчетные случаи (при направлении скоростного напора по оси X):

- положение грузовой тележки с порожним грейфером в середине пролета;

- подъем груженого грейфера в середине пролета;

- положение грузовой тележки на наибольшем вылете консоли за жесткой опорой с порожним и груженым грейфером;

- положение грузовой тележки над гибкой опорой с порожним и груженым грейфером;

- перемещение тележки с порожним и груженным грейфером по различным участкам пролетного строения;

- перемещение крана с тележкой, расположенной в различных участках пролетного строения, с порожним и груженым грейфером.

Результаты расчетов напряженно-деформированного состояния металлоконструкций изображаются цветовыми картами напряжений и деформаций, анализ которых позволяет найти опасные элементы конструкции, лимитирующие работоспособность крана.

Методика расчета остаточного ресурса длительно эксплуатирующихся кранов основана на теории усталости металлов [4], трансформированной к крановым конструкциям [5, 6]. Основой методики является постоянство произведения числа N циклов напряжений элемента металлоконструкции и амплитуды напряжения σ в нем, возведенного в степень m , а также принцип линейного суммирования повреждений:

$$\sum \sigma^m N = \text{const.}$$

Задача решается в детерминированном аспекте, так как для конкретного крана весьма сложно установить статистические характеристики распределения исходных параметров (прочности металла, количества циклов, коэффициента концентрации напряжений и пр.).

Для оценки усталостной прочности и остаточного ресурса работоспособности крана напряжение в опасных элементах перегружателя приведены к симметричному циклу. Приведенным в данном случае считается напряжение, при котором за одинаковое количество циклов в металле накапливается такое же количество усталостных повреждений, как при фактическом нагружении.

При оценке остаточного ресурса работоспособности крана большое значение приобретает правильное определение числа циклов подъема, отраженного в «Справке о характере работы крана». Достоверность такой справки на момент обследования крана установить несложно, однако их начали составлять только после 2000 г. Среднесу-



точное количество циклов подъема и перемещения груза краном до 2000 г. можно найти опосредованно, сравнивая по паспорту крана ежегодную частоту смены грузовых канатов. Число циклов напряжений конкретного элемента конструкции, как правило, больше числа циклов подъема груза.

Для проектирования крановых конструкций рекомендована система расчетов по предельным состояниям. Наиболее опасным предельным состоянием металлоконструкций является хрупкое разрушение, которое может наблюдаться при весьма низком уровне напряжений. Для России, на большей территории которой преобладают пониженные температуры, вероятность хрупкого разрушения деталей машин весьма велика. Статистические данные [7] показывают, что половина аварий на подъемно-транспортных машинах наблюдается при ударной вязкости металла ниже 35 Дж/см².

Опыт эксплуатации машин показал, что понижение температуры увеличивает интенсивность возникновения всех видов разрушения. Накопление усталостных повреждений, коррозионные процессы, изнашивание трущихся поверхностей при низких температурах могут привести к возникновению хрупких разрушений, создавая условия для зарождения и лавинного распространения трещин.

Анализ аварийности грузоподъемных машин показал, что при температуре ниже –25 °С число поломок и аварий возрастает в несколько раз по сравнению с теплым временем года. Это объясняется не только нарушением правил эксплуатации, но и снижением ударной вязкости металла при уменьшении температуры (рис. 1).

При расчетах остаточных ресурсов машин, отработавших нормативный срок службы, необходимо учитывать физическое старение материалов конструкции (рис. 2) [8]. Деформационное старение деталей машин характеризуется изменением механических свойств металла в результате воздействия высоких температур и пластических деформаций при сварке, а также циклических напряжений, возникающих в процессе эксплуатации.

В исследованиях И.Н. Давиденкова, Г.Т. Назаренко, И.А. Одинга, А.Г. Никонова, Е.С. Марьиновской показано, что циклические нагрузления металлоконструкций и деталей машин из малоуглеродистых и низколегированных сталей снижают прочностные показатели материала до появления видимой трещины усталости. Снижение прочности сопровождается падением ударной вязкости

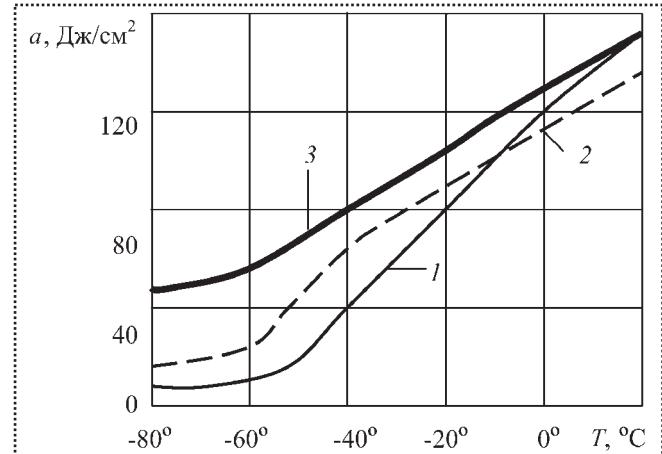


Рис. 1. Зависимость ударной вязкости a образцов из стали Ст3 от температуры T испытания:

- 1 – в состоянии поставки;
- 2 – улучшенных;
- 3 – нормализованных

материала и повышением критической температуры T_{kp} хрупкости (хладноломкости), соответствующей ударной вязкости 35 Дж/см².

Предварительные циклические нагружения могут повысить критическую температуру хрупкости на 40...50 °С, что обосновано в работах К.В. Попова, Ю.В. Киселева, Е.П. Негая, Э.А. Чипневой. При этом T_{kp} тем выше, чем больше циклов нагружения претерпело изделие. Таким образом, при накоплении усталостных повреждений деталей машин происходит старение металла.

Зависимость кривых усталости надрезанных образцов и критической температуры хрупкости от числа циклов нагружения для стали с содержанием 0,68 % углерода и 0,68 % марганца представлена на

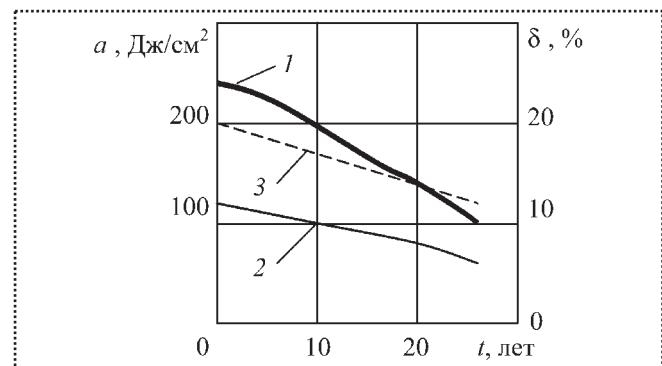


Рис. 2. Зависимость ударной вязкости a (1, 2) и относительного удлинения δ (3) труб из стали 09Г2С от срока службы t :

- 1,3 – основного металла;
- 2 – сварного шва

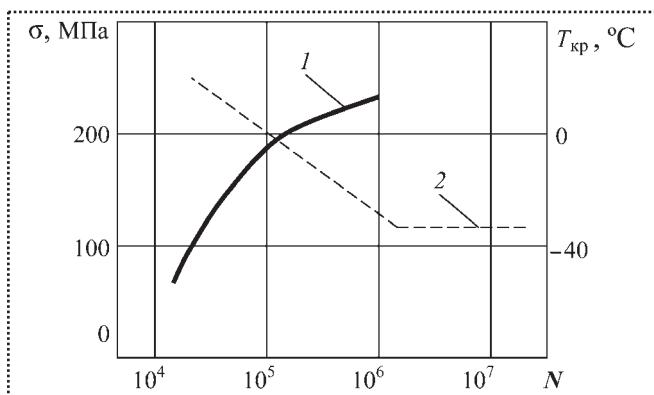


Рис. 3. Зависимость усталости и критической температуры хрупкости T_{kp} от числа N циклов предварительного нагружения надрезанных образцов:

1 – критическая температура;
2 – кривая усталости

рис. 3. Опыты проведены при амплитуде циклических напряжений, превышающих предел выносливости материала на 22 %. И.Н. Давиденков утверждает, что при отработке 10...30 % базового числа циклов нагружения при напряжениях, превышающих предел выносливости, критическая температура хрупкости повышается до 50 %.

На рис. 4 показана зависимость уменьшения ΔT металла от доли N/N_b – наработанного числа циклов, отнесенного к разрушающему числу циклов напряжений, и отношения σ_a/σ_{-1} для стали Ст3сп и стали 40Х. Здесь N и N_b – соответственно наработанное и базовое число циклов; σ_a и σ_{-1} – соответственно фактическая амплитуда циклических напряжений и предел выносливости материала.

Из рис. 4 видно, что характер зависимости изменения критической температуры от доли нара-

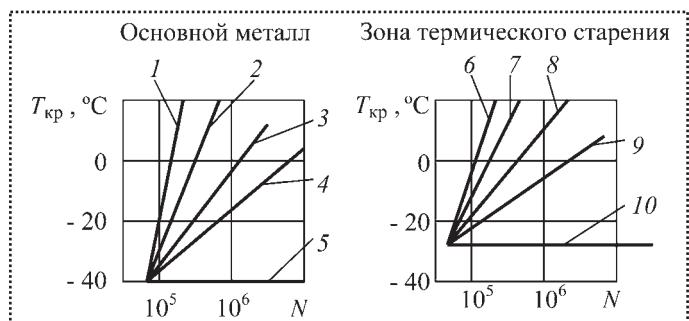


Рис. 5. Влияние усталости на критическую температуру хладноломкости сварного соединения из стали ВСт3сп:

№ линии	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
σ_a , МПа	210	190	170	150	140	200	180	150	140	130

ботки на усталость при циклическом нагружении одинаков для углеродистых и легированных сталей. Однако при равных отношениях σ_a/σ_{-1} снижение критической температуры у легированных сталей происходит немного интенсивнее.

Е.Г. Яковлев и В.И. Махатов исследовали влияние усталости на критическую температуру хладноломкости сварных стыковых соединений из стали ВСт3сп и 10ХСНД. Исследование проведено на цилиндрических образцах диаметром 11 мм с острым надрезом при растяжении – сжатии с частотой $2 \cdot 10^3$ Гц. Критическую температуру определяли по уровню ударной вязкости 40 Дж/см². На рис. 5 показано влияние усталости на критическую температуру основного металла (стали ВСт 3сп) и зоны термического старения.

Рассмотрение влияния усталости на уменьшение критической температуры хладноломкости элементов сварного соединения позволило заключить, что наиболее сильно кри-

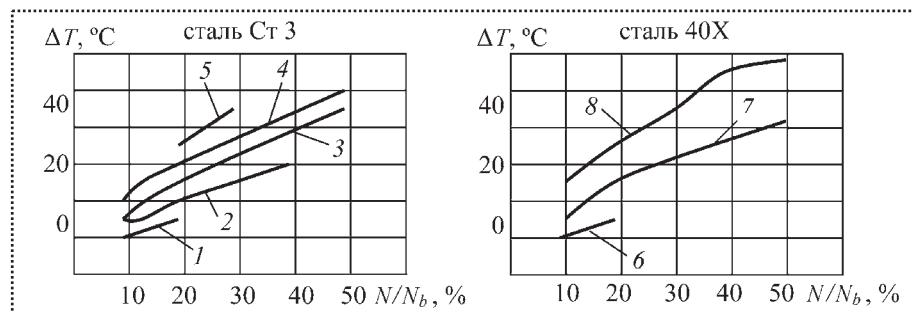


Рис. 4. Зависимость уменьшения критической температуры хладноломкости ΔT от доли наработки на отказ по усталости металла, числа и амплитуды циклических напряжений:

№ линии	1	2	3	4	5	6	7	8
σ_a/σ_{-1}	1,0	1,05	1,10	1,20	1,25	1,0	1,05	1,15

тическая температура снижается в зонах сплавления и старения. В этих зонах начальная критическая температура (до начала действия циклических напряжений) на 15 °C выше, чем у основного металла. Экспериментально установлено, что при ручной сварке зона термического старения расположена на расстоянии 7...10 мм, а при автоматической сварке 8...18 мм от линии сплавления.



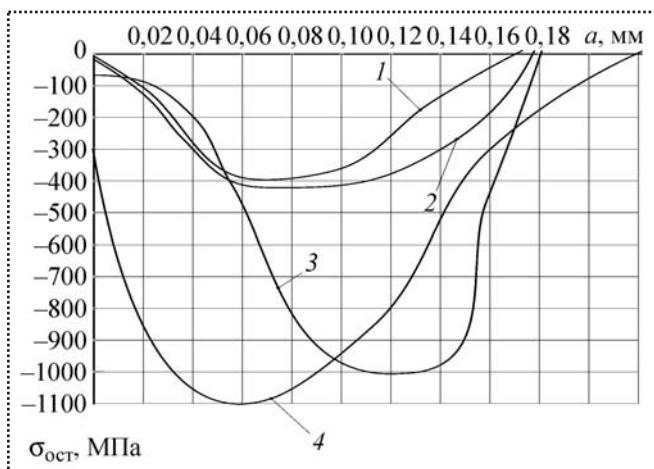


Рис. 1. Влияние направления ультразвуковых колебаний на формирование остаточных напряжений во впадинах резьбы M6×1:

- 1 – резание с тангенциальными колебаниями;
- 2 – обычное резание;
- 3 – резание с осевыми колебаниями;

поверхностного слоя резьбовых деталей, в том числе и на остаточные напряжения – доминирующие при оценке усталостной прочности. Нарезание резьб проводили при различных технологических параметрах и сообщении резьбонарезающему инструменту радиальных, осевых и тангенциальных колебаний [2].

На рис. 1 приведены графики влияния направления ультразвуковых колебаний на формирование остаточных напряжений во впадинах наружной резьбы M6×1 (обрабатываемый материал – титановый сплав BT16, скорость резания 0,6 м/мин, частота колебаний 20 кГц, технологическая среда – сульфофрезол). На графиках по оси абсцисс отложена глубина a , а по оси ординат – величина остаточных напряжений $\sigma_{\text{ост}}$.

Остаточные напряжения в резьбе определяли по специальной методике, в основу которой положено широко применяемое удаление химическим травлением части поверхности исследуемого образца и измерение возникающих при этом деформаций во впадинах резьбы, являющихся концентраторами напряжений.

Из полученных в результате проведенных экспериментов графиков видно, что максимальные сжимающие напряжения формируются при сообщении резьбонарезающему инструменту радиальных и осевых ультразвуковых колебаний. При этом остаточные напряжения увеличиваются, что связа-

но с упрочняющим эффектом. С точки зрения формирования в поверхностном слое благоприятных сжимающих напряжений предпочтительны радиальные и осевые колебания, однако при этом интенсивно изнашиваются режущие кромки инструмента. При наложении же на резьбообразующий инструмент тангенциальных колебаний остаточные напряжения снижаются, однако значительно повышается работоспособность инструмента.

Таким образом, возникает противоречие: для увеличения ресурса работы инструмента желательно использовать тангенциальные колебания, а для повышения усталостной прочности резьбовых деталей – осевые или радиальные.

Предлагаем для повышения работоспособности инструмента сообщать ему тангенциальные ультразвуковые колебания, а для формирования в поверхностном слое благоприятных максимальных сжимающих напряжений можно рекомендовать производить только окончательную обработку (для уменьшения изнашивания инструмента) с радиальными или с осевыми колебаниями.

Для реализации предлагаемой методики изготовления резьбовых деталей были разработаны устройства, представленные на рис. 2–4. Первые два (рис. 2 и 3) для нарезания резьбы с тангенциальными и радиальными колебаниями различаются лишь типом и высотой установки сменных резцов 1, поэтому описание конструкции устройства приведено только для схемы рис. 2.

Сменные резцы или другой инструмент 1 устанавливают в цанге 2, обеспечивающей хороший акустический контакт деталей. Цанга закреплена на концентраторе ультразвуковых колебаний 3, с которым взаимодействуют пьезокерамические пластины 4 и частотопонижающая накладка 5. Электрические сигналы подаются на пьезокерамические пластины 4 от ультразвукового генератора (на рисунке не показан) через щеткодержатель 6 с токосъемными кольцами, которые закреплены на корпусе 7. Конический хвостовик 8, установленный в корпусе, жестко связан с пьезокерамическим преобразователем, включающим концентратор, пьезокерамические пластины и частотопонижающую накладку.

Для закрепления устройства на резцодержателе токарного станка изготовлена державка, с помощью которой можно перемещать устройство по высоте.

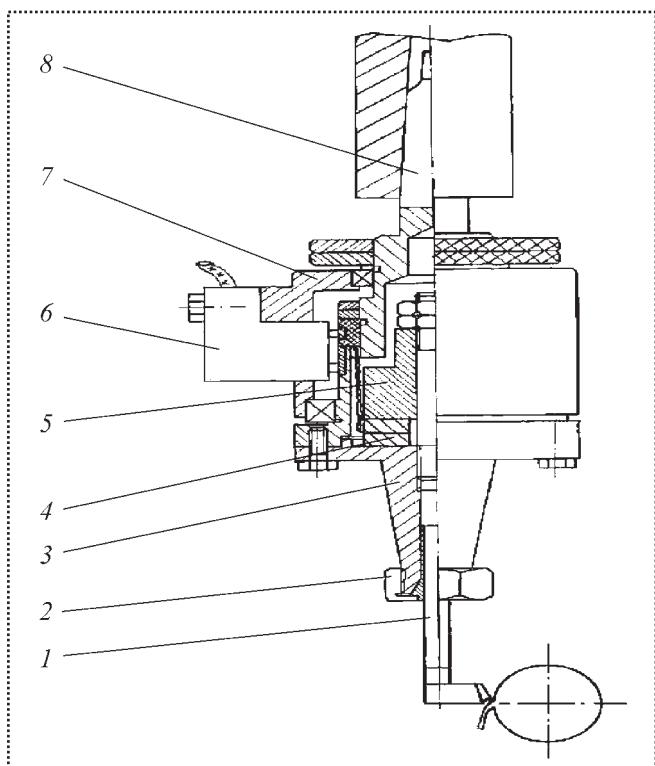
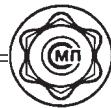


Рис. 2. Ультразвуковое устройство для создания тангенциальных колебаний при нарезании резьбы резцом

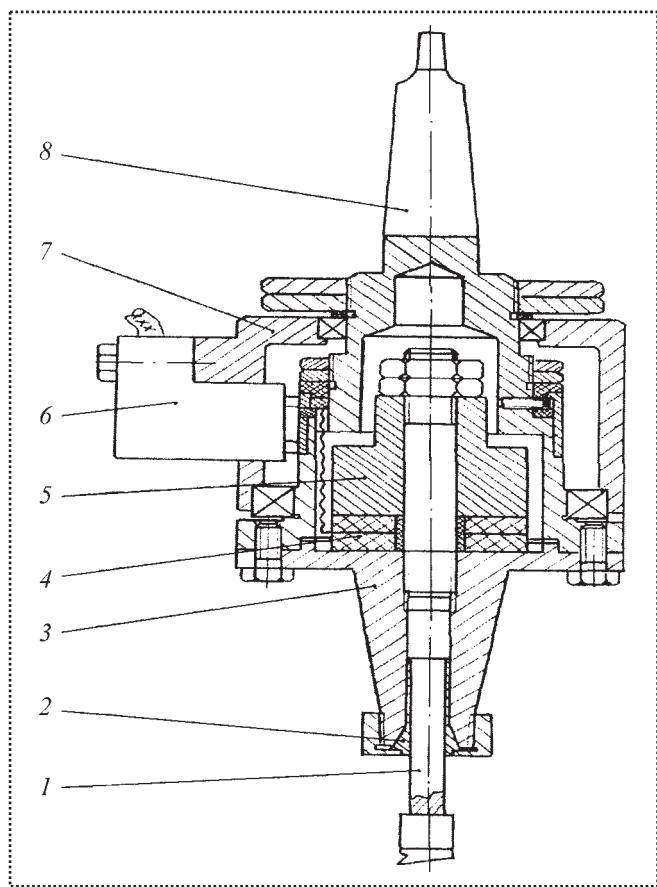


Рис. 3. Ультразвуковое устройство для создания радиальных колебаний при нарезании резьбы резцом

Ультразвуковое устройство для создания осевых колебаний при нарезании резьб M4 – M12 круглыми плашками, представленное на рис. 4, во многом аналогично показанным на рис. 2, 3.

Устройство содержит установленную в гайке 1 резьбонарезную плашку 2, закрепленную на концентраторе ультразвуковых колебаний 3, с которым взаимодействуют пьезокерамические пластины 4 и частотопонижающая накладка 5, размещенные в корпусе 6. Электрические сигналы подаются на пьезокерамические пластины от ультразвукового генератора.

Пьезокерамический преобразователь, включающий концентратор, пьезокерамические пластины и частотопонижающую накладку, жестко связан с валом 7, установленным с возможностью телескопического выдвижения в корпусе. Корпус имеет конический хвостовик 8 для установки устройства в заднюю бабку токарного станка. Данное устройство позволяет осуществлять нарезание резьбы по способу "самозатягивания". Настройка на различные диаметры нарезаемых резьб осуществляется путем смены гайки 1 с плашкой 2.

Нарезание резьбы с тангенциальными ультразвуковыми колебаниями осуществляли на прутках из титанового сплава ВТ16 с помощью ультразвуковой резьбонарезной головки (см. рис. 2), которую закрепляли на суппорте токарного станка. Колебания сообщались резьбовому твердосплавному резцу из сплава ВК8, который устанавливали со смещением вверх для обеспечения резания с тангенциальными колебаниями. Колебания возбуждаются пьезокерамическим преобразователем, усиливаются концентратором и подводятся к резцу.

Сначала нарезают резьбу с приложением тангенциальных колебаний, используя устройство, показанное на рис. 2. Затем переустанавливают сменный резец и проводят дополнительную обработку резьбы с радиальными колебаниями при помощи устройства, показанного на рис. 3. Сообщение резцу радиальных ультразвуковых колебаний приводит к формированию в поверхностном слое сжимающих остаточных напряжений, причем с увеличением амплитуды колебаний наблюдается

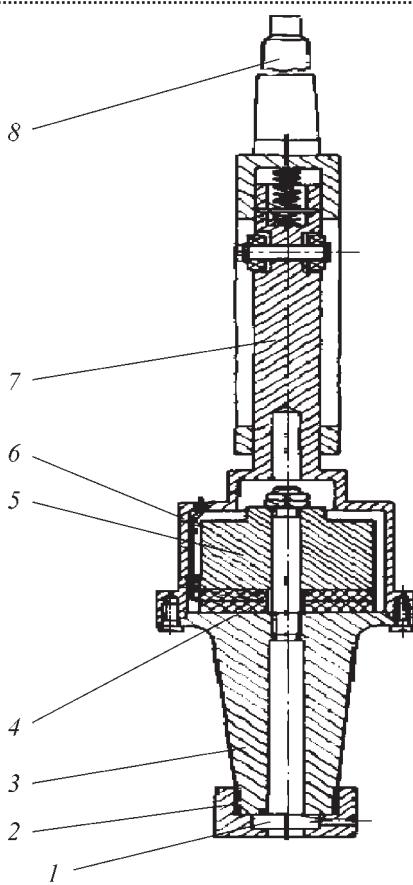


Рис. 4. Ультразвуковое устройство для создания осевых колебаний при нарезании резьб M4 – M12 круглыми плашками

рост остаточных сжимающих напряжений до $\sigma_{\text{ост}} = -1100$ МПа. Кроме того, подповерхностный максимум сжимающих остаточных напряжений смещается ближе к поверхности (до 0,05...0,07 мм), что в ряде случаев позволяет улучшить работоспособность резьбового соединения.

Операцию дополнительной обработки резьбы можно проводить и с наложением осевых ультразвуковых колебаний с помощью устройства, показанного на рис. 4. При данных условиях обработки в подповерхностном слое формируются остаточные напряжения сжатия. Наложение на инструмент осевых ультразвуковых колебаний приводит к увеличению сжимающих остаточных напряжений,

причем с повышением амплитуды колебаний остаточные напряжения растут. Следует отметить, что подповерхностный максимум сжимающих остаточных напряжений формируется на глубине порядка 0,10...0,14 мм и достигает значений порядка 1000 МПа.

При помощи разработанных ультразвуковых резьбонарезных устройств нарезали наружные резьбы M6 на калиброванных прутках из титанового сплава BT16 в состоянии поставки. Нарезание резьбы проводили при различных ультразвуковых технологических параметрах и сообщении резьбообразующему инструменту тангенциальных, радиальных и осевых колебаний. Для сопоставления проводили также нарезание резьбы без сообщения инструменту ультразвуковых колебаний.

Выводы

Приведенные данные свидетельствуют о возможности целенаправленного влияния ультразвуковых колебаний на величины и распределение остаточных напряжений с учетом конкретных условий эксплуатации резьбовых деталей. Возможность получения благоприятных остаточных напряжений можно рассматривать как один из резервов повышения эксплуатационных характеристик изделий, в частности, усталостной прочности. Преимуществом данного способа является то, что положительный эффект достигается непосредственно в процессе формообразования резьбы без последующих дополнительных операций с применением упрочняющих технологий.

Предлагаемый способ повышения усталостной прочности резьбовых деталей при ультразвуковом нарезании позволяет увеличить ресурс работы резьбообразующего инструмента.

Библиографический список

1. Голямина И.П. Ультразвук. Маленькая энциклопедия. Глав. ред. Голямина И.П. — М.: Советская энциклопедия, 1979. 400 с.
2. Нерубай М.С., Калашников В.В., Штриков Б.Л., Яреско С.И. Физико-химические методы обработки и сборки. — М.: Машиностроение-1, 2005. 396 с.

СБОРОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ

В.Г. Куранов, д-р техн. наук, Н.В. Лукашова
(Саратовский Государственный Технический Университет)
e-mail: Natas-ka777@yandex.ru

Возникновение схватывания в бомбинированном роликоподшипнике из-за разворота ролика под влиянием гироскопического эффекта

Описано влияние гироскопического эффекта и геометрической несбалансированности роликов на надежность подшипников качения. Статья содержит информацию о возникновении разворота роликов в подшипниках качения при эксплуатации ряда объектов. Причиной разворота стал гироскопический эффект, обусловленный конструктивной особенностью таких подшипников качения и наличием торцевого зазора. Приведены рекомендации по устранению отказов такого рода.

Influence of gyroscopic effect and geometrical imbalance of rollers on the reliability of rolling-bearing are described. The report includes information about appearance of turning of rolls in rolling-bearings in usage of some objects. The reason of turning is gyroscopic effect which appears because of construction's property of such rolling-bearings and value of end clearance. Properties for improvement rolling-bearings and for disappearing of such failure are reduced.

Ключевые слова: схватывание, подшипник качения, ролик, гироскопический эффект, надежность, торцевой зазор, отказ.

Key words: welding, rolling-bearing, roll, gyroscopic effect, reliability, end clearance, failure.

Ранее был рассмотрен гироскопический эффект в упорных и радиально-упорных шарикоподшипниках, под влиянием которого чистое верчение шаров прерывается скольжением [1]. Такое гироскопическое скольжение шаров дает на кольцах резко выраженные косые риски, а на шариках появляются матовые точки и запятые — следы мгновенных защемлений.

Наблюдались даже случаи мгновенного сваривания шариков с желобами, что при последующем отрыве давало характерные вырванные и слегка оплавленные микрозоны на рабочих поверхностях

(схватывание — аномальный износ второго рода). Также наблюдался нагрев деталей подшипника вследствие трения, вызывающий в крупногабаритных опорах тепловое расширение и одновременно снижение твердости, что приводило к пластической деформации желобов и тел качения [2, 3]. Кроме того, происходило коробление массивного сепаратора и разрыв его по перемычкам [1].

Роликоподшипники качения получили широкое распространение в машиностроении, в том числе в авиационной технике в агрегатах, работающих с большими нагрузками и скоростями, так как выдерживают более высокое давление в зоне контакта по сравнению с шарикоподшипниками [1]. В эксплуатации ряда объектов имел место разворот бомбинированных роликов в подшипниках качения, причины которого были неизвестны.

Комиссия, исследовавшая причины отказов, сделала вывод, что это было вызвано мелкими нарушениями технологии на предприятии. Однако подобное заключение весьма сомнительно, так как один отказ возник после 25 ч эксплуатации подшипников, а другой — после 1871 ч. Как следствие появилась гипотеза, что главной причиной разворота является гироскопический эффект [4, 5], обусловленный внешними воздействиями либо особенностью конструкции (внутренними причинами) и вызывающий стремление оси ролика, вращающегося с частотой 53500 об/мин, совместиться с осью вынужденного вращения.

Явно выраженное преобладание этого фактора связано с особенностью конструкции подшипника (рис. 1) — наличием бомбинированных роликов и выпуклых контактных дорожек внутреннего кольца. Предполагалось, что в этом случае при нагрузках бомбины будут выпрямляться, выравнивая напряжение на всей площади контакта. В результате такой конструктивной особенности у ролика появ-

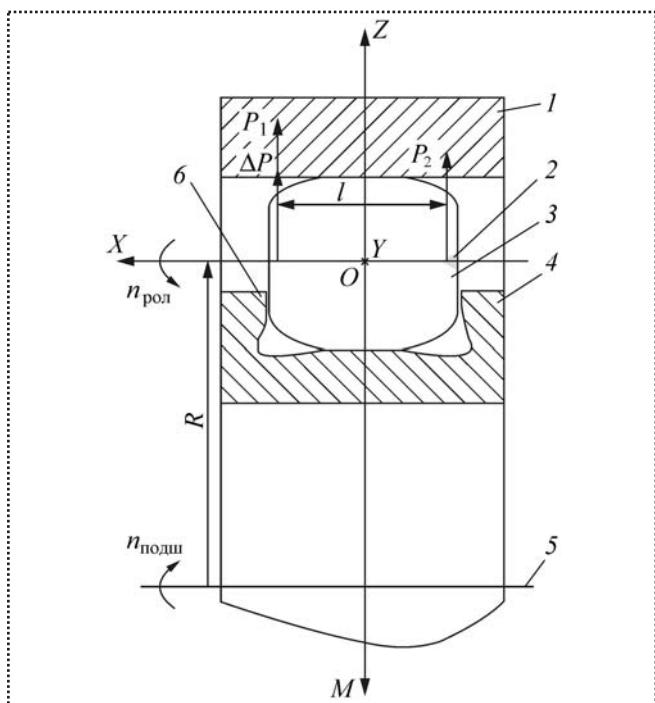


Рис. 1. Бомбинированный роликоподшипник с выточкой на торце в разрезе:

$n_{\text{рол}}$ – скорость вращения ролика относительно оси OX ;
 $n_{\text{подш}}$ – скорость вращения ролика относительно оси подшипника;
 R – расстояние от оси вращения ролика до оси вращения подшипника;
 M – гироскопический момент;
 P_1, P_2 – центробежные силы на концах ролика;
 ΔP – их разность;
 l – плечо центробежной силы;
 1 – наружное кольцо;
 2 – технологическая метка;
 3 – бомбинированный ролик;
 4 – внутреннее кольцо;
 5 – ось подшипника;
 6 – борт внутреннего кольца

ляются две дополнительные степени свободы (рис. 2).

В гироскопических системах, широко применяемых в навигационных устройствах летательных аппаратов, причиной, вызывающей дрейф астатического гироскопа с тремя степенями свободы, является внешний момент, возникающий при эволюциях объекта [4, 5]. Однако в описанных выше случаях отказы такого рода имели место в летательных аппаратах, не совершающих сложных эволюций. Следовательно, момент, вызывающий дрейф, возникает по другой причине.

Такой причиной оказались несбалансированность ролика относительно оси Y и разница цен-

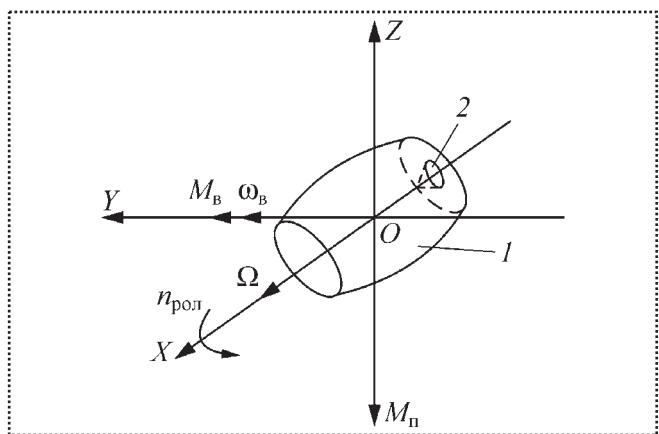
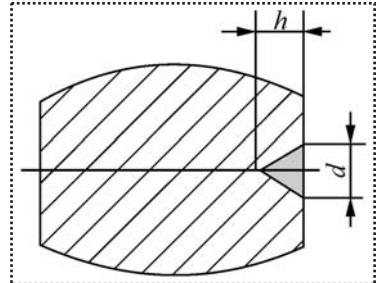


Рис. 2. Бомбинированный ролик с конусной выточкой на торце:

1 – ролик;
 2 – технологическая метка;
 OX – ось собственного вращения ролика;
 OY – ось вынужденного вращения ролика;
 $n_{\text{рол}}$ – скорость вращения ролика относительно оси OX ;
 M_B – гироскопический момент;
 ω_B – угловая скорость вращения вала;
 Ω – угловая скорость вращения ролика;
 M_n – момент подшипника

Рис. 3 Ролик с конусной выточкой:

h – глубина выточки;
 d – диаметр основания



тробежных сил при вращении роликов вместе с сепаратором относительно оси подшипника (см. рис. 1). Эта разница вызвана наличием на одном торце ролика технологической метки – углубления в виде конуса глубиной 0,7...0,8 мм с углом 60° (рис. 1–3) или выборки цилиндрической формы. Во втором случае центробежная сила увеличивается почти в 2 раза – с 2,072 до 3,78 Н.

Существенное влияние на время возникновения разворота оказывает величина торцевого зазора. При его отсутствии давление распределяется равномерно, а с увеличением зазора бомбинированный ролик разворачивается, соответственно уменьшается площадь контакта и увеличивается давление (рис. 4). В результате возникает схватывание и аномальный износ второго рода (оплавление) [2, 3]. С большой вероятностью можно пред-

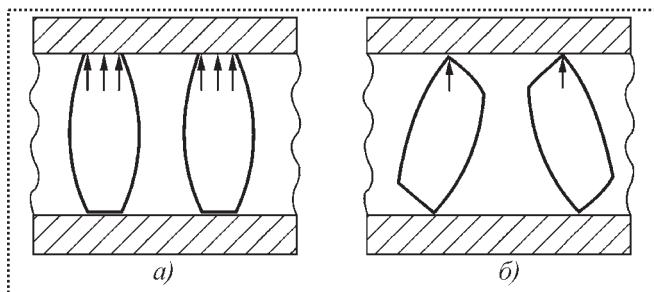


Рис. 4. Влияние величины зазора на разворот ролика:
а – при минимальном зазоре;
б – при зазоре, близком к максимальному

полагать, что при отказе после 25 ч эксплуатации зазор был близким к максимально заданному значению, а после 1871 ч зазор был значительно меньше критического и достиг такой величины в результате естественного износа.

Для устранения отказов, вызванных влиянием гироскопического эффекта, рекомендовано снять технологическую метку и уменьшить торцевой зазор. Эти требования также применимы для достижения бесшумной работы подшипника (важного критерия оценки его качества), так как за счет их выполнения можно исключить биение роликов о борты, что является основной причиной шума.

Но даже если ролик идеально сбалансирован, возможность разворота не исключается, так как гироскопический момент, стремящийся повернуть ролик вдоль контактной дорожки, может возникать при эволюциях объекта.

Для снижения влияния эволюций объекта на возникновение гироскопического момента целесообразно проводить испытания, имитирующие наиболее тяжелые эволюции. В ходе эксперимента в момент разворота ролика возникает характерный звук – скрежет. Результаты испытаний позволят установить ресурс, при котором вероятность развор-

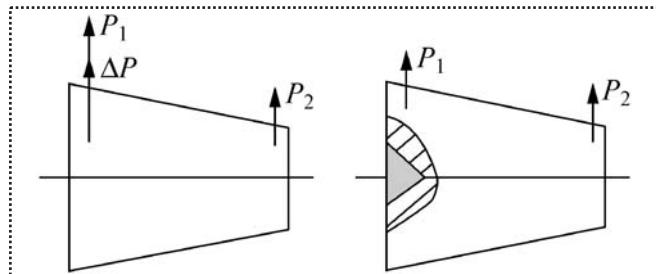


Рис. 5. Конический ролик:
 P_1 , P_2 – центробежные силы;
 ΔP – их разность

та будет минимальной. Эффективность данного метода легко проверить экспериментально на стенде, имитирующем режим и условия эксплуатации (например, пикирование или кабрирование самолета).

Подобное влияние гироскопического эффекта может иметь место в коническом роликоподшипнике из-за заложенной в конструкции несбалансированности массы вдоль оси вращающегося ролика (рис. 5) [1]. В результате повышаются изнашивание, уровень вибраций и снижается плавность вращения, так как чистое качение ролика по контактной дорожке колец будет прерываться скачкообразным возникновением элементов схватывания, вызывающих фрикционные автоколебания.

Разворот ролика в коническом роликоподшипнике может быть вызван внешним моментом, но с меньшей вероятностью. Избежать разворота можно уравновешиванием массы ролика относительно его оси, например, путем выборки определенного объема металла на торце большего радиуса (см. рис. 5).

Эффективность данного метода легко проверить экспериментально на стенде, имитирующем режим и условия эксплуатации. В ходе эксперимента в момент разворота ролика будет возникать характерный шумовой эффект, уровень которого может быть измерен специальным прибором. На основе результатов испытаний можно установить ресурс, при котором вероятность разворота будет минимальной.

Таким образом, выполнение предложенных в статье рекомендаций позволит уменьшить уровень вибрации и, как следствие, значительно снизить шумовой эффект. В частности, уменьшение величины зазора и установление ресурса практически исключат вероятность разворота, а значит, увеличится уровень надежности подшипников качения.

Библиографический список

1. Подшипники качения. – Под редакцией Н.А. Спицана, А.И. Спришевского; Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы; М., 1961.
2. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безызносность): Учебник. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МСХА, 2001.
3. Польцер Г., Майсснер Ф. Основы трения и изнашивания / Пер. с нем. О.Н. Озерского, В.Н. Пальянова; Под ред. М.Н. Добычина. – М.: Машиностроение, 1984.
4. Павлов В.А. Гироскопический эффект, его проявления и использование. 5-е изд., перераб. и доп. Л.: Судостроение, 1985.
5. Розенблат Г.М. Гидроскопические эффекты в механике твердых тел: методическое пособие. – Изд-во Едиториал УРСС, 2003. 96 с.



A.A. Шмагин (Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)
Тел. (499) 268-3842

Предельная частота вращения шпинделя при затяжке резьбовых соединений

Получена формула для определения предельной частоты вращения шпинделей многошпиндельного завинчивающего устройства в момент начала затяжки резьбовых соединений.

The article reviews the formula for determination of rotational speed limit of multispindle screwing unit at the moment of tightening start.

Ключевые слова: частота вращения, резьбовое соединение, затяжка, шпиндель.

Key words: rotational speed, screwing unit, tightening, spindle.

В технической литературе приведены противоречивые сведения о частоте вращения шпинделя при завинчивании и затяжке резьбовых соединений. Так, предельная частота завинчивания с учетом автоматизированной сборки по данным работы [1] в зависимости от параметров резьбы и завинчивающего устройства колеблется в диапазоне (45...90) об/мин, в то время как в других работах она достигает 300 об/мин.

Если завинчивающее устройство не имеет автоматического переключения вращения на малую угловую скорость, то затяжка (торможение вращения) начнется при этой же частоте.

В ряде работ частоту затяжки резьбовых соединений называют «малой», не приводя значений. Определим, как же следует назначать предельную частоту вращения шпинделя в момент начала затяжки резьбовых соединений. При торможении шпинделя возникают моменты сил инерции, направленные в сторону вращения:

$$M_{\text{ин}} = J_z \varepsilon, \quad (1)$$

где J_z – приведенный к оси шпинделя момент инерции вращающихся элементов завинчивающего устройства, патрона для удержания резьбовой детали и самой резьбовой детали;

ε – угловое замедление шпинделя при торможении.

Будем считать, что торможение резьбовой детали при затяжке происходит равнозамедленно. Тогда

$$\varphi_3 = \frac{\varepsilon t_3^2}{2}; \quad \omega = \varepsilon t_3; \quad \varepsilon = \frac{\omega^2}{2\varphi_3}, \quad (2)$$

где φ_3 – угол затяжки (торможение) резьбовой детали;

ω – угловая скорость в начале затяжки;

t_3 – время затяжки.

Угол затяжки резьбового соединения согласно [2] можно найти из выражения

$$\varphi_3 = \frac{360^\circ Q_3 l}{F_6 E_6 P} = \frac{2\pi Q_3 l}{F_6 E_6 P}, \quad (3)$$

где Q_3 – осевое усилие в резьбовой детали при затяжке;

l – растягиваемая часть резьбовой детали, равная толщине скрепляемой детали;

F_6 – минимальная площадь сечения резьбовой детали;

E_6 – модуль упругости ее материала;

P – шаг резьбы.

Подставляя (3) в (2), а затем в (1), получим зависимость момента сил инерции от параметров завинчивающего устройства и резьбовой детали и ее физико-механических свойств:

$$M_{\text{ин}} = \frac{J_z \omega^2 F_6 E_6 P}{4\pi Q_3 l}. \quad (4)$$

Из последнего выражения найдем предельную угловую скорость вращения шпинделя в момент начала затяжки резьбового соединения:

$$\omega = \sqrt{\frac{4M_{\text{ин}} \pi Q_3 l}{J_z F_6 E_6 P}}. \quad (5)$$

Следует заметить, что $M_{\text{ин}}$ – не что иное, как дополнительный момент затяжки.

Задаваясь предельно допустимым превышением момента затяжки относительно расчетного, напри-



мер 5...10 %, находим предельно допустимую угловую скорость вращения шпинделя.

Покажем на примере возрастание момента затяжки от угловой скорости при $J_z = \text{const}$.

Пусть требуется обеспечить скрепление фланца толщиной $l = 10$ мм резьбовой деталью $\varnothing = 8$ мм, $P = 1,25$ мм. Приведенный момент инерции вращающихся частей гайковерта, патрона и резьбовой детали $J_z = 2480$ Н·м 2 . По нормам [2 с. 44] для класса прочности резьбы 10,9 и коэффициента трения на торце головки болта $\mu = 0,14$ выбираем осевую силу затяжки $Q_3 = 23,2$ кН и момент затяжки $M_3 = 35$ Н·м.

Найдем возрастание момента затяжки относительно момента сил инерции для $n = 90$ об/мин:

$$\Delta M_3 = M_{\text{ин}} = 78,36 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент затяжки приблизительно в 2 раза меньше момента сил инерции, т.е. при такой частоте

вращения либо будет оторвана головка болта, либо срезана резьба.

Если же допускается изменение момента затяжки на 5 %, то частота вращения шпинделя не должна превышать значения 19,25 об/мин.

Таким образом, предложен метод расчета предельно допустимой частоты вращения резьбовой детали до момента начала затяжки резьбового соединения.

Библиографический список

- Житников Ю.З.** Автоматизация сборки изделий с резьбовыми соединениями: Учебное пособие. Ч.1. Теоретические основы автоматизированной сборки изделий с резьбовыми соединениями. – Ковров: КГТА, 1996. 132 с.
- Иосилевич Г.Б., Стrogанов Г.Б., Шарловский Ю.В.** Затяжка и стопорение резьбовых соединений. Изд. 2-е. – М.: Машиностроение, 1985. 244 с.
- Материалы Международного научного семинара "Современные технологии сборки".** – М.: МАМИ, 2008.

С.Ю. Кислов, канд. техн. наук, Ал.П. Кутырев, Ан.П. Кутырев

(Волгоградский государственный технический университет)

e-mail: kislovsj@vstu.ru

Особенности геометрии полуобкатных конических передач

Рассмотрена геометрия полуобкатной конической передачи. Представлена математическая модель поверхности зацепления, показаны сечения поверхности и зуба шестерни. Описана прецессирующая коническая передача с внутренним зацеплением.

In work the geometry of gearing with rectilinear flank toothng in one of spur gear is described.

Mathematical model of surface of action and sections of bevel gear pinion and surface of action are shown. Precessing gear bevel drive with inside gearing is described.

Ключевые слова: полуобкатная коническая передача, прецессия, коническая передача с внутренним зацеплением.

Key words: gearing with rectilinear flank toothng in one of spur gear, precession, precessing gear with bevel drive.

Эффективность сборочных процессов, базирующихся на использовании манипуляторов и конвейе-

ров, в значительной степени зависит от применяемых приводных устройств. Используемые в их составе зубчатые передачи в зависимости от вида зацепления и геометрических особенностей могут существенно ограничивать массогабаритные параметры, долговечность и нагруженную способность как самого привода, так и всего сборочного агрегата в целом.

В современных приводах обкатные конические и червячные передачи в некоторых случаях могут быть успешно заменены полуобкатными коническими (гипоидными). Основные отличия гипоидных передач от обкатных конических заключаются в увеличенном на 20–30 % диаметре шестерни по сравнению с колесом (при одинаковых размерах ведомых колес и передаточных отношениях) и лучшей плавности зацепления (вследствие большего перекрытия зубьев), а также в возможности монтажа валов шестерни и колеса на двух опорах.

Полуобкатные конические передачи могут быть как внешнего, так и внутреннего зацепления. Ор-



тогональные передачи внешнего зацепления образуют гипоидную коническую передачу планоидного типа. Полуобкатные конические передачи внутреннего зацепления являются основой планетарных прецессирующих передач. Важное отличие этого типа зацепления состоит в том, что оно образовано по второму принципу Оливье, т.е. в качестве производящей поверхности использована поверхность зубьев одного из звеньев передачи.

Для исследования многих типов пространственных зацеплений можно ввести несколько систем координат. Применительно к этому зацеплению используют одну неподвижную CKS и две подвижные CKS_1 и S_2 , связанные со звеньями зубчатой пары: S_1 – со звеном передачи, поверхность зубьев которого является производящей, S_2 – со звеном с огибающей поверхностью.

Для преобразования координат составляют формулы перехода, необходимые в дальнейшем для использования метода винтового дифференциального комплекса, позволяющего записать уравнение зацепления непосредственно в той системе координат, в которой желательно получить уравнения контактных линий, т.е. в системе производящей поверхности. Сущность метода заключается в приравнивании дифференциалов координат производящей поверхности к дифференциальным зависимостям, полученным из формул преобразования координат и представляющим собой дифференциальные уравнения винтовых линий относительного движения (винтовой комплекс) [1].

Продифференцировав по координатам x_1 , y_1 , z_1 уравнение (1) производящей поверхности (получено в CKS_1)

$$A_1 x_1 + B_1 y_1 + C_1 z_1 + D_1 = 0, \quad (1)$$

где $A_1 = \sin \gamma_1 \sin \beta_1 \cos \alpha_1 \pm \cos \gamma_1 \sin \alpha_1$;

$$B_1 = \cos \beta_1 \cos \alpha_1;$$

$$C_1 = -(\cos \gamma_1 \sin \beta_1 \cos \alpha_1 \pm \sin \gamma_1 \sin \alpha_1);$$

$$D_1 = \cos \alpha_1 (\pm S, \cos \beta_1 - L_k \sin \beta_1) - Q_k C_1,$$

получим уравнение зацепления

$$A_2 x_1 + B_2 y_1 + C_2 z_1 + D_2 = 0, \quad (2)$$

где $A_2 = B_1 (1 + \sin \varepsilon) + C_1 i \cos \varepsilon \sin \varphi_1$;

$$B_2 = -A_1 (1 + \sin \varepsilon) + C_1 i \cos \varepsilon \cos \varphi_1;$$

$$C_2 = i \cos \varepsilon (-A_1 \sin \varphi_1 + B_1 \cos \varphi_1);$$

$$D_2 = -ia(A \cos \varphi_1 + B_1 \sin \varphi_1) \sin \varepsilon + C_1.$$

В формулах (1) и (2) приняты обозначения:

i – передаточное отношение;

φ_1 – угол поворота первого звена;

ε – угол, характеризующий превышение 90° между осями вращения звеньев;

γ_1 – угол делительного конуса колеса;

β_1 – угол спирали на колесе;

α_1 – угол зацепления для внутренней стороны зуба колеса;

a – гипоидное смещение;

Q_k – смещение вершины делительного конуса колеса от линии гипоидного смещения;

L_k – образующая делительного конуса колеса;

S – толщина зуба колеса на средней окружности.

Поверхность зацепления данной гипоидной передачи для внутренней стороны зуба в пределах рабочей длины зубьев имеет вид несимметричной восьмерки (рис. 1), как и в случае косозубой конической передачи. Форма поверхности зацепления на наружной стороне, наоборот, имеет только одну петлю, а вторая получается незамкнутой с разрывом в промежутке $\varphi_1 = 240\dots 250^\circ$. На рис. 1 ось Z совпадает с осью колеса, ось Y перпендикулярна оси X шестерни (на рисунке не показана).

Так как рабочие участки поверхности зацепления имеют малую кривизну и приближаются к плоскости, то задачи, связанные с определением углов зацепления, можно решать упрощенно [2]. Зубья в данном зацеплении не симметричны, а их боковые поверхности образуют разные углы наклона с нормалью.

На сопряженных боковых поверхностях зубьев гипоидных колес имеет место продольное скольжение, поэтому на них нет мест, где наблюдается только качение, но есть участки с продольным скольжением и качением. В остальных же точках поверхности зуба наблюдается продольное и профильное скольжение, что обеспечивает хорошие условия для приработки и повышения плавности.

Одна из особенностей полуобкатной передачи – высокая подверженность зубьев шестерни заострению, причем оно намного выше, чем в обкатных передачах. Для данного вида гипоидной передачи поверхность заострения, образованная вращением линии заострения вокруг оси шестерни, представляет собой коническую поверхность. Точки линии заострения на зубе шестерни определяются через нахождение точек пересечения контактных линий

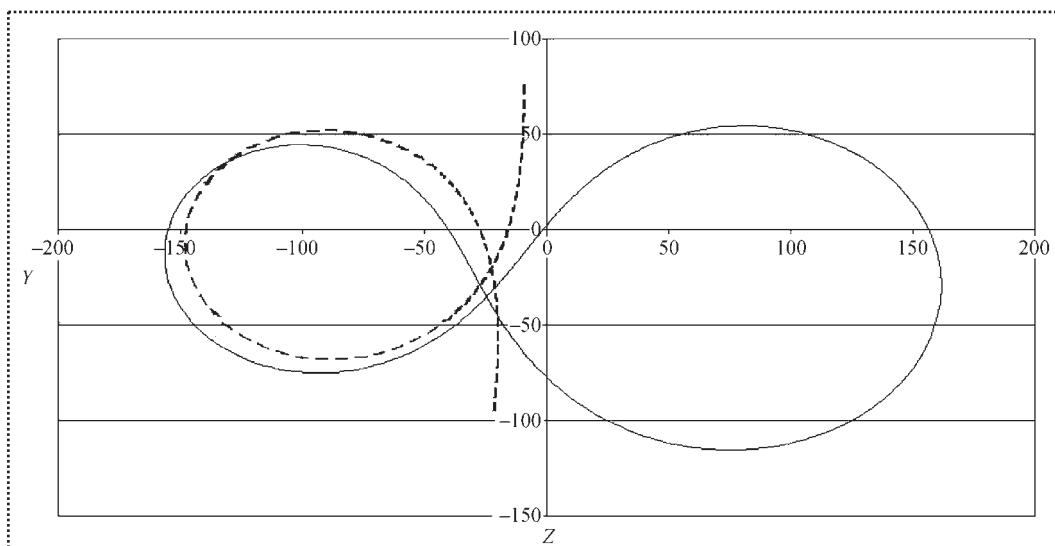


Рис. 1. Сечение поверхности зацепления:
— правая сторона;
--- левая сторона

внутренней и наружной сторон зубьев с учетом того, что пересечение происходит при разных значениях параметров обкатки.

В связи с особенностями данной передачи зубья контактируют по линии, что обеспечивает рост нагрузочной способности в сравнении с точечным контактом, но накладывает повышенные требования к точности монтажа. Для сохранения преимуществ точечного и линейного контакта можно получить квазилинейный контакт с очень малой приведенной Гауссовой кривизной. Способ получения данного типа контакта заключается в "утапливании" периферийных частей рабочего участка одной из сопряженных поверхностей внутрь тела [3].

В любой полуобкатной передаче одним из основных достоинств является способ ее изготовления, и рассматриваемая передача не исключение. Зубья колеса в данном случае нарезают методом деления без обкатки, а сопряженные зубья шестерни — методом непрерывной обкатки. Нарезание зубьев колеса выполняют на универсальном фрезерном станке с применением делительной головки и несимметричной двухугловой фрезы, зубьев шестерни — на зубофрезерном станке резцовой головкой, копирующей поверхность колеса.

В конической передаче внутреннего зацепления оксоидами в зацеплении являются два прямых круговых конуса, имеющих внутреннее касание вдоль общей образующей. В рассматриваемой равносмешенной передаче начальные конусы совпадают с делительными. На внутренней поверхности начального конуса, принадлежащей колесу, расположены прямобочные зубья, а на наружной поверх-

ности начального конуса, принадлежащей шестерне, — зубья, боковые поверхности которых являются огибающими плоских граней зубьев колеса [4].

Изобразим делительный конус колеса с одной впадиной зуба, боковые стороны которого представляют собой плоскости (рис. 2). Зубья колеса располагаются на внутренней поверхности делительного конуса. Плоскость, образующая боковую грань зуба, является одновременно производящей поверхностью.

Поверхность зацепления в прямозубой конической передаче внешнего зацепления имеет вид симметричной восьмерки (октоиды), что и определило название такого зацепления. Зацепление реальных зубьев в такой передаче происходит на прямолинейных участках октоиды.

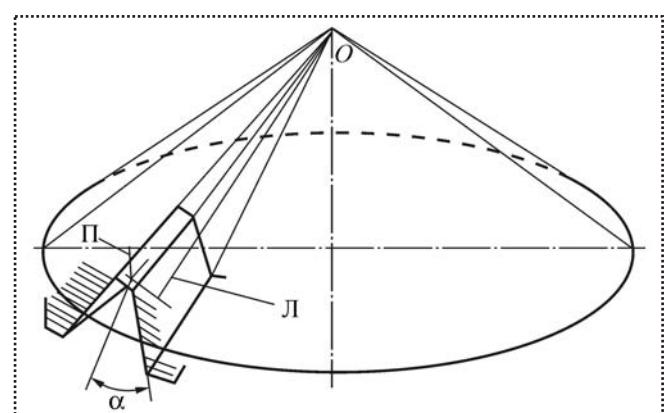


Рис. 2. Боковая поверхность зуба:
П и Л — правая и левая стороны;
 α — угол зацепления

Конические передачи внутреннего зацепления применяются в планетарных прецессирующих передачах, в которых в основном сохранены достоинства волновых и эксцентриковых передач и устранены свойственные им недостатки. В них сателлитное колесо совершает сферическое движение, которое в общем случае характеризуется углами θ нутации, ψ прецессии и φ собственного вращения. От собственного вращения сателлит может удерживаться кинематической связью со стойкой (неассурова связь минус первого порядка), выполненной в виде пальца, скользящего в пазу корпуса, кардана, сильфона, универсального шарнира, конической муфты и т.д. Поскольку в этом случае $\varphi = 0$, а $\theta = \text{const}$, изменяется только угол ψ , т.е. в такой передаче сателлит "прецессирует" [5]. Генератор прецессирующего движения может быть механическим, респонсивным, гидравлическим и пневматическим. В качестве механического генератора используют наклонный кривошипный вал и торцовый кулачок, находящийся на быстроходном валу.

Постоянное передаточное отношение можно получить в двухступенчатой прецессирующей передаче с односторонним расположением зубчатых венцов на сателлиите (рис. 3, *a*) и в двухступенчатой передаче с противоположным расположением зубчатых венцов на сателлиите (рис. 3, *б*).

В прецессирующих передачах чаще всего находит применение внутреннее зацепление конических колес с малой разностью в числе зубьев z_1, z_2 . Такая разность, особенно при $z_2 - z_1 = 1$, дает наи-

больший кинематический эффект в одной ступени передачи и малый угол нутации, необходимый для улучшения динамических характеристик привода.

В качестве зацепления конических колес выбрана прямозубая полуобкатная коническая передача, в которой боковая поверхность зубьев колеса плоская. Производящая поверхность в станочном зацеплении — плоскость, в которой осуществляется движение режущих кромок зубострогальных резцов.

Число зубьев колес в конической муфте выбирают из условия статической уравновешенности блока сателлитов, т.е. $z_3 = z_4 = z_2$. Интерференция вершин в конической муфте принципиально невозможна, так как каждый зуб колеса z_3 всегда остается в одной и той же впадине колеса z_4 [4, 6].

По результатам силового анализа определяли потери на трение в кинематических парах прецессирующих передач. В прецессирующей конической передаче [7] благодаря "плавающей" установке блока сателлитов фактический коэффициент перекрытия существенно больше теоретического. Вследствие податливости зубьев и малых зазоров между боковыми поверхностями соседних зубьев колеса и шестерни в зацеплении фактически находятся до 25...30 % общего числа зубьев. Особенность нагружения зубьев в такой передаче — наличие двухпрофильного контакта соприкасающихся зубьев в обоих зацеплениях.

Благодаря применению внутреннего зацепления с малой разностью в числе зубьев потери в относительном планетарном движении невелики. Теоретические данные подтверждены испытаниями редукторов на КПД и нагрузочную способность. Так, например, для редуктора РПБ-50 (рис. 4) с передаточным отношением $u_p = 50$ КПД на номинальном режиме составляет 0,78...0,82. При вращении его входного вала 2, установленного на подшипниках в корпусе 1, торцовый кулачок 3 посредством упорного подшипника 4 сообщает прецессирующее движение сателлиту 8, венцы которого находятся в зацеплении с неподвижным 5 и ведомым 6 коническими колесами. При этом зоны их зацепления с соответствующими венцами сателлита перемещаются вокруг геометрической оси передачи. Так как зубчатое колесо 5 неподвижно, то вследствие разницы чисел зубьев сателлита и колес происходит вращение ведомого колеса 6 и связанного с ним выходного вала 7. Выполнение торцового кулачка с плоскостью скоса, угол которой

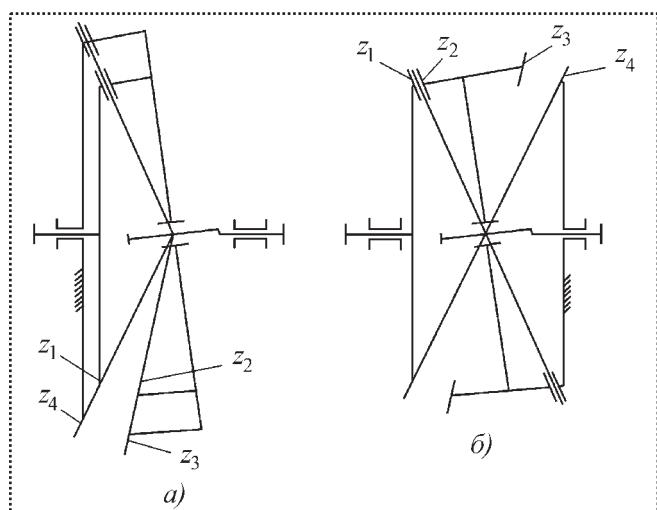


Рис. 3. Схема прецессирующей конической передачи

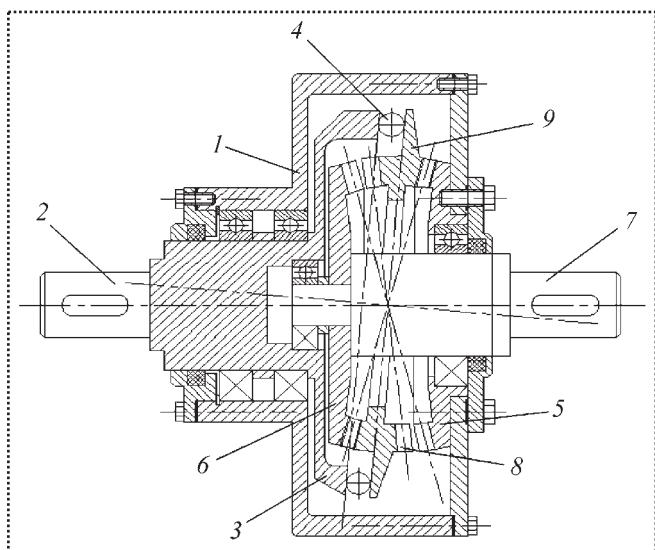


Рис. 4. Планетарный прецессирующий редуктор РПБ-50

превышает межосевой угол передачи, обеспечивает возникновение упругой силы, точка приложения которой лежит вне пределов венца сателлита, вызывающей упругую деформацию внешнего обода 9. В результате возникает момент сил, обеспечивающий беззазорное зацепление сателлита 8 с колесами 5 и 6.

Таким образом, применение полуобкатных конических передач позволяет в ряде случаев снизить масштабарные параметры привода (либо увеличить его нагрузочную способность), а также повысить

плавность его работы. Поэтому прецессирующие передачи, основанные на полуобкатной конической передаче внутреннего зацепления, можно применять в приводных узлах манипуляторов и устройств подачи на сборочных линиях.

Библиографический список

1. Кислов С.Ю., Панченко А.Ю. // Изв. ВолгГТУ. Серия "Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении": межвуз. сб. науч. ст. — Волгоград: ВолгГТУ, 2007. Вып.1. № 3. С. 75–78.
2. Кислов С.Ю., Панченко А.Ю. // Прогресс транспортных средств и систем — 2005: матер. Междунар. научн.-практ. конф. — Волгоград: ВолгГТУ, 2005. Ч. 2. С. 687–688.
3. Кислов С.Ю., Кутырев А.П., Панченко А.Ю. // Машиноведение и детали машин: тр. всерос. науч.-техн. конф. [с участием зарубеж. представителей], 10–12 окт. 2008. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. С.152–154.
4. Кислов С.Ю. Математическое моделирование на ЭВМ геометрии внутреннего зацепления прямозубой конической передачи — Волгоград: ВолгПИ, 1990. 20 с. Деп. В ВНИИ-ТЭМР 19.04.90. № 88.
5. Кислов С.Ю. Применение прецессирующих передач в качестве исполнительных модулей промышленных роботов и манипуляторов // Сборка в машиностроении, приборостроении. — 2001, № 5. С. 29–31.
6. Кислов С.Ю. Актуальные проблемы конструкторско-технологического обеспечения машиностроительного производства. Международная конференция 16–19 сентября 2003, с. 181.
7. Планетарная коническая зубчатая передача / Б.П. Тимофеев, С.Ю. Кислов, В.В. Сорокин и др. А.с. № 1545019 от 23.02.90.



РЕЗЬБОНАКАТЫВАНИЕ. (Библиотека технолога)

А.В. Киричек, А.Н. Афонин

М.: Машиностроение, 2009. 312 с.

Цена 550 р. с НДС

В книге описаны существующие резьбы и способы их изготовления, приведены конструкция и основные характеристики резьбонакатного оборудования и технологической оснастки для накатывания резьб, конструкция и методики проектирования резьбонакатного инструмента, технология накатывания резьб, требования к заготовкам под накатывание и режим обработки.

Книга предназначена для инженерно-технических работников и специалистов промышленных предприятий, может быть полезна студентам, аспирантам и научным работникам.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в ООО "Издательство Машиностроение" в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Строгинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ

УДК 621.757

Б.Ю. Житников, А.Л. Симаков, д-ра техн. наук; Е.В. Демьянова, канд. техн. наук
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)
e-mail: demyanova77@mail.ru

Способ доориентации жестких уплотнений при их автоматизированной установке на сопрягаемую поверхность узла

Описана конструкция адаптирующего устройства для автоматизированной установки плоских жестких уплотнений. Получены необходимые условия по точности совмещения сопрягаемых поверхностей, силовым воздействиям на соединяемую деталь и быстродействию установки уплотнений. Предложенный способ обеспечил надежную работу в условиях производства.

The paper considers the adapting device design for the automated installation of plate stiff seals. The necessary assembly conditions in accuracy of mating surfaces alignment, in force acting on joined part and in seals installation fast acting are produced. The method offered proved to be reliable in production conditions.

Ключевые слова: способ доориентации жестких уплотнений, автоматизированная установка, плоские уплотнения, условия сборки.

Key words: method justification of stiff seals final orientation, automated installation, plate seals, assembly conditions.

Уплотнения из металлических и неметаллических материалов, которые в процессе автоматизированной установки не деформируются под действием сил, называются жесткими. Автоматизированную установку таких уплотнений на сопрягаемую поверхность узла можно осуществить при помощи специальных приспособлений или спутников, которые размещают на подающем устройстве вращательного или поступательного движения.

Спутник (рис. 1) состоит из основания 1, к которому прикреплены проушины 2 под ось 3 поворота. Ось входит в проушины, размещенные на подающем устройстве (условно не показано). На основании 1 закреплены планки 5 для ограничения положения корпусной детали, фиксируемой в спутнике штифтами 4. Осью 11 и пружиной 8 крышка 6 соединяется с основанием 1. На верхней

поверхности крышки 6 расположены плоские пружины 9, исключающие выпадение плавающих втулок 7, имеющих возможность перемещения в плоскости крышки до 1,5 мм. К торцовой поверхности крышки крепится пластина 12 с пазом В для направления уплотнений при установке. Снизу к крышке присоединены пластины 10, которые в со-

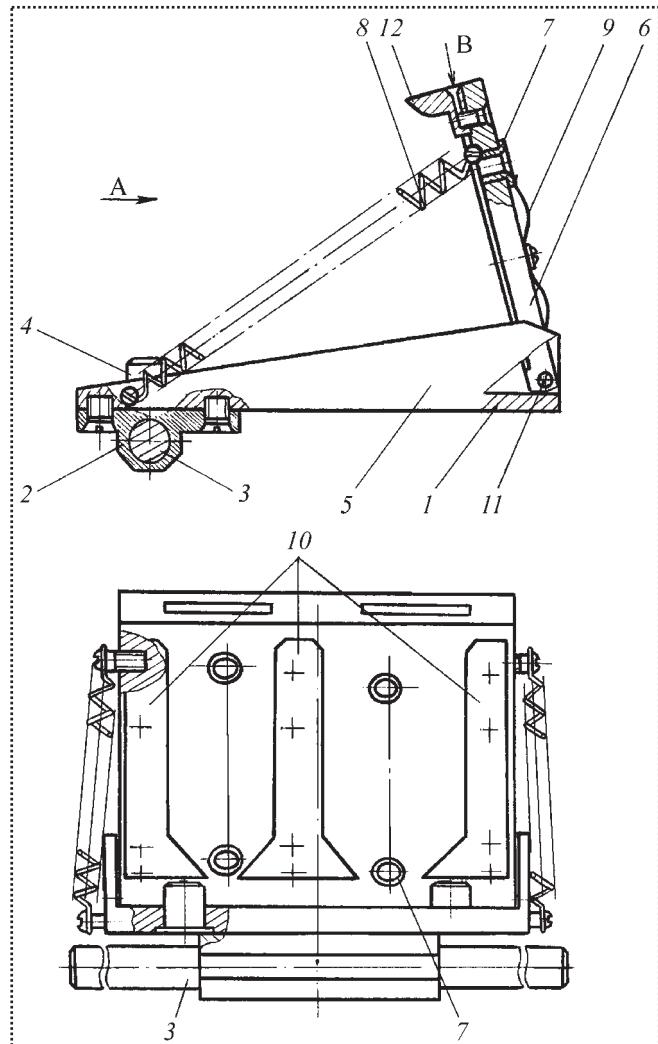


Рис. 1. Общий вид спутника



вокупности с плоскостью корпусной детали образуют пазы для установки уплотнений. Спутник может перемещаться на 0,5...1 мм вдоль оси 3.

Кинематическая схема автомата для установки плоских жестких уплотнений показана на рис. 2. Пусть подающее устройство 1 выполнено с возможностью поворота с расположенным на нем в спутнике 4 узлом 2. Исполнительный орган 3 сборочного оборудования жестко связан с питателем 5. Для надежной установки уплотнений исполнительный орган 3 должен иметь податливость, т.е. ограниченный поворот вокруг точки O , который предусматривает:

- *во-первых*, разворот исполнительного органа в горизонтальной плоскости на угол $\Delta\beta$, ограниченный упорами 8 и 9, между которыми установлены пружины 10 для стабильного фиксирования положения системы в начальный момент;
- *во-вторых*, разворот в вертикальной плоскости на угол $\Delta\gamma$, при котором стабильное фиксиру-

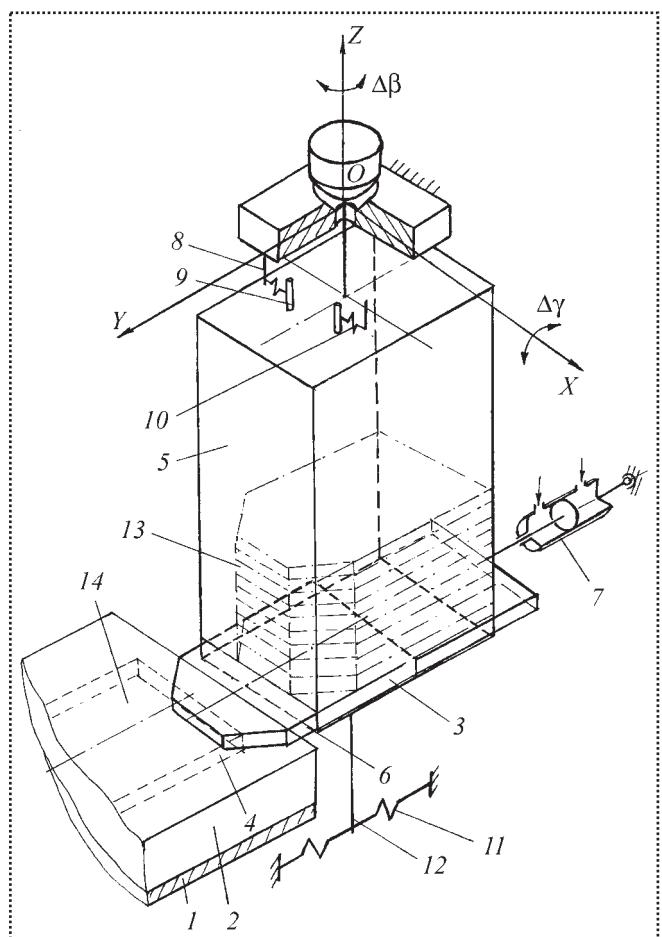


Рис. 2. Кинематическая схема автомата установки плоских жестких уплотнений

ванное положение системы в начальный момент обеспечивают пружины 11, упирающиеся в стержень 12, связанный с исполнительным органом 3.

Шибер 6 вдвигает уплотнение 13 в паз 14 спутника под воздействием штока пневмоцилиндра 7.

Для обеспечения надежности и производительности автоматизированной установки жестких уплотнений следует создать необходимые условия сборки по точности совмещения сопрягаемых поверхностей.

Погрешность положения плоскости уплотнения и паза B спутника (см. рис. 1) зависит от погрешности:

- изготовления подающего устройства, при вращении которого возникает биение плоскости стола по оси Z ;
- поворота многопозиционного стола от одной позиции к другой;
- закрепления спутника на столе;
- изготовления и сборки спутника;
- изготовления и сборки исполнительного органа сборочного оборудования.

Совокупность перечисленных погрешностей приводит к появлению углового рассогласования $\Delta\alpha$ положения осей паза на спутнике и уплотнения на шибере в горизонтальной плоскости, относительного смещения ΔZ плоскостей паза и уплотнения в вертикальной плоскости и перекоса $\Delta\gamma$ осей.

При наличии угла $\Delta\alpha$ перекоса осей паза спутника и уплотнения исполнительный орган за счет своей угловой податливости в горизонтальной плоскости должен развернуться, компенсируя смещение Δ_1 (рис. 3):

$$\Delta_1 = R\Delta\alpha = r\Delta\beta,$$

где R – расстояние от оси вращения поворотного стола до торца паза спутника;

r – расстояние от оси Z поворота исполнительного устройства до паза спутника;

$\Delta\beta$ – угол поворота исполнительного органа.

Погрешность (угол перекоса) сопрягаемых поверхностей паза спутника и уплотнения в вертикальной плоскости

$$\Delta_2 = r\Delta\gamma.$$

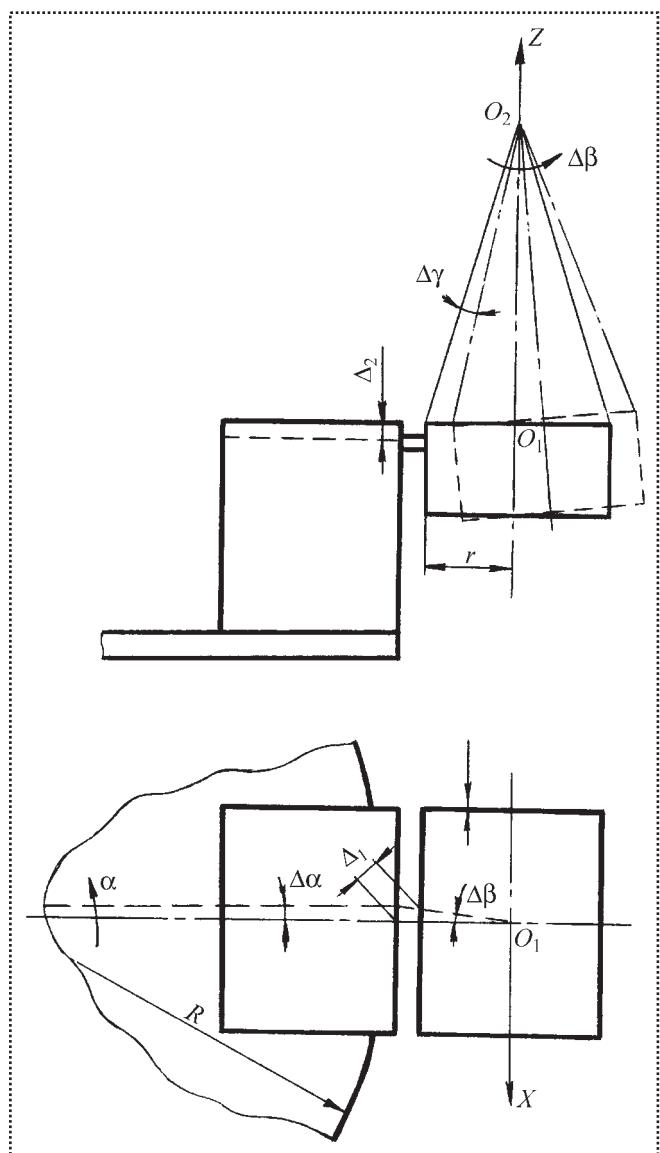


Рис. 3. Схема положения элементов устройства при доориентации

Тогда условия совмещения паза спутника и устанавливаемого уплотнения можно записать в виде:

$$\begin{aligned} \Delta\beta &\geq \frac{R\Delta\alpha}{r}; \\ \Delta\gamma &= \frac{\Delta_2}{r}. \end{aligned} \quad (1)$$

Найдем силу, обеспечивающую надежную установку уплотнения.

При развороте исполнительного органа сборочного оборудования на угол $\Delta\beta$ вокруг оси Z на него действует система сил, показанная на рис. 4.

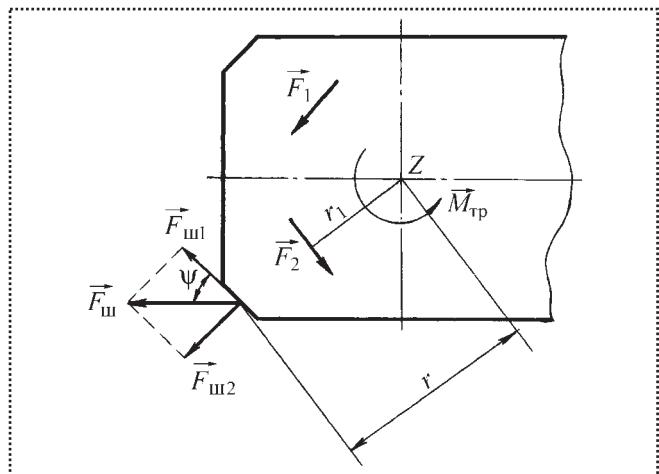


Рис. 4. Взаимодействие шиберного устройства и собираемого узла

Принятые обозначения: $\vec{F}_{\text{ш}}$ – вектор силы взаимодействия фасок шибера и паза спутника; $\vec{F}_1 = \vec{F}_2 = c(a + r_1 \Delta\beta)$ – векторы сил упругости пружины; c – жесткость пружины; a – величина предварительного поджатия пружины; r_1 – радиус приложения сил пружин относительно оси Z ; $\overline{M}_{\text{tp}} = \frac{\sigma}{g} r_0 f$ – момент трения в шарнире при развороте исполнительного органа; σ – вес исполнительного органа; g – ускорение свободного падения; r_0 – радиус оси точки привеса исполнительного органа сборочного оборудования; f – коэффициент трения.

Из уравнения равновесия моментов сил относительно оси Z найдем:

$$\sum m_{i(z)} = 0,$$

$$F_{\text{ш}} r \cos \psi - 2c(a + r_1 \Delta\beta)r_1 - \frac{\sigma}{g} r_0 f = 0.$$

Отсюда

$$F_{\text{ш}} > \frac{2c(a + r_1 \Delta\beta)r_1 + \frac{\sigma}{g} r_0 f}{r \cos \psi} \quad (2)$$

– минимальное значение силы на шибере, обеспечивающее надежную доориентацию исполнительного органа.

Установка уплотнений в паз спутника должна быть предельно быстродейственна. Рассмотрим динамику процесса доориентации.



Дифференциальное уравнение движения исполнительного органа оборудования при доориентации имеет вид:

$$(J_{x1} + ml^2)\ddot{q} + \mu\dot{q} + \left(Mg + c_{\Sigma} \frac{l_1^2}{l}\right)lq = F(t)l, \quad (3)$$

где J_{x1} – момент инерции исполнительного органа устройства относительно оси OX ; m – масса детали; μ – приведенный коэффициент вязкого трения в кинематических парах и упругих элементах; c_{Σ} – приведенная жесткость упругих элементов; M – масса исполнительного органа устройства; l_1 – расстояние от точки привеса до крепления упругих элементов; $F(t)$ – усилие на штоке пневмоцилиндра; q – обобщенная координата; l – расстояние от точки привеса до плоскости детали.

Характер движения устройства определяется параметрами левой части уравнения (3) (собственное движение) и законом изменения усилия $F(t)$. Очевидно, возможны два варианта управления положением устройства:

- за счет только собственного движения, когда $F(t) = \text{const}$,
- за счет изменения усилия при закончившемся переходном процессе (при полном затухании собственных колебаний исполнительного органа).

В первом случае закон изменения усилия:

$$F(t) = F_0 l(t), \text{ где } l(t) = 0 \text{ при } t < 0, l(t) = 1 \text{ при } t \geq 0.$$

Этап доориентации в этом случае будет заканчиваться не позднее достижения центром масс системы первого максимума (т.е. максимального отклонения от положения равновесия) при колебательном характере переходного процесса или не позднее времени медленного перемещения в положение максимального отклонения от начального при отсутствии колебаний.

Решение уравнения (3) при нулевых начальных условиях имеет вид:

$$q(t) = k \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi \frac{t}{T}} \sin \left(\sqrt{1-\xi^2} \frac{t}{T} + \theta \right) \right], \quad (4)$$

где $k = \frac{F_0}{Mg + c_{\Sigma} \frac{l_1^2}{l}}$ – коэффициент передачи;

$$\xi = \frac{\mu}{2 \sqrt{(J_{x1} + ml^2) \left(Mg + c_{\Sigma} \frac{l_1^2}{l} \right) l}} \text{ – коэффициент отно-}$$

сительного демпфирования;

$$T = \sqrt{\left(Mg + c_{\Sigma} \frac{l_1^2}{l} \right) l} \text{ – постоянная времени;}$$

$$\theta = \arctg \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi} \text{ – фазовый сдвиг.}$$

Время t_m достижения функцией (4) первого максимума найдем из условия $\dot{q}(t) = 0$; $t < T$. В теории автоматического регулирования принимают:

$$t_m \approx \frac{\pi}{\omega_{cp}}, \quad (5)$$

$$\text{где } \omega_{cp} = \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{T} \text{ – частота среза системы.}$$

При колебательном характере движения (т.е. при малом вязком трении $\xi < 1$):

$$\omega_{cp} \approx \frac{1}{T}, \quad t \leq \frac{\pi}{\omega_{cp}}.$$

Таким образом, время адаптации (доориентации) ограничено неравенством:

$$t \leq 3T. \quad (6)$$

В том случае, если движение имеет апериодический характер (большое трение, $\xi \geq 1$), решение уравнения (3) при нулевых начальных условиях имеет вид:

$$q(t) = k \left[1 - \frac{1}{\sqrt{\xi^2 - 1}} e^{-\xi \frac{t}{T}} \times \right. \\ \left. \times \left(\sqrt{\xi^2 - 1} \operatorname{ch} \left(\sqrt{\xi^2 - 1} \frac{t}{T} \right) - \xi \operatorname{sh} \left(\sqrt{\xi^2 - 1} \frac{t}{T} \right) \right) \right].$$

Время адаптации при этом ограничено длительностью переходного процесса или временем t_p регулирования: для $\xi > 1$ отношение $\frac{t_p}{T} \geq 5$. В предельном случае $t_p = 5T$.

Поскольку $t < t_p$, получим

$$t < 5T. \quad (7)$$



Как видно, колебательный режим движения предпочтительнее апериодического.

В случае изменяющегося усилия со стороны пневмоцилиндра решение уравнения (3) принимает вид правой части. Для линейно возрастающей силы

$$F(t) = f_1 t,$$

где f_1 – скорость изменения силы;

$$\begin{aligned} q(t) &= \frac{f_1}{Mg + c_{\Sigma}} t + k \times \\ &\quad \times \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi \frac{t}{T}} \sin \left(\sqrt{1-\xi^2} \frac{t}{T} + \theta \right) \right], \quad \xi < 1; \\ q(t) &= \frac{f_1}{Mg + c_{\Sigma}} t + k \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi \frac{t}{T}} \times \right. \\ &\quad \times \left. \left(\sqrt{\xi^2 - 1} \operatorname{ch} \left(\sqrt{\xi^2 - 1} \frac{t}{T} \right) - \xi \operatorname{sh} \left(\sqrt{\xi^2 - 1} \frac{t}{T} \right) \right) \right], \quad \xi \geq 1. \end{aligned} \quad (8)$$

Время адаптации t_a ограничено временем перемещения детали на допустимую уголом поворота адаптирующего устройства величину $\gamma_{\text{доп}} = q_{\text{доп}}$ (где $q_{\text{доп}}$ – допустимое значение обобщенной координаты):

$$t_a \leq \frac{\gamma_{\text{доп}}}{kd}, \quad (9)$$

где $d = f_1 / F_w$.

Численная оценка этого ограничения позволяет сделать вывод о том, что управление за счет изменения усилия при закончившемся переходном процессе наименее производительно.

Управление положением детали по координате β в силу больших значений моментов сопротивления приводит к апериодическим движениям и

оценка длительности второго этапа адаптации может быть получена из неравенства (7). Постоянная времени устройства при вращательном движении вокруг оси Z может быть найдена по формуле:

$$T_1 = \sqrt{\frac{J_z}{c_{kp}}},$$

где J_z – момент инерции устройства относительно оси OZ , c_{kp} – приведенная крутильная жесткость привеса устройства и упругих элементов.

Таким образом, выражения (6), (7), (9) являются необходимыми условиями, определяющими предельное быстродействие при установке жестких уплотнений:

– при управлении за счет собственного движения:

$$t \leq 3T \text{ при колебательном движении};$$

$$t < 5T \text{ при апериодическом движении};$$

– при управлении за счет изменения усилия:

$$t_a \leq \frac{\gamma_{\text{доп}}}{kd}.$$

Вывод

Найдены необходимые условия (1), (2), (6), (7), (9) надежной автоматизированной высокопроизводительной установки жестких уплотнений на горизонтальную поверхность узла. Предложенный способ доориентации нашел применение в АО "Владимирский тракторный завод" при установке металлизированных уплотнений в сборке головки двигателя.

Библиографический список

1. Волчекевич Л.И., Ковалев М.П., Кузнецов М.М. Комплексная автоматизация производства. – М.: Машиностроение, 1983. – 269 с.
2. Рязанов Ю.А. Проектирование систем автоматического регулирования. – М.: Машгиз, 1963. 311 с.
3. Житников Ю.З., Симаков А.Л. Автоматизация сборки изделий с резьбовыми соединениями. Учебное пособие. Ч. 2. – Ковров: КГТА, 1997. 156 с.



УДК 621.757

Д.С. Воркуев, канд. техн. наук (ОАО «Завод им. В.А. Дегтярева», г. Ковров)
e-mail: maet76@mail.ru

Определение угла затяжки резьбовых соединений с учетом деформации уплотнения

Предложена методика определения угла затяжки резьбовых соединений при скреплении узлов и деталей при наличии уплотнения.

A technique for determining the screw joint tightening angle in interlocking units and components with the usage of a sealing.

Ключевые слова: резьбовые соединения, угол затяжки, деформация, уплотнение.

Key words: screw joints, tightening angle, strain, sealing.

Контроль качества затяжки групповых резьбовых соединений многошпиндельными гайковертами на основе муфты предельного момента, дифференциального механизма и механизмов свободного хода [1–3] осуществляют комбинированным методом: по моменту предварительной затяжки – муфтой предельного момента, а по углу затяжки – датчиком, установленным на подвижной полумуфте.

Следовательно, при контроле необходимо задавать угол затяжки. В технической литературе [4] приведена формула для расчета угла затяжки болта без учета наличия уплотнения между узлом и скрепляемой деталью. Определим угол затяжки резьбового соединения при наличии уплотнения.

В справочной литературе [5] в зависимости от типа уплотнения приводятся следующие механические характеристики:

- твердость H для уплотнений, изготовленных из резины на основе некристаллизирующихся каучуков типа СКН, СКФ

$$H = \frac{P}{S},$$

где P – сила сжатия уплотнения;

S – площадь поверхности его отпечатка;

- допустимое напряжение на сжатие $[G_{сж}]$ и твердость материала H для уплотнений на основе пластмасс:

$$G_{сж} = \frac{P}{S} \leq [G_{сж}],$$

откуда можно найти силу сжатия уплотнения.

Предельная деформация уплотнения

$$\Delta_y = \frac{Ph}{ES},$$

где h – толщина уплотнения;

E – модуль упругости материала уплотнения.

Найдем осевые силы затяжки каждого резьбового соединения [4]:

$$Q = \frac{P + F}{n},$$

где F – сила от давления герметизируемой среды;

n – число резьбовых соединений при скреплении узла с фланцем.

Удлинение резьбовой детали под действием осевой силы

$$\Delta_p = \frac{Ql_6}{E_6 S_6},$$

где l_6 – часть резьбовой детали, равная суммарной толщине фланца и уплотнения;

E_6 – модуль упругости материала резьбовой детали;

S_6 – площадь поперечного сечения тела резьбовой детали.

Суммарная деформация уплотнения и болта:

$$\Delta = \Delta_y + \Delta_p.$$

С учетом шага p резьбы найдем требуемый угол затяжки резьбового соединения:

$$\varphi = \frac{360\Delta}{p}.$$



Герметичность фланцевого соединения с давлением в полости узла 0,4 МПа обеспечивают кольцевым уплотнением из фторопласта-4 диаметром 65 мм и шириной 4 мм за счет скрепления фланца толщиной 20 мм винтами диаметром 4 мм. При этом угол затяжки составляет 248,4°.

Библиографический список

1. Житников Ю.З., Воркуев Д.С., Тюрина И.В. Многошпиндельный гайковерт на основе муфт предельного момента, дифференциального механизма и механизма свободного хода для завинчивания кратного числа резьбовых деталей. Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии имени П.А. Соловьева: Сборник научных трудов. Рыбинск. 2007. №1(11). 394 с.

2. Житников Ю.З., Житников Б.Ю. Методология разработки высокоточных многошпиндельных завинчивающих устройств // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2006. № 7. С. 22–27.

3. Патент № 2288834. Многошпиндельный гайковерт / Житников Ю.З., Житников Б.Ю., Матросова Ю.Н. Бюлл. изобр. №34. 2006.

4. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Шарловский Ю.В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник. – М.: Машиностроение. 1985. 224 с.

5. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубева, В.В. Гордеев и др.; Под общ. Ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение. 1994. 448 с.

М.А. Гаер, канд. техн. наук, А.В. Шабалин
(Иркутский государственный технический университет)
Тел. (499) 268-3842

Геометрическая классификация деталей при анализе сборок с пространственными допусками

Приведена геометрическая классификация деталей по топологическим признакам, а также алгоритм сборки с учетом допусков. На основе введенной классификации определены последовательность и правила сборки.

This article describes a geometrical classification of parts by topological features and presents an algorithm for assembling with 3D tolerancing. Based on introduced classification CAD assembly sequence and rules are presented.

Ключевые слова: классификация деталей, топологические признаки, сборка с учетом допусков.

Key words: classification of parts, topological features, assembling with tolerancing.

Современное машиностроение невозможно без автоматизированного проектирования. Несмотря на огромные достижения в развитии CAD систем, методы моделирования и представления структуры сборок до сих пор несовершенны: создаваемые модели сборок имеют номинальные размеры и не поддерживают математическое описание допусков, что делает невозможным проведение полноценного размерного анализа [1].

Модули проектирования сборок, имеющиеся во всех системах высокого уровня, не обладают возможностями трехмерного представления допусков как части компьютерной модели.

Предлагаемое универсальное представление сборки позволяет моделировать и анализировать сборки и контактные состояния с любой геометрией. Алгоритмы представления и анализа сборок с учетом допусков разработаны с использованием трехмерных моделей различных видов допусков. Метод различает допуски детали и допуски сборки, что адекватно отражает реальную процедуру проектирования [2]. Кроме того, разделение этих понятий играет важную роль в формировании конфигурационных пространств деталей в отдельности и сборок в целом, что позволяет моделировать сборки с учетом допусков.

Введем определения геометрических характеристик деталей.

Согласно классификации деталей машиностроения по функционально-геометрическим характеристикам [2] (конструктивной форме) различают следующие типы деталей:

- корпусные (корпуса, кожухи, крышки, стойки, кронштейны и т.д.);
- плоские (пластины, рейки, ползуны, шпонки, клинья и т.д.);

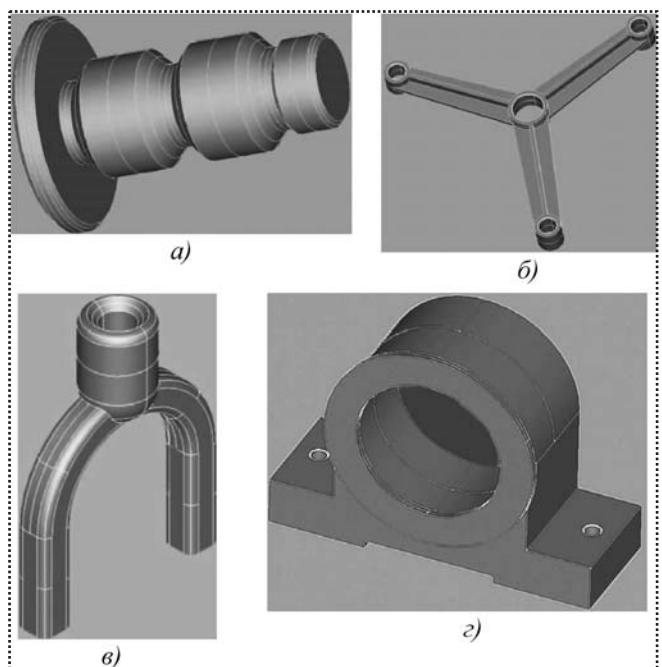


Рис. 1. Характерные представители классов деталей:
 а – вал ступенчатый односторонний;
 б – рычаг многоплечий прямой;
 в – вилка переключения;
 г – кронштейн

- рычажные (рычаги, педали, шатуны);
- листовые и профильные;
- тела вращения с $L > \frac{D}{2}$ (валы, втулки, и т.д.),
где L и D – длина и диаметр детали;
- тела вращения с $L \leq \frac{D}{2}$ (шкивы, маховики, барабаны и т.д.).

На этом основании разработана классификация, объединяющая детали по топологическим свойствам, влияющим на сборку (например, наличию сквозных или несквозных отверстий, их количеству и т.д.). Рассмотрим несколько характерных представителей классов деталей:

- вал ступенчатый, односторонний (рис. 1, а), без отверстий, поверхность с точки зрения топологии гомеоморфна сфере;
- рычаг (рис. 1, б) с четырьмя сквозными отверстиями – топологически это крендель порядка четырех;
- деталь типа вилки переключения (рис. 1, в) с несквозным отверстием – "стакан";
- детали комбинированного топологического типа, например кронштейн (рис. 1, г), представля-

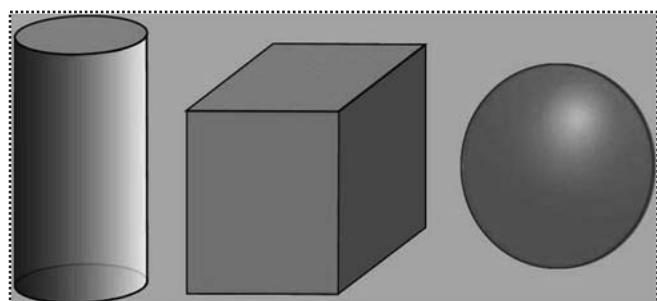


Рис. 2. Детали типа "сфера"

ет собой комбинацию детали-стакана и детали-кренделя порядка два.

Приведем описание понятий, лежащих в основе топологической классификации.

Совокупность всех поверхностей детали будем называть *поверхностью детали*.

Детали, поверхности которых гомеоморфны сфере или тору, будем называть соответственно *сферой* или *тором*. Например, цилиндрическая втулка, шар, параллелепипед (рис. 2) – сферы, плита с отверстием – тор.

Стакан – деталь, полученная следующим образом: в двух сферах вырезали отверстия и затем склеили полученные поверхности по линии этих отверстий так, что одна оказалась как бы внутри другой, образовав деталь, похожую на стакан (рис. 3). Например, обычный стакан или колпачок для ручки.

Внутренняя поверхность стакана может состоять только из боковой поверхности (например, конус), только из дна (например, полусфера), из дна и боковой поверхности (например, обычный стакан). Кроме того, будем различать стаканы с краем и без края. У стакана с краем существует линия соединения различных поверхностей, отделяющая внутреннюю часть стакана от внешней (рис. 4, а).

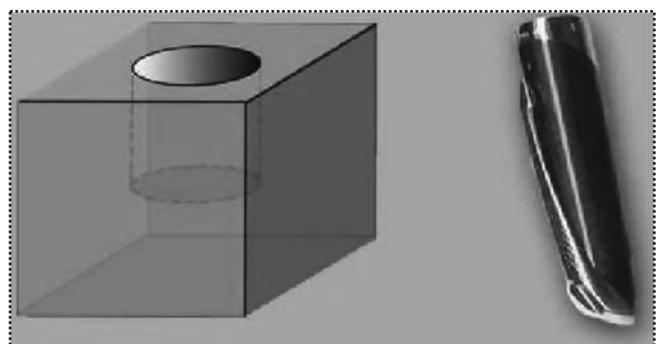


Рис. 3. Детали типа "стакан"

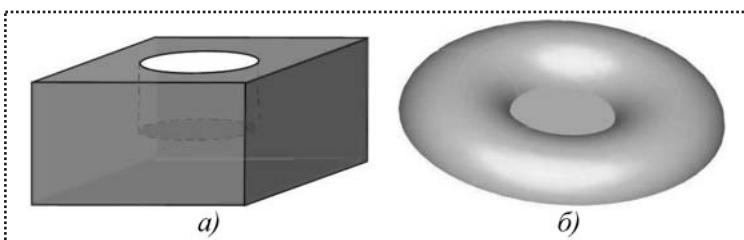


Рис. 4. Детали типа "стакан с краем" (а) и "стакан без края" (б)

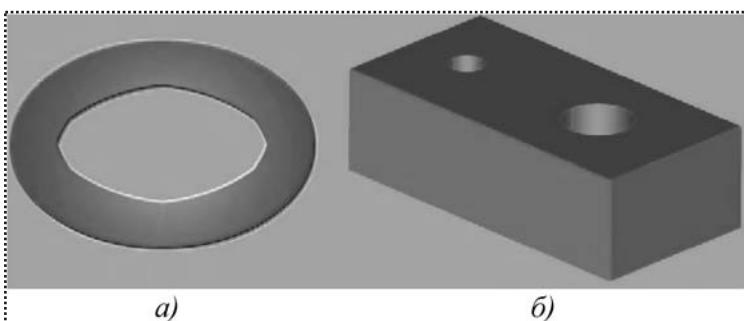


Рис. 5. Детали типа "крендель порядка один" (а) и "крендель порядка два" (б)

У стакана без края внутренняя поверхность (боковая или дно) переходит во внешнюю (рис. 4, б).

Если поверхность детали гомеоморфна кренделю порядка k , то ее будем называть *кренделью порядка k* . Например, труба – крендель порядка один или тор (рис. 5, а), параллелепипед с двумя отверстиями – крендель порядка два (рис. 5, б). Отверстие кренделя также может быть с краем или без края, с боковой поверхностью или без нее (например, обычный тор не имеет боковой поверхности).

Детали, полученные из стакана или кренделя путем вырезания из них некоторых частей, как правило, будем относить к тем же классам деталей, что и целые (руководствуясь типом сборки).

Приведем виды сборок в соответствии с топологической классификацией.

Две поверхности будем называть совпадающими, если в номинале они имеют одинаковую форму. Если при этом совпадают и их размеры, то такие поверхности будем называть абсолютно совпадающими.

Часть детали, которая при сборке должна попасть ("проникнуть") в стакан или отверстие кренделя, будем называть проникающей. Проникающая часть детали может состоять только из боковой поверхности (конус, шар) или из боковой поверхности и дна (цилиндрическая втулка). В последнем

случае будем называть ее проникающей частью детали с краем.

Часть поверхности детали будем называть проникающей, если она является боковой или единственной поверхностью проникающей части детали. Проникающая поверхность детали может состоять из нескольких поверхностей.

Итак, будем различать сборку с совмещением поверхностей и сборку с проникновением.

Процесс сборки, при которой некоторые из пар поверхностей различных деталей должны соприкоснуться, будем называть сборкой с совмещением поверхностей. При этом она может быть с совмещением абсолютно совпадающих поверхностей или просто совпадающих поверхностей.

Процесс сборки, при которой часть одной детали (или вся деталь) должна проникнуть в отверстие детали-кренделя или детали-стакана, будем называть сборкой с проникновением. При комбинированной сборке считаем, что приоритет имеет сборка с проникновением.

Пример. Рассмотрим сборку, состоящую из двух одинаковых плит с отверстиями, соединенных штырем. Тогда в процессе сборки будем иметь следующие ее виды (рис. 6):

- "плита–плита" – сборка с совмещением абсолютно совпадающих поверхностей;
- "плита–штырь" – сборка с проникновением;
- "(плита+штырь) – плита" – сборка с проникновением.

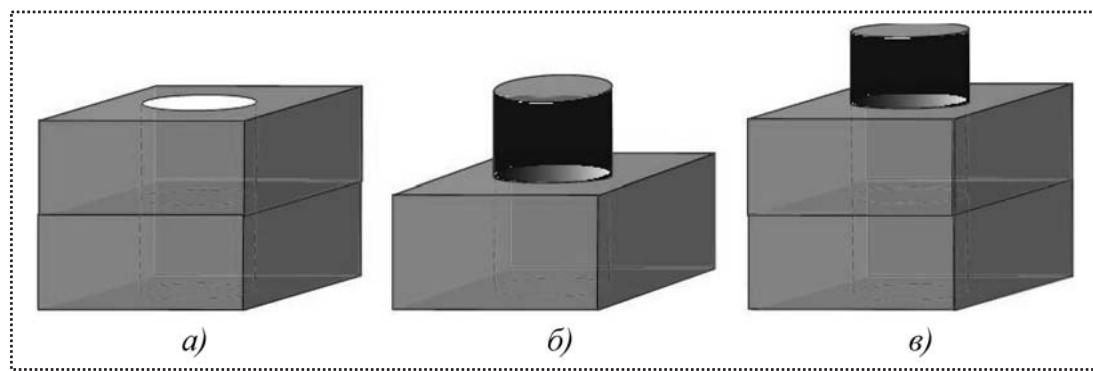
При сборке с проникновением одна из деталей обязательно должна быть деталью–кренделем или деталью–стаканом, а вторая деталь (проникающая) может быть любого топологического типа.

При сборке с учетом допусков в соответствии с построенной теорией необходимо придерживаться следующих правил:

- Вся сборка разбивается на этапы (уровни сборки) в соответствии с построенным графом сборки, представляющим собой топологическую взаимосвязь деталей [3]. При этом процесс сборки можно остановить на любом этапе. Однако это не означает, что С-деталь, собранная на некотором уровне, не будет менять свои параметры при сборке следующего уровня.
- Сборка каждого j -го уровня начинается с нуля, т.е. проходят заново все уровни сборки до $(j-1)$ -го и только потом происходит сборка уровня j , но меняются на всех этих уровнях только те параметры, на которые влияют допуски уровня j , все остальные параметры остаются номинальными.



Рис. 6. Виды сборки:
 а – "плита–плита";
 б – "плита–штырь";
 в – "(плита+штырь) –
 плита"



• Не имеет смысла начинать сборку более высокого уровня, если не были проделаны все сборки нижних уровней.

• Сборка происходит последовательно в соответствии с составленными графами-ромашками и графами-гантелями [4], т.е. непосредственно в сборке каждый раз участвуют только две детали, каждая из которых является С-деталью некоторого порядка.

• Сборка С-деталей [4], являющихся соседними вершинами графа-гантеля (деталей, непосредственно участвующих в сборке), зависит от их топологического типа и вида сборки этих двух деталей в соответствии с топологической классификацией.

Базируясь на предложенной теории, переходим к моделированию процесса сборки, который необходимо разбить на этапы.

Первый этап – подготовительный. Допустим, для данной сборки имеется n С-деталей D_α порядка нуль, где $\alpha = \overline{1, n}$. На этом этапе определяют параметры, необходимые для дальнейших расчетов, выполняя следующие действия:

1. Помещаем С-деталь D_α в некоторую глобальную систему координат $E = \{O, \bar{i}, \bar{j}, \bar{k}\}$.

2. Разбиваем С-деталь D_α на поверхности $S_{\alpha\beta}$, $\beta = \overline{1, q}$.

3. Для каждой поверхности $S_{\alpha\beta}$ С-детали D_α определяем отмеченные реперы $\{\bar{r}_{\alpha\beta}^0, \bar{e}_{\alpha\beta}^0, \bar{e}_{\alpha\beta}^1, \bar{e}_{\alpha\beta}^2, \bar{e}_{\alpha\beta}^3\}$ в системе координат E [4].

4. Создаем отмеченный репер $E_\alpha = \{\bar{r}_\alpha^0, \bar{e}_\alpha^0, \bar{e}_\alpha^1, \bar{e}_\alpha^2, \bar{e}_\alpha^3\}$ С-детали D_α :

$$\begin{aligned} \bar{r}_\alpha^0 &= \bar{r}_{\alpha 1}^0; \\ \bar{e}_\alpha^1 &= \bar{e}_{\alpha 1}^1; \\ \bar{e}_\alpha^2 &= \bar{e}_{\alpha 1}^2; \\ \bar{e}_\alpha^3 &= \bar{e}_{\alpha 1}^3, \end{aligned} \quad (1)$$

т. е. в качестве отмеченных точек и репера детали берем отмеченные точку и репер первой поверхности. Очевидно, что это всегда можно сделать, так как у любой детали есть хотя бы одна поверхность.

5. Вычисляем координаты отмеченных реперов $\{\bar{r}_{\alpha\beta}^0, \bar{e}_{\alpha\beta}^0, \bar{e}_{\alpha\beta}^1, \bar{e}_{\alpha\beta}^2, \bar{e}_{\alpha\beta}^3\}$ всех поверхностей $S_{\alpha\beta}$ С-детали D_α в системе координат $E_\alpha = \{\bar{r}_\alpha^0, \bar{e}_\alpha^0, \bar{e}_\alpha^1, \bar{e}_\alpha^2, \bar{e}_\alpha^3\}$ по формулам:

$$\begin{aligned} \bar{r}'_{\alpha\beta}^0 &= \bar{r}_{\alpha\beta}^0 - \bar{r}_\alpha^0; \\ \bar{r}'_{\alpha\beta}^j &= Vect(\tilde{\Lambda} \circ \tilde{M} \circ \bar{r}'_{\alpha\beta}^0 \circ M \circ \Lambda); \\ \bar{e}'_{\alpha\beta}^j &= Vect(\tilde{\Lambda} \circ \tilde{M} \circ \bar{e}'_{\alpha\beta}^j \circ M \circ \Lambda), j = \overline{1, 3}, \end{aligned} \quad (2)$$

где кватернионы:

$$\begin{aligned} \Lambda &= (\cos \frac{\Phi}{2}; \sin \frac{\Phi}{2} \bar{q}), \\ M &= (\cos \frac{\Phi}{2}; \sin \frac{\Phi}{2} \bar{g}). \end{aligned} \quad (3)$$

Таким образом, все элементы детали привязаны к ее отмеченному реперу.

Второй этап заключается в формировании конфигурационного пространства сборки [5], являющегося совокупностью ограничений и вариантов отклонений деталей в сборке.

Пусть на поверхность $S_j^{k\beta}$ ($\beta = \overline{1, q}$) С-детали D_{0j}^k задано t допусков деталей и s допусков сборки уровня j (допуски детали заданы между ее поверхностями, допуски сборки заданы между поверхностями разных деталей [2]). Тогда ее конфигурационное пространство уровня j имеет вид

$$K_j^{k\beta} = \prod_{\alpha=1}^{t+s} K_{j\alpha}^{k\beta}, \quad (4)$$

где K_{ja}^{kp} – конфигурационное пространство, характеризующее отклонение поверхности S_j^{kp} от номинала относительно одного из допусков уровня j .

Конфигурационное пространство всей сборки

$$K = \prod_j K_j, \quad (5)$$

где K_j – конфигурационное пространство уровня j .

Третий этап – непосредственное моделирование процесса сборки.

Для каждой точки z конфигурационного пространства K_j (точка конфигурационного пространства является конфигурационным подпространством размерностью n [2]) необходимо выполнить следующие действия:

1. В точке z конфигурационного пространства K_j изменяем те поверхности участвующих в сборке этого уровня С-деталей, на которые влияет данная точка z (положение или форма поверхностей изменяется в зависимости от заданных на нее допусков). Остальные поверхности оставляем без изменения.

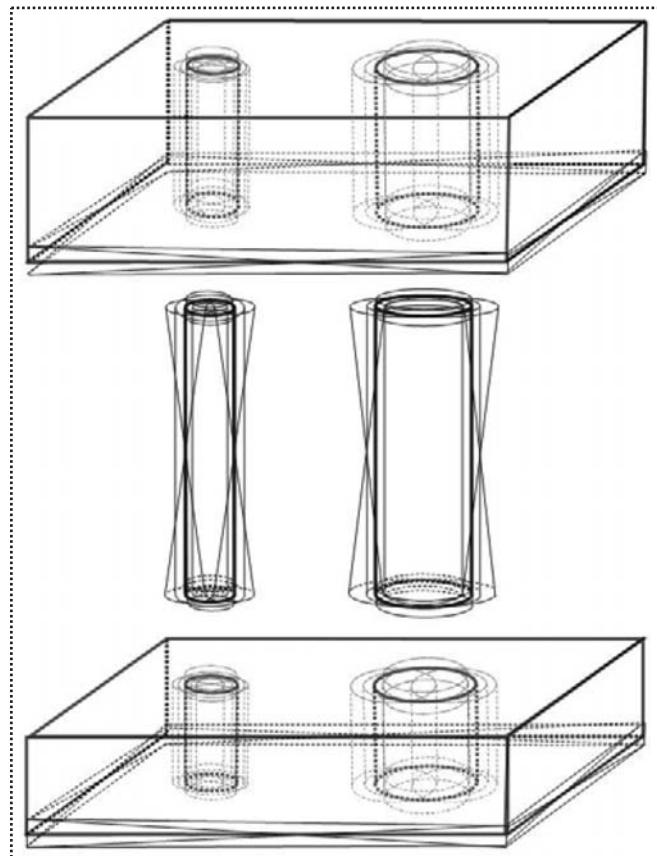


Рис. 7. Сборка уровня j (моделирование отклонений поверхностей от номинала)

2. Осуществляется сборка уровня j при получении наборе измененных поверхностей, при этом моделируются отклонения поверхностей от номинала и анализ пересечений в зависимости от типов деталей (рис. 7).

3. Если сборка проходит успешно, переходим к следующей точке конфигурационного пространства K_j .

4. Если для всех точек конфигурационного пространства K_j сборка прошла успешно, то переходим к следующему $(j+1)$ -му уровню сборки.

5. Если для какой-либо точки конфигурационного пространства K_j сборка не проходит, то определяем набор соответствующих значений параметров, а также С-детали, которые не могут быть собраны при этих значениях параметров. В соответствии с этим предлагается изменить некоторые из допусков.

Алгоритмы анализа сборок с учетом допусков, разработанные в зависимости от геометрической классификации по топологическим признакам, были реализованы в системе геометрического моделирования, расчета и анализа допусков "ТеПАРД", разрабатываемой на кафедре "Технология машиностроения" Иркутского государственного технического университета. На основе полученных экспериментальных данных можно утверждать, что предлагаемая теория позволяет проводить полный размерный анализ сборки.

Однако необходимы дальнейшие исследования в области анализа крупных сборок.

Библиографический список

- Гаэр М.А., Яценко О.В. Современные концепции моделей и анализа сборок при автоматизированном проектировании // Материалы региональной научно-практической конференции "Винеровские чтения", 2004. С. 57–62.
- Гаэр М.А. Разработка и исследование геометрических моделей пространственных допусков сборок с использованием кватернионов. Дисс. канд. техн. наук. – Иркутск: ИрГТУ, 2005.
- Гаэр М.А. Моделирование трехмерных допусков при автоматизированном проектировании сборок с помощью кватернионов // Вестник ИрГТУ. – 2004, № 4.
- Гаэр М.А. Граф сборки с учетом допусков // Материалы региональной научно-практической конференции "Винеровские чтения", 2004. С. 62–64.
- Журавлев Д.А., Грушко П.Я., Яценко О.В. О новых дифференциально-геометрических подходах к автоматизированному проектированию сборок с учетом допусков // Вестник ИрГТУ. 2002, № 12.
- Материалы Международного научного семинара "Современные технологии сборки". – М.: МАМИ, 2008.



С.В. Толоконников, канд. техн. наук (Самарский государственный технический университет)
Тел. (499) 268-3842

Моделирование точечно-капельных процессов в зависимости от погрешности сборки узла штуцера тепловых подогревателей

Представлена методика разработки эвристической модели точечных процессов капельных вихревых потоков в закрытом интервале кольцевого зазора узла штуцера теплового подогревателя, определено влияние погрешности кольцевого зазора узла штуцера на точечные процессы капельных потоков в тепловых подогревателях.

In the article the heuristic model development procedure of pointwise processes of the dropwise vortex flows in the enclosed interval of an annular gap unit of the thermal preheater pipe connection is presented. The agency of an annular gap lapse of the pipe connection unit on pointwise processes of the thermal preheaters dropwise flows is determined too.

Ключевые слова: моделирование, точечно-капельные процессы, погрешность сборки, штуцер.

Key words: simulation, point-drop processes, assembly error, connection.

В российских климатических условиях возможность прогрева двигателя перед пуском, подогрева кабины или салона автотранспортного средства – необходимое условие его нормальной эксплуатации, поэтому все большую популярность приобретают тепловые подогреватели.

Тепловой подогреватель представляет собой электротехническое устройство, работающее по принципу смешивания жидкого топлива с воздухом, при этом возгорание горючей смеси создает тепловой поток, предназначенный для прогрева окружающего пространства. Процесс смесеобразования характеризуется КПД, который зависит от дисперсии смеси в подогревателе, получаемой за счет крыльчатки, создающей вакuum в нагнетательной полости.

Общий вид узла штуцера теплового подогревателя представлен на рис. 1. В стакан 1 установлен штуцер 2, представляющий собой тонкостенную трубу, в которой вырублены три ряда сопел 3 с заслонками. В двух рядах заслонки обращены наружу, в третьем – внутрь. Нагнетаемый крыльчаткой капельный поток попадает через сопла в стакан, на выходе из которого образуется тепловой поток.

Качество сборки тепловых подогревателей определяется геометрическими параметрами стабильности кольцевого зазора между цилиндрическими поверхностями стакана и штуцера, что составляет исходное звено a_i линейно-угловой размерной цепи (рис. 2). Дисперсионные процессы в тепловых подогревателях относятся к классу регенерируемых частично наблюдаемых объектов, в которых впрыск порции топливовоздушной смеси и ее сгорание происходят достаточно быстро (в течение доли секунды), а работа теплового обогревателя выполняется достаточно долго, в течение многих часов.

В процессе исследования необходимо установить связь восстановленного множества M случайного точечного процесса конечной интенсивности

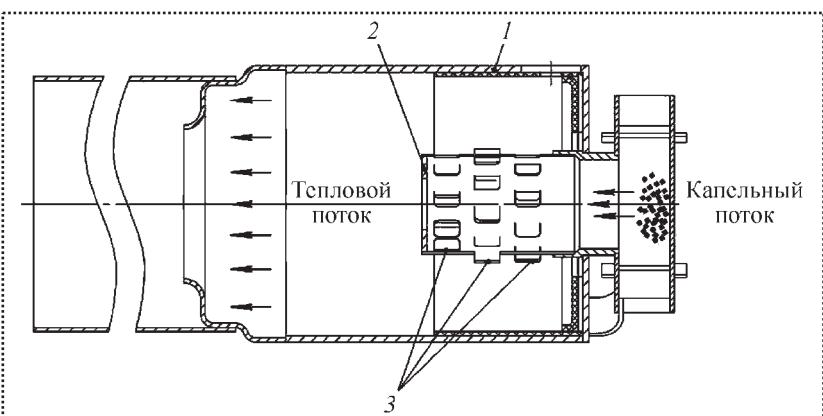


Рис. 1. Узел штуцера теплового подогревателя:

- 1 – стакан;
- 2 – штуцер;
- 3 – сопла с заслонками

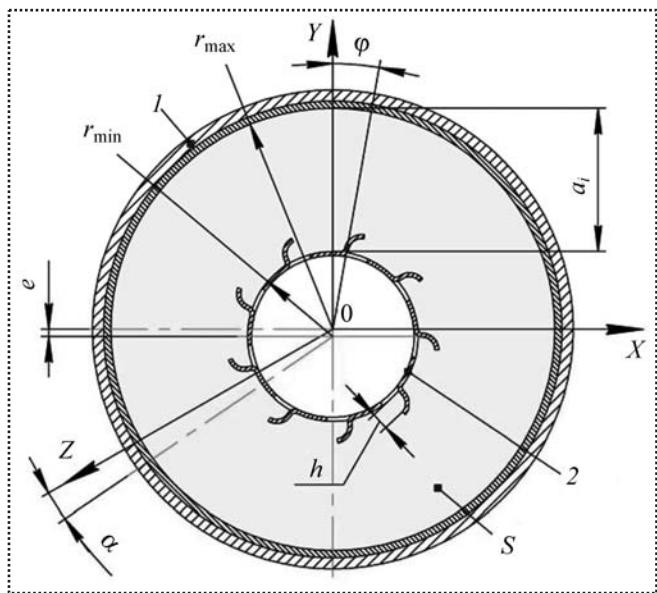


Рис. 2. Сечение области кольцевого зазора при погрешностях сборки узла:

- 1 – стакан;
- 2 – штуцер;
- a_i – кольцевой зазор;
- h – высота щели сопла;
- S – область кольцевого зазора;
- e – смещение осей узла;
- α – угол поворота оси;
- φ – угловой сектор;
- r_{\max} – радиус большой окружности;
- r_{\min} – радиус малой окружности

$\lambda = \sum (n)_i$, где n – количество точек, в зависимости от погрешностей заготовок Δ_s и сборки Δ_c тепловых подогревателей. Стохастическая конструкция точечного процесса идентифицирует капельный поток $\{D(n)\}$ топливовоздушной смеси в ограниченной замкнутой области кольцевого зазора $S = f(r, \varphi)$, образованной закрытыми интервальными параметрами радиусов $[r_{\min}, r_{\max}]$ и угловых секторов $\varphi[0, 2\pi]$.

Проведем исследования статистических свойств круговой и угловой симметрий точечных процессов двух технологических схем изготовления тепловых подогревателей. Геометрические параметры заготовки штуцера определяются погрешностями операции вырубки из листового материала канала сопло–заслонка (погрешность высоты щели Δ_h), гибки (погрешность формы Δ_φ и расположения $\Delta_{\text{в.рп.}}$) и сварки по образующей цилиндра (поворот оси $\Delta_{\text{п.о.}}$), а стакана – погрешностями гибки и сварки.

Первая схема включает три вида операций: заготовительные, механической обработки и сборки. При этом относительное смещение e центров окружности в сечениях цилиндрической части штуцера и стакана, формирующих область кольцевого зазора узла штуцера, стремится к нулю.

Вторая технологическая схема включает два вида операций: заготовительные и сборочные с соответствующими погрешностями Δ_s и Δ_c . Такая технологическая схема формирует узел штуцера с относительным смещением e (сдвигом) центров малой и большой окружностей, стремящимся к предельному состоянию, отличному от нуля.

Распознавание точечных вихревых потоков капельно–воздушной смеси в узле штуцера выполняется по признакам симметрии для различных схем технологических процессов по–разному в зависимости от вероятностных оценок граничных значений, определяющих точность расположения осей симметрии сопрягаемых деталей.

В инвариантной постановке [1] (см. таблицу) множество точек двухмерного многообразия M кольцевого зазора отображается по их интенсивности λ в угловых s -секторах χ : $M \rightarrow R$ с координатой s . Тогда векторное поле распыления капель в кольцевом зазоре $v = \partial / \partial_s \equiv \partial_s$ имеет инвариант сдвига, если $P(\lambda, s) = \sum_{i=1}^s \lambda_i + \varepsilon$. Для группы вращений угла поворота осей инвариант $\psi(\alpha, (x, y)) = (x \cos \alpha - y \sin \alpha, x \sin \alpha + y \cos \alpha)$.

При смещении (сдвиге) центра малой окружности штуцера относительно сопряженного центра большой окружности стакана возникают три вида

Распознавание точечных вихревых потоков узла штуцера

Признаки симметрии точечно–капельных вихревых потоков узла штуцера	Технологические схемы	
	Первая	Вторая
Инвариантность к масштабу Δh высоты щели сопла	Есть	Нет
Инвариантность к углу α поворота осей узла	Нет	Есть
Инвариантность к смещению e (сдвигу) осей узла	Есть	Есть
Инвариантность к левому и правому потоку в s -секторах штуцера	Нет	Есть



пространственных отклонений осей (см. рис. 2): параллельное смещение (сдвиг) осей $e \rightarrow 0$, наклон оси (перекос с углом поворота $\alpha \neq 0$) и совместное смещение с наклоном оси ($e \cup \alpha$).

Необходимость моделирования обусловлена проблемой неполного наблюдения за качеством сборки узла штуцера по точности расположения сопрягаемых деталей, что приводит к неопределенности оценки капельного потока. Компьютерная сборка допускает имитацию различных сочетаний переменных параметров погрешностей изготовления изделия, исключая риск технологических ошибок в условиях реального производства.

Модель точечно-капельных процессов ТП-КП (рис. 3), построенная по признакам функциональной F -стабильной S -конфигурации, это структура

C_{TP}^{FS} , образованная объединением по FS -уровням всех FS -реализаций капельных процессов, которые определены статистическим критерием стабильности точечных процессов в узле штуцера. Такая модель корректно отражает капельные потоки, и если упорядоченное множество отношений структур C_{TP}^{FS} узла штуцера имеет равную мощность с множеством FS -отношений структур C_{KP}^{FS} эталонной модели капельных потоков, то структура точечных процессов функционально F -стабильна.

Модели ТП-КП, адекватные функционально-структурным свойствам узла штуцера, различаются ограничениями:

- моделирование отношений погрешности сборки Δ_c и капельного потока $\{D(n)\}$ без разделения на уровни k – сопел штуцера;
- моделирование отношений погрешности сборки Δ_c и капельного потока $\{D(n)\}$ с разделением на уровни k – сопел штуцера с учетом последовательности их индексов i ;
- моделирование функциональных отношений погрешности сборки Δ_c и капельного потока $\{D(n)\}$ с разделением на уровни k – сопел штуцера между двумя участками $k_i \cup k_{i+2}$, инвариантными левому и правому направлению потоков;
- моделирование взаимодействия между двумя технологическими схемами изготовления;
- моделирование функциональных отношений погрешности сборки Δ_c и капельного потока $\{D(n)\}$ для второй технологической схемы изготовления узла штуцера.

Переменные несвязанные параметры:

- смещение центра малой окружности относительно центра большой окружности;
- угол α наклона оси малой окружности в радиальной секущей плоскости воспроизводит эллипс.

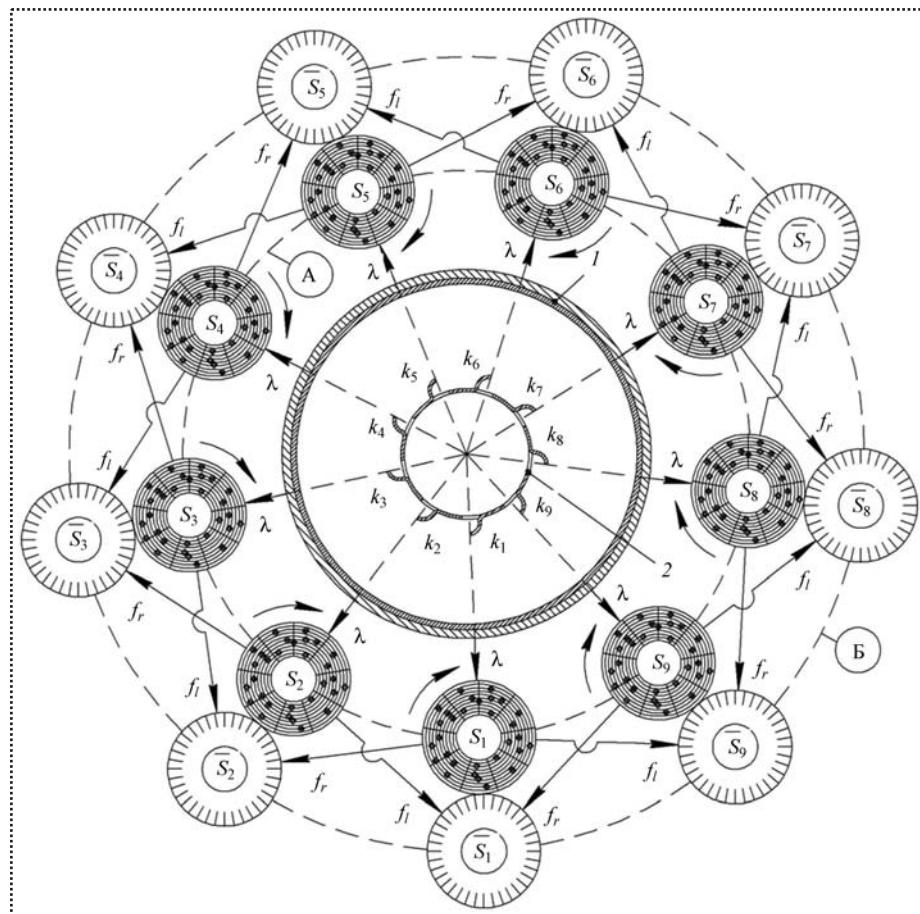


Рис. 3. Графическая схема модели ТП-КП:

- 1 – стакан;
- 2 – штуцер;
- f_l – образ левоинвариантный;
- f_r – образ правоинвариантный;
- А – ТП до прореживания;
- Б – ТП после прореживания

**Постоянные связанные параметры:**

- область кольцевого зазора S между малой и большой окружностями;
- погрешности сборки $\Delta_c = f(e, \alpha)$;
- интенсивность λ случайного процесса на выходе сопла, расположенного на окружности малого диаметра;
- функции интенсивностей $\lambda(x)$, характеризующие изменение кинетической энергии капель на пути от сопла к заслонке.

Постоянный несвязанный параметр:

- мощность множества количества n капель (точек), заполняющих пространство кольцевого зазора.

Задаются начальные условия: область кольцевого зазора S заполняется точками n , имитирующими капельные вихревые потоки $\{D(n)\}$. Параметром дисперсии в каждой меридианной области факторизуется потенциал взаимодействия между каплями, образующими кластеры. Путем кругового сдвига накладываются фиксированные граничные условия на круговое расположение сопел в соответствии с конструкцией штуцера. Капля имитируется безмассовой точкой нулевой размерности. Результаты приближенных вычислений капельных процессов по точечным процессам будут иметь смысл потому, что масса капель значительно меньше затрачиваемой энергии на их рассеяние (распыление).

Моделирование точечных процессов проводится методом Монте-Карло на основе теории стохастической геометрии [2]. Известно, что круговая симметрия требует полярной или цилиндрической системы координат. Разработка эвристической модели, имитирующей точечные процессы в конфигурационном пространстве положения сопел, формирующих геометрические переменные конструкции штуцера, задает расположение капель в кольцевом зазоре относительно полярной системы отсчета.

При моделировании гидромониторной системы "штуцер–стакан" с круговой симметрией большого числа точек (капель) вычисляются статистические средние положения точек в кольцевом зазоре. Кольцевая симметрия узла штуцера сохраняется, если статистические показатели точечных процессов при максимальной и минимальной погрешности изготовления остаются идентичными. Угловая

симметрия отражает свойство конструктивной симметрии углового расположения сопел на обраzuющей штуцера. Методика должна давать ответ на вопрос, до какой степени установленные свойства круговой и угловой симметрий остаются справедливыми при наличии погрешности сборки Δ_c узла штуцера.

Множество точек $\{n\}$, имитирующих распыляемые из сопел капли, достигают конечных положений в соответствии с заданными предписаниями генератора случайных чисел. Согласно принципу вероятностного прореживания каждое конечное положение либо принимается, либо отбрасывается с вероятностью, определенной импульсом

$$P \approx e^{-S/c\varphi},$$

где φ – угловой сектор штуцера, c – константа расположения точки относительно φ_0 – положения сопла штуцера по закону вихревых капельных потоков.

Для выполнения методики, реализующей формальную эвристическую модель, необходимо:

1. Найти множества следов проекций распыленных точек каждого k -сопла, оставленных на экранах (мишениях), ортогональных оси симметрии штуцера, порожденных случайными вихревыми потоками капельно–воздушной смеси.

2. Предложить алгоритм нормирования (прореживания) множества следов точек по множеству следов капель, полученных при натурных испытаниях по сопло–подвижная заслонка [3].

3. Найти условия сборки, при которых погрешности изготовления узла штуцера тепловых обогревателей инвариантны относительно угловой и круговой симметрий множеств распределений следов точечных потоков в области кольцевого зазора S и гарантирована согласованность геометрического формализма точечных потоков с физическими процессами в капельных потоках.

4. Определить свойство асимптотической симметрии точечно–капельных процессов по угловому и круговому признакам от перераспределения норм точности изготовления между заготовительным и сборочным производствами.

Выводы

Разработанная модель представлена в виде точечных процессов, которые эквивалентно отражают капельно–воздушные потоки на основе случайного



распределения Пуассона и равновероятностного распределения (прямая задача) и позволяют на этапе моделирования оценить закрытые от наблюдателя процессы, происходящие в системе "штуцер–станок".

Представленная модель связывает конструктивную симметрию с круговой и угловой (обратная задача) симметриями потока, что соответствует технологическим схемам изготовления узла штуцера на эвристическом уровне.

Модель позволяет отразить на точечно-капельных процессах погрешности сборки – смещение, перекос или совместное их проявление. Адекватность мо-

дели проверяется условиями круговой и угловой симметрий, что не требует многочисленных экспериментов и больших затрат.

Библиографический список

1. Олвер П. Приложения групп Ли к дифференциальным уравнениям: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. 639 с.
2. Амбарцумян Р.В., Мекке Й., Штойян Д. Введение в стохастическую геометрию. – М.: Наука, 1989. 400 с.
3. Толоконников С.В. Исследование динамических свойств опор скольжения // Вестник Самарского ГТУ. Вып. 41. Сер. Техн. науки. Самара: Самарский ГТУ, 2006. С. 142–147.
4. Материалы Международного научного семинара "Современные технологии сборки". – М.: МАМИ, 2008.



ВАКУУМНАЯ ТЕХНИКА: справочник

3-е изд. переработанное и дополненное

Под ред. К.Е. Демихова, Ю.В. Панфилова

2009. – 600 с.: ил. ISBN 978-5-94275-436-5

Цена 1100 р. с НДС

Содержит основные сведения по теории вакуума, расчету, конструированию и эксплуатации вакуумных систем и их элементов. Приведены физико-механические характеристики материалов, применяемых для изготовления элементов вакуумной аппаратуры, методы ее сборки и отладки, правила эксплуатации. Описаны приборы для измерения давления в вакуумных системах и контроля степени их негерметичности.

3-е издание (2-е изд. 1992 г.) переработано и дополнено разделами по вакуумным манипуляторам и механизмам, работающим в вакууме, безмасляным форвакуумным насосам, не распыляемым газопоглотителям, а также сравнительными характеристиками отечественных и зарубежных средств получения вакуума и других элементов вакуумных систем.

Для инженерно-технических работников, занимающихся конструированием, производством и эксплуатацией вакуумных систем, может быть полезен студентам вузов.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Строгинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ СБОРОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА

И.И. ЛАМИН, канд. техн. наук (МГТУ "МАМИ")
Тел. (499) 268-3842

Оптимизация структуры парка и параметров сборочного оборудования автомобильного производства

Эффективность машиностроительного предприятия во многом зависит от структуры парка и параметров технологического оборудования. Тип оборудования и его основные параметры определяются уже при подготовке задания на его проектирование, и именно здесь часто принимаются необоснованные решения. Для решения этой проблемы предложен метод, позволяющий без разработки вариантов технологических процессов определить тип и параметры сборочного оборудования, обеспечивающего максимальный экономический эффект.

The fulfillment of the main automotive production requirements such as quality, productivity and economic efficacy are determined by the make up and parameters of the technological equipment. The make up and parameters of the equipment are stipulated during draft tasks preparing and there are many wrong decisions can pass at this stage. As the result the draft equipment task the user set, the technical offer of the machine-tool firm, the agreed and the high quality and the essential condition to order new systems. The main aim of this work is to perfect the make up and parameters of machining and assembly equipment to increase the automotive production efficiency.

Ключевые слова: структура парка, параметры сборочного оборудования, экономический эффект.

Key words: park structure, parameters of assembly equipment, production efficiency.

Возможность реализации основных требований к автомобильному производству, а именно к обеспечению качества продукции, заданной производительности и получению максимального экономического эффекта, во многом определяется структурой парка и параметрами технологического оборудования.

Анализ параметров сборочного оборудования в автостроении свидетельствует об их несоответст-

вии условиям производства. Выявлен неправильный выбор типов оборудования, уровня автоматизации, концентрации операций и т.д. В результате большинство сборочных технологических процессов не обеспечивают получение реально возможного экономического эффекта. Учитывая, что доля капитальных затрат автомобильных заводов на технологическое оборудование весьма существенна, становится очевидной важность проблемы оптимизации его параметров.

Параметры сборочного оборудования определяются уже при его заказе и подготовке задания на проектирование и поставку, и именно здесь часто принимаются необоснованные решения.

Задание на проектирование оборудования – это документ, в котором требуемое заказчику решение должно базироваться на разработке вариантов технологических процессов и их анализе с учетом цен на оборудование на международном рынке. Такая работа не может быть выполнена заказчиком в полном объеме в связи с отсутствием квалифицированных проектировщиков оборудования, достаточных сведений о возможностях предприятия-изготовителя, полных сведений о современном состоянии производства сборочного оборудования и т.д.

Оптимальное решение можно найти с помощью станкостроительной фирмы путем исследований условий производства заказчика. Однако такая дополнительная работа не в интересах изготовителя оборудования по двум причинам.

Во-первых, получив заявку на поставку оборудования, станкостроительное предприятие разрабатывает техническое предложение и на его основе формулирует свой вариант решения. Трудоемкость работ этой стадии весьма существенна и составляет 30 – 35 % объема всего проекта.

Эта работа выполняется до заключения контракта на поставку оборудования, т.е. заказчик, получив предложение фирмы и по каким-либо при-



чинам отклонив его, эту работу не оплачивает. Такой "бесплатной" проектной работы у станкостроительной фирмы получается порядка 85 – 90 % в год от количества поступивших заявок. Эти затраты перекладываются на цену изготовленного оборудования, снижая конкурентоспособность предприятия и заставляя его максимально экономить на этапе разработки своих предложений.

Во-вторых, современные станкостроительные фирмы предпочитают работать "под заказчика", стремясь максимально приблизить решения по технологическому процессу и оборудованию к требованиям задания на проектирование. Такая идеология не дает возможность создать оптимальный для заказчика вариант оборудования, но обеспечивает большую вероятность подписания контракта.

В результате поставляемое на предприятие оборудование не обеспечивает получения максимального экономического эффекта – необходимого условия при заказе новой техники.

Основная цель данной работы – повышение эффективности автомобильного производства на основе совершенствования структуры парка и параметров механосборочного оборудования.

Научная ценность и новизна работы определяются двумя основными факторами:

- принципиально новым методом проектирования технологических процессов и специализированного оборудования, в котором на предварительных этапах проектирования вместо традиционной процедуры разработки многочисленных дискретных вариантов технологических процессов используются непрерывные функции эффективности производства;

- созданием многопараметрической, многофакторной и многокритериальной имитационной модели механосборочного автомобильного производства, обеспечивающей расчет и оптимизацию основных параметров технологических процессов и оборудования.

Этот новый подход к проектным работам, реализуемый на основе имитационной модели и программы расчетов, дает возможность:

заказчику оборудования – без разработки вариантов технологических процессов изготовления изделий определить всю необходимую совокупность данных для подготовки задания на проектирование оборудования с оптимальными значениями параметров и, получив предложение станкостроитель-

ной фирмы, обоснованно принять решение об его корректировке еще до подписания контракта;

станкостроительному предприятию – значительно сократить объем работ и непроизводительные затраты при разработке технических предложений и подготовке проектов контрактов на поставку оборудования.

Основой метода является имитационная модель, объединяющая основные технические и экономические параметры технологического процесса, оборудования и механосборочного производства с некоторой совокупностью исходных факторов, входящих в задание на проектирование.

Модель представляет сложную структуру функциональных модулей, объединенных разветвленной системой связей. На пяти уровнях модели рассчитываются и оптимизируются более двадцати параметров технологического процесса и сборочного оборудования. Для получения необходимой точности результатов расчетов в модели учтены около трех десятков факторов – независимых и частично зависимых переменных.

В качестве математического аппарата модели использована композиция трех методов: пошагового интерполирования, полуэмпирических вычислений и зависимостей для расчета технических и экономических параметров технологических процессов и сборочного оборудования.

Суть пошагового интерполирования состоит в том, что искомый параметр вычисляют с помощью многочлена – функции нескольких независимых переменных. Многочлен находят путем последовательного исследования влияния каждой независимой переменной на функцию. Таким образом, количество шагов, которое требуется для определения функции какого-либо искомого параметра, равно числу независимых переменных. Применительно к использованию в имитационной модели сборочного производства пошаговое интерполирование обладает существенными преимуществами:

- не ограничивает количество рассчитываемых параметров и исходных факторов при условии, что они имеют числовое выражение;
- ранжирует факторы по степени их влияния на параметры;
- позволяет обоснованно выбрать требуемую номенклатуру и количество факторов по заданной точности результатов расчетов;
- дает возможность на каждом шаге вычислений применять различные функции, обеспечиваю-



щие большее приближение к описанию статистических данных;

- позволяет получить требуемую точность параметров технологического процесса и сборочного оборудования при относительно небольшом объеме статистической информации.

Эти преимущества делают пошаговое интерполярирование достаточно универсальным и удобным средством для использования в качестве основы математического аппарата имитационной модели.

Особенность задачи заключается в том, что в ней разрабатываются и анализируются только такие технические решения, которые обеспечивают сборку изделий с требуемым качеством. Это дает возможность при создании оптимизационной модели использовать метод выбора оптимального варианта по двум критериям: экономическому эффекту и производительности оборудования.

В случаях, когда рассматриваемые технические предложения различаются только составляющими затрат (единовременных и текущих), в качестве экономического критерия используют их суммарный минимум

$$\min_j Z_r^j, \quad (1)$$

где $Z_r = Z_1 + Z_2$ — годовые суммарные затраты;

j — индекс рассматриваемого варианта;

Z_1 — годовые текущие издержки при производстве продукции без учета амортизации и отчислений на реновацию;

$Z_2 = (k_p + E_h)K$ — годовые затраты, зависящие от капитальных единовременных затрат;

k_p — коэффициент реновации;

E_h — банковский кредит;

K — капитальные затраты на приобретение оборудования.

Опуская промежуточные этапы исследований, каждый из которых может являться предметом специального рассмотрения [1, 2] приведем обобщенную формулу расчета суммарных затрат на сборку годового объема выпуска изделий:

$$Z_r = (\delta + \beta)(1 - K_{авт}) \frac{a_1 + a_2 \ln K_d}{K_m^{a_1}} K_{ти} S_{мин} N + \\ + (k_p + E_h) \frac{K_\phi K_{об} R^{a_2}}{K_m^{a_3} K_d^{a_4}} (a_3 + a_4 N) e^{a_5 K_{авт} N^{a_6}}. \quad (2)$$

Формула (2) учитывает тип изделия $K_{ти}$, его массу K_m , количество сборочных соединений K_d , за-

данную программу выпуска N , заработную плату рабочих $S_{мин}$, накладные расходы β , фирму-изготовителя K_ϕ , тип оборудования $K_{об}$, уровень автоматизации $K_{авт}$ и ряд других факторов.

Значения коэффициентов $K_{ти}$ применительно к большой номенклатуре сборочных единиц автомобилей помещены в базу данных имитационной модели. В табл. 1 приведена выборка из этой базы.

Наиболее важная и сложная задача при заказе сборочного оборудования — определение коэффициента автоматизации, оказывающего решающее влияние на все основные технические и экономические параметры технологического процесса и сборочного оборудования.

Анализ показывает, что текущие издержки на сборку годового объема выпуска изделий с увеличением коэффициента автоматизации уменьшаются по линейной зависимости. Это объясняется тем, что с повышением коэффициента автоматизации трудоемкость сборки снижается и, как следствие, сокращаются численность производственных рабочих и затраты на заработную плату.

Затраты Z_2 при увеличении коэффициента автоматизации монотонно возрастают, так как при этом увеличивается стоимость оборудования. Как показали исследования, эта зависимость подчиняется экспоненциальному закону.

На рис. 1 показана структура годовых затрат на сборку условного изделия, рассчитанных по формуле (2), в зависимости от коэффициента автоматизации. Затраты приводятся здесь в относительных величинах, чтобы показать тенденции их изменения. Расчеты проведены для трех годовых программ выпуска.

На рис. 1 текущие затраты Z_1 показаны штрих-пунктирными линиями, затраты Z_2 — пунктирными, а суммарные годовые затраты Z — сплошной линией.

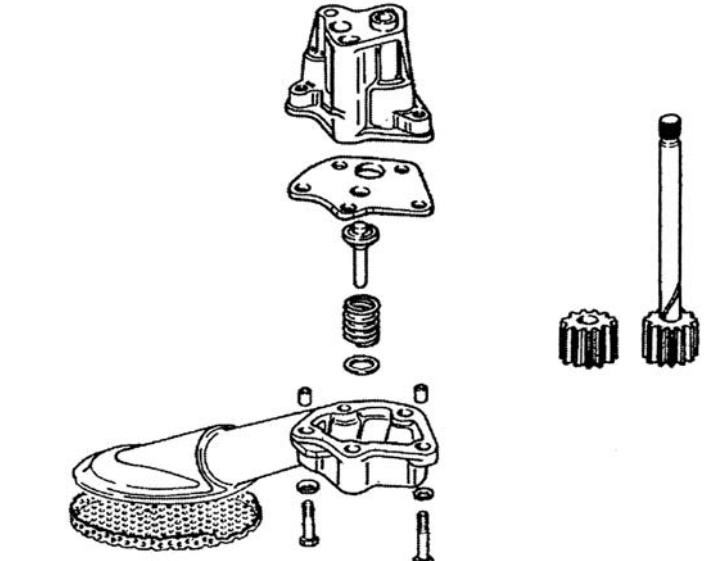
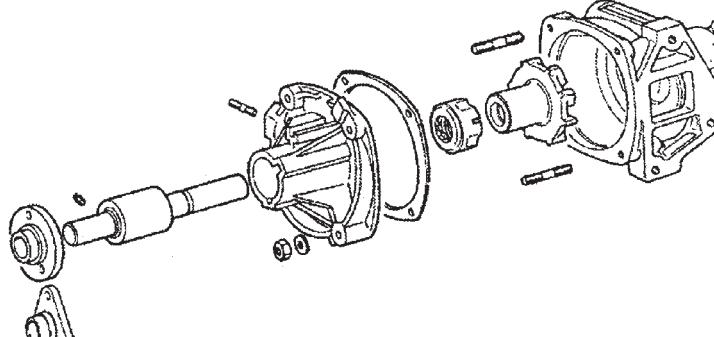
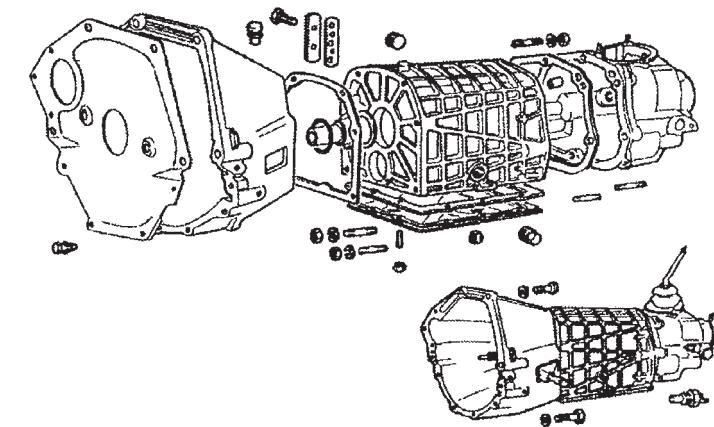
Таким образом, годовые затраты Z , получаемые в результате сложения двух зависимостей линейного и экспоненциального характера, представляют собой кривую, имеющую одну точку экстремума — минимум. Естественно предположить, что коэффициент автоматизации, соответствующий минимуму затрат, наиболее целесообразен для заказываемого сборочного оборудования и обеспечивает получение максимального экономического эффекта.

Для расчета оптимального коэффициента автоматизации технологического процесса достаточно



Таблица 1

Выборка из базы данных значений коэффициентов типов изделий

Код	Наименование сборочной единицы	Схема сборки	$K_{ти}$
0117	Масляный насос		0,049
0123	Водяной насос		0,081
0301	Коробка передач		0,046

Продолжение табл. 1

Код	Наименование сборочной единицы	Схема сборки	$K_{ти}$
0948	Рабочий цилиндр сцепления		0,069
0734	Редуктор заднего моста		0,075

взять частную производную от функции затрат (2) по $K_{авт}$ и приравнять ее к нулю.

Заменив в функции (2) факторы, имеющие конкретные числовые значения, коэффициентами a и продифференцировав ее по $K_{авт}$ получим:

$$\frac{dZ}{dK_{авт}} = -a_6 + a_7 a_8 e^{a_8 K_{авт}}.$$

Приравняв это выражение к нулю, найдем коэффициент автоматизации технологического процесса сборки конкретного изделия, обеспечивающий минимум затрат:

$$[K_{авт}] = \frac{1}{a_8} \ln \frac{a_6}{a_7 a_8}.$$

Разработанный метод расчета важнейшего для сборочного производства параметра дает возможность значительно сократить затраты при подго-

товке задания на заказ оборудования и на предварительном этапе проектирования, так как в этом случае резко уменьшается количество необходимых для оценки вариантов технологических процессов. Одновременно возрастает достоверность полученного уровня автоматизации с точки зрения его соответствия критерию оптимизации.

На основе оптимального коэффициента автоматизации появляется возможность рассчитать важные параметры технологического процесса и сборочного оборудования.

Так, например, количество позиций P сборочного оборудования можно вычислить с дифференциацией на автоматические P_a и выполняемые вручную P_p :

$$P = P_p + P_a = \frac{t_o(1-K_{авт})}{K_{3,p}\tau} + \frac{t_o K_{авт} K_m^\delta}{K_{ти} K_{3,a}}. \quad (3)$$

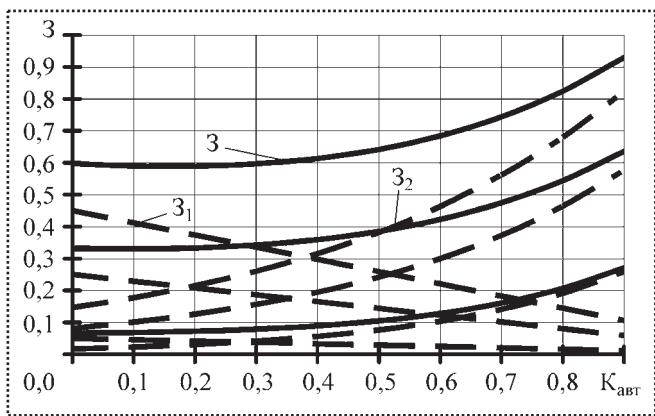


Рис. 1. Зависимость годовых относительных затрат Z от коэффициента автоматизации

Кроме ранее принятых обозначений в формулу (3) входят коэффициенты загрузки ручных и автоматических позиций $K_{z,p}$ и $K_{z,a}$, общая трудоемкость сборки изделия t_0 и ряд других.

На рис. 2 приведен график соотношения количества автоматических и ручных позиций на линии сборки условного изделия в зависимости от коэффициента автоматизации.

Исследования позволили получить зависимости для предпроектного расчета основных параметров технологического процесса и сборочного оборудования применительно к любому типу изделия механосборочного производства, например размеров транспортных механизмов, количества рабочих сборщиков и наладчиков, фактической производительности работы оборудования с учетом надежности, стоимости и количества оборудования и т.д.

На основе этих исследований разработана программа работы имитационной модели, рассчитывающая и оптимизирующая параметры технологи-

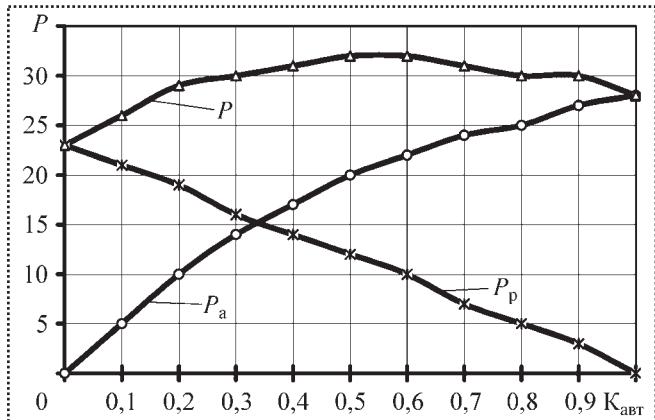


Рис. 2. Соотношение количества автоматических P_a и "ручных" P_p позиций в зависимости от коэффициента автоматизации

Таблица 2

Исходные данные (факторы)

Название фактора	Значение (наименование)
Заказчик	Автозавод N
Наименование изделия	Сборочная единица, D
Количество модификаций, шт.	1
Базовая модель	—
Масса базового изделия, кг	72,0
Количество сборочных переходов, шт.	63
Коэффициент типа изделия	0,091
Коэффициент совмещения сборочных переходов	0,92
Количество групп совмещенных переходов, шт.	3
Концентрация переходов в группе	6
Программа выпуска (заданная), шт./год	100 000
Тип заказываемого оборудования	Линия сборки со спутниками
Требуемый уровень автоматизации	0,30
Наличие моечной машины (1 – есть, 0 – нет)	0
Количество автоматических позиций контроля, шт.	0
Количество ручных позиций контроля, шт.	1
Количество автоматических позиций регулировки и смазки, шт.	0
Количество ручных позиций регулировки и смазки, шт.	0
Срок эксплуатации оборудования, лет	10
Количество смен работы	2
Цеховые накладные расходы в долях	3,50
Начисления на зарплату в долях	1,26
Средняя заработка платы рабочих, руб./мес.	18000
Банковский кредит	0,17

ческого процесса и сборочного оборудования. Подготовка исходных данных для ввода в программу не вызывает затруднений, так как их объем и номенклатура не выходят за рамки обычного ана-



Таблица 3

Технико-экономические параметры технологического процесса и сборочного оборудования

Наименование параметра	Значение (название)	
Фирма—поставщик оборудования	Станкозавод <i>M</i>	
Тип оборудования	Автоматизированная линия сборки со спутниками, с горизонтально замкнутым конвейером, несинхронного типа	
Ширина конвейера, мм	630	
Скорость конвейера, м/мин	10	
Масса спутника, кг	45,62	
Темп выпуска, мин/шт.	2,40	
Варианты расчетов	По заданию заказчика	Рекомендуемое значение
Коэффициент автоматизации	0,300	0,143
Коэффициент технического использования оборудования	0,8338	0,9102
Фактическая производительность, шт./год	112 000	123 000
Трудоемкость сборки, мин/шт.	6,003	7,353
Общее количество позиций, шт.	11	7
Количество автоматических позиций, шт.	5	2
Наличие моечной машины	Нет	Нет
Количество рабочих сборщиков в смену, чел.	6	5
Количество наладчиков в смену, чел.	1	1
Себестоимость сборки изделия, руб./шт.	32,20	26,22
Стоимость оборудования, руб.	8 700 000	3 100 000
Годовые затраты на сборку изделий, руб.	5 030 000	3 250 000

лиза технологичности конструкции изделия и предварительного наброска маршрута его сборки. После ввода данных результаты расчетов автоматически появляются в таблице.

В качестве примера приведены табл. 2 и 3 расчетов параметров технологического процесса и сборочного оборудования для условного изделия. Для заказчика полученные из табл. 3 сведения вполне достаточны для составления обоснованного задания на проектирование технологического процесса и сборочного оборудования.

Получив от станкостроительной фирмы техническое предложение, заказчик оборудования вводит его данные в качестве исходных факторов в программу расчета и получает возможность сравнения варианта, разработанного им в задании на

проектирование, с техническим предложением. На этой основе заказчик принимает решение о подписании контракта, его корректировке или отказе от предложения фирмы.

Фирма-изготовитель, используя предлагаемый метод расчета, может подготовить контракт на поставку оборудования без дорогостоящей процедуры разработки технического предложения.

Библиографический список

- Ламин И.И. Оптимизация параметров сборочного оборудования на основе имитационной модели автомобильного и тракторного производства // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2005, № 7.
- Ламин И.И. Оптимизация парка и параметров сборочного оборудования // Автомобильная промышленность. – 2005, № 3.
- Материалы Международного научного семинара "Современные технологии сборки". – М.: МАМИ, 2008.

В ПОМОЩЬ КОНСТРУКТОРУ, ТЕХНОЛОГУ

О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов

Монтаж, демонтаж и обслуживание подшипников*

Сферические подшипники. Монтаж таких подшипников производят следующим образом. Подшипник надвигают на закрепленную втулку и слегка затягивают гайку. Затем его запрессовывают на втулку путем поворота гайки на угол α , указанный в табл. 4.

При этом радиальный зазор уменьшится приблизительно до указанного значения. Так как при затягивании гайки подшипник, перемещаясь по втулке, имеет склонность к перекосу, рекомендуется после затягивания гайки установить ударный ключ на шлице, противоположном использованно-

4. Радиальный зазор у шариковых сферических подшипников с коническим отверстием после осевого смещения на закрепительной втулке

Диаметр отверстия подшипника, мм	Угол затягивания α , °	Осевое смещение s , мм, у подшипников серий				Остаточный зазор, мкм	
		легкая узкая	легкая широкая	средняя узкая	средняя широкая	Группа зазора	
						нормальная	3
20	70	0,22	0,23	—	—	16	20
25	70	0,22	0,23	0,22	0,23	10	20
30	70	0,22	0,23	0,22	0,23	10	20
35	70	0,30	0,30	0,30	0,30	10	20
40	70	0,30	0,30	0,30	0,30	10	20
45	70	0,31	0,34	0,31	0,33	15	25
50	70	0,31	0,34	0,31	0,33	15	25
55	90	0,40	0,41	0,39	0,40	15	30
60	90	0,40	0,41	0,39	0,40	15	30
65	90	0,40	0,41	0,39	0,40	15	30
75	120	0,45	0,47	0,43	0,46	20	40
80	120	0,45	0,47	0,43	0,46	20	40
85	120	0,58	0,60	0,54	0,59	20	40
90	120	0,58	0,60	0,54	0,59	20	40
95	120	0,58	0,60	0,54	0,59	20	40
100	120	0,58	0,60	0,54	0,59	20	40
105	120	0,67	—	0,66	—	25	55
110	120	0,67	0,70	0,66	0,69	25	55
120	120	0,67	—	—	—	25	55

* Начало в № 5, 2009.

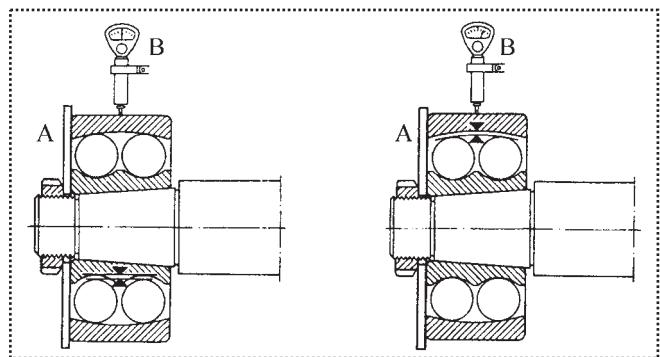


Рис. 13. Контроль внутреннего зазора

му для затягивания, и произвести несколько легких ударов молотком по ключу. При этом подшипник должен занять правильное положение на втулке.

Затем свинчивают гайку, устанавливают стопорную шайбу, снова навинчивают гайку и стопорят ее загибом одного из лепестков стопорной шайбы. В заключение следует проконтролировать окончательный радиальный зазор в подшипнике.

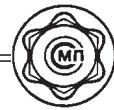
5. Допускаемое уменьшение радиального зазора двухрядного сферического роликоподшипника

Внутренний диаметр подшипника d , мм		Начальный радиальный зазор G_h , мм		Уменьшение начального радиального зазора ΔG , мм		Посадочный радиальный зазор после затягивания закрепительной втулки G_{Π} , мм	
свыше	до	min	max	min	max	min	max
80	100	0,07	0,1	0,04	0,055	0,03	0,045
100	120	0,08	0,11	0,05	0,06	0,03	0,05
120	140	0,09	0,12	0,06	0,07	0,03	0,05
140	160	0,10	0,14	0,06	0,08	0,04	0,06
160	180	0,11	0,15	0,07	0,09	0,04	0,06
180	200	0,12	0,17	0,08	0,10	0,04	0,07
200	225	0,14	0,19	0,09	0,11	0,05	0,08
225	250	0,15	0,21	0,10	0,12	0,05	0,09
250	280	0,17	0,23	0,11	0,14	0,06	0,09
280	315	0,18	0,25	0,12	0,15	0,06	0,10
315	355	0,21	0,28	0,14	0,17	0,07	0,11
355	400	0,23	0,31	0,15	0,19	0,08	0,12
400	450	0,26	0,35	0,17	0,21	0,09	0,14
450	500	0,29	0,39	0,19	0,24	0,10	0,15
500	560	0,32	0,43	0,22	0,27	0,10	0,16
560	630	0,35	0,48	0,24	0,30	0,11	0,18
630	710	0,40	0,54	0,27	0,34	0,13	0,20
710	800	0,45	0,61	0,30	0,38	0,15	0,23
800	900	0,50	0,61	0,30	0,43	0,20	0,24

Другим способом монтажа подшипников с коническим отверстием является измерение осевого смещения s внутреннего кольца относительно вала. Значения осевого смещения и внутреннего радиального зазора после монтажа приведены в табл. 4.

Контроль значения внутреннего зазора до запрессовывания подшипника и после него производится следующим образом (рис. 13). Между подшипником и гайкой на время измерения устанавливается шайба, предохраняющая от перекоса наружного кольца. На наружное кольцо устанавливается измерительный элемент индикатора. Измерение внутреннего зазора производится перемещением наружного кольца снизу вверх.

Сферические роликоподшипники. Необходимый натяг при запрессовке подшипника можно получить при смещении его по втулке, контролируя или смещение, или остаточный радиальный зазор. Рекомендации по уменьшению внутреннего зазора



даны в табл. 5 [1]. Значения осевого смещения, соответствующего ему уменьшению внутреннего радиального зазора и минимально допустимые остаточные зазоры приведены в табл. 6 [2].

Если имеется доступ к пространству между торцом подшипника и проставочным кольцом, то осевое смещение подшипника относительно втулки можно контролировать следующим образом. За-

6. Радиальный зазор у роликовых сферических подшипников с коническим отверстием после осевого смещения, мм

Диаметр отверстия подшипника, мм	Уменьшение внутреннего радиального зазора, мм	Осевое смещение, мм, при конусности		Минимально допустимый остаточный зазор после монтажа с начальным зазором ряда		
		1 : 12	1 : 30	нормальный	3	4
Св. 24 до 30	0,015...0,020	0,3...0,35	—	0,015	0,020	0,035
" 30 " 40	0,02...0,025	0,35...0,4	—	0,015	0,025	0,040
" 40 " 50	0,025...0,03	0,4...0,45	—	0,020	0,030	0,050
" 50 " 65	0,03...0,04	0,45...0,6	—	0,025	0,035	0,055
" 65 " 80	0,04...0,05	0,6...0,75	—	0,025	0,040	0,07
" 80 " 100	0,045...0,06	0,7...0,9	1,7...2,2	0,035	0,05	0,06
" 100 " 120	0,05...0,07	0,75...1,1	1,9...2,7	0,05	0,065	0,10
" 120 " 140	0,065...0,09	1,1...1,4	2,7...3,5	0,055	0,08	0,11
" 140 " 160	0,075...0,01	1,2...1,6	3,0...4,0	0,055	0,09	0,13
" 160 " 180	0,08...0,11	1,3...1,7	3,2...4,2	0,06	0,10	0,15
" 180 " 200	0,09...0,13	1,4...2,0	3,5...5,0	0,07	0,10	0,16
" 200 " 225	0,10...0,14	1,6...2,2	4,0...5,5	0,08	0,12	0,18
" 225 " 250	0,11...0,15	1,7...2,4	4,2...6,0	0,09	0,13	0,20
" 250 " 280	0,12...0,17	1,9...2,7	4,7...6,7	0,10	0,14	0,22
" 280 " 315	0,13...0,19	2,0...3,0	5,0...7,5	0,11	0,15	0,24
" 315 " 355	0,15...0,21	2,4...3,3	6,0...8,2	0,12	0,17	0,26
" 355 " 400	0,17...0,23	2,6...3,6	6,5...9,0	0,13	0,19	0,29
" 400 " 450	0,20...0,26	3,1...4,0	7,7...10	0,13	0,20	0,31
" 450 " 500	0,21...0,28	3,3...4,4	8,2...11	0,16	0,23	0,35
" 500 " 560	0,24...0,32	3,7...5,0	9,2...12,5	0,17	0,25	0,36
" 560 " 630	0,26...0,35	4,0...5,4	10...13,5	0,20	0,29	0,41
" 630 " 710	0,30...0,40	4,6...6,2	11,5...15,5	0,21	0,31	0,45
" 710 " 800	0,34...0,45	5,3...7,0	13,3...17,5	0,23	0,35	0,51
" 800 " 900	0,37...0,50	5,7...7,8	14,3...19,5	0,27	0,39	0,57
" 900 " 1000	0,41...0,55	6,3...8,5	15,8...21	0,30	0,43	0,64
" 1000 " 1120	0,45...0,60	6,8...9,0	17...23	0,32	0,48	0,70
" 1120 " 1250	0,49...0,65	7,4...9,8	18,5...25	0,34	0,54	0,77

крепительную втулку установить под проставочным кольцом. На втулку установить подшипник. Между торцом подшипника и заплечиком проставочного кольца поместить калиброванную пластину, толщина которой равна необходимому осевому перемещению. Следует применять как минимум две пластины. В качестве калиброванной пластины можно использовать набор из нескольких стандартных калиброванных щупов. После этого необходимо затянуть гайку настолько, чтобы подшипник начал "закусывать" пластину. Затем нужно удалить пластину и затянуть гайку ударным ключом до полного контакта между подшипником и проставочным кольцом; снять гайку, установить стопорную шайбу, снова затянуть ее и застопорить. После этого проверить остаточный внутренний зазор подшипника.

Подшипники (особенно средние и крупные) можно монтировать и в нагретом состоянии. В этом случае холодный подшипник следует установить на втулку и затянуть гайку, обеспечив хороший контакт между валом, втулкой и подшипником. После этого измерить расстояние от торца гайки до торца закрепительной втулки. К полученному размеру прибавить значение осевого смещения. Полученный результат является "монтажным" расстоянием.

Затем подшипник нагревают, устанавливают его на втулку и затягивают гайку в соответствии с "монтажным" расстоянием. Гайку фиксируют стопорной шайбой и проверяют остаточный внутренний зазор.

Монтаж подшипников с коническим отверстием на стяжных втулках. Для подшипников на стяжных втулках также действительны рекомендации по уменьшению радиального внутреннего зазора и осевому смещению, приведенные в табл. 4–6.

При монтаже стяжная втулка вставляется в отверстие подшипника, упирающегося в заплечик вала, либо в торец проставочного кольца. При демонтаже стяжная втулка вытягивается из-под подшипника.

Стяжные втулки, как и закрепительные, весьма туго перемещаются вдоль вала. Чтобы облегчить их перемещение, следует раскрыть продольный паз втулки отверткой.

Небольшие подшипники обычно монтируются в холодном состоянии с помощью молотка и монтажной втулки либо посредством гидравлической гайки и/или метода подачи масла под давлением.

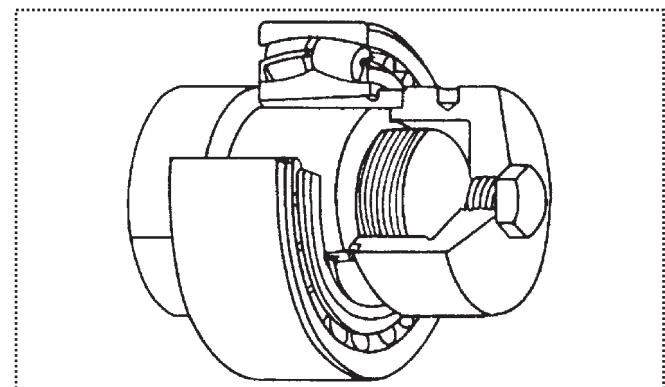


Рис. 14. Установка подшипника с применением монтажной втулки

Монтаж в нагретом состоянии применяют лишь тогда, когда невозможно воспользоваться перечисленными выше способами.

При монтаже в холодном состоянии для предотвращения перекоса стяжной втулки рекомендуется применять специальные монтажные втулки, которые центрируются по валу или отверстию стяжной втулки (рис. 14). Наружную поверхность стяжной втулки и посадочную поверхность вала смазывают тонким слоем масла. Затем ударами молотка по монтажной втулке запрессовывают стяжную втулку между валом и подшипником до заданного положения. Гайку затягивают и стопорят. В подшипнике проверяют остаточный внутренний зазор.

Если на конце цапфы вала имеется резьба, то стяжную втулку можно монтировать посредством гайки и накидного ключа. Резьбу и торец гайки, обращенный к втулке, следует смазать дисульфи-домолибденовой пастой. Для определения осевого смещения следует использовать две калиброванные пластины. Сначала гайку затягивают до упора подшипника в калиброванные пластины. Затем удаляют пластины и снова затягивают гайку на валу. После этого затягивают и стопорят гайку стяжной втулки и в подшипнике проверяют остаточный внутренний зазор.

Гидравлические гайки SKF и метод подачи масла под давлением существенно упрощают монтаж подшипников. Для монтажа малых и средних стяжных втулок используют гидравлические гайки (рис. 15), не подавая масло под давлением между сопряженными поверхностями. Большие стяжные гайки требуют приложения значительных монтажных сил, поэтому в них обычно предусматривают два маслоподводящих отверстия и две канавки.

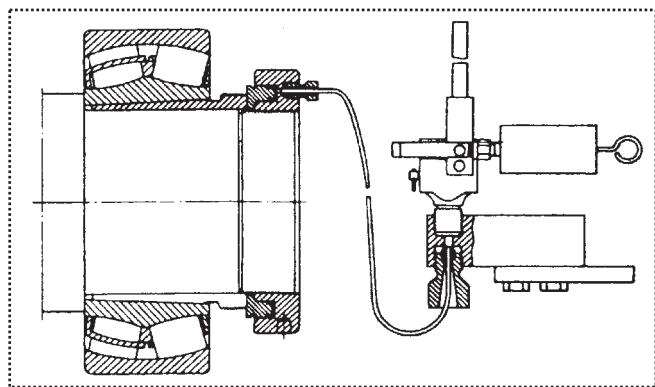


Рис. 15. Монтаж подшипника на стяжной втулке с помощью гидравлической гайки

Масло подается по одному из отверстий между валом и стяжной втулкой, по другому – между втулкой и подшипником. Для монтажа больших стяжных втулок обычно применяют метод подачи масла под давлением и гидравлические гайки или обычные гайки с ключом.

У стяжной гайки ниппели для масла находятся на торце. Для подвода к ним масла между стяжной втулкой и монтажной гайкой устанавливают приставочное кольцо, в котором имеется место для размещения ниппелей. Стяжные втулки подшипников, расположенных у торца вала, можно запрессовывать с помощью торцовой шайбы и болтов. Стяжную втулку сдвигают между валом и подшипником до достижения плотного контакта. Затем подают масло под давлением на сопряженные поверхности до тех пор, пока оно не выступит по окружности втулки. Стяжную втулку запрессовывают на величину необходимого осевого смещения. После сброса давления и фиксации втулки контролируют внутренний зазор в подшипнике.

Наиболее удобным способом монтажа является одновременное использование подачи масла под давлением на сопрягаемые поверхности и гидравлической гайки. В этом случае на валу предусматривают упор, например составное упорное кольцо, устанавливаемое в канавку на валу и стягиваемое цельным кольцом. Масло под давлением подают на поверхности стяжной втулки, затем нагнетают в гидравлическую гайку. Стяжная втулка плавно запрессовывается между валом и подшипником. При достижении заданного положения втулки сбрасывают давление гидрораспора, некоторое время удерживают втулку, затем сбрасывают давление в

гидравлической гайке, фиксируют втулку и контролируют внутренний зазор в подшипнике.

При монтаже подшипников средних размеров вместо гидравлической гайки можно применить обычную стопорную гайку стяжной втулки. Резьбу и торец гайки смазывают, гайку навинчивают на резьбу втулки и запрессовывают втулку вращением гайки против часовой стрелки. При этом гайка упирается в предусмотренный на валу упор.

Если монтаж в холодном состоянии невозможен, то применяют нагрев подшипников. При монтаже подшипников в нагретом состоянии на стяжную втулку пользуются калиброванными пластинами либо щупами, толщина которых соответствует требуемому осевому смещению. Стяжную втулку сдвигают между валом и подшипником до плотного контакта. Гайку стяжной втулки завинчивают, оставляя зазор между гайкой и внутренним кольцом подшипника, равный осевому смещению. Положение гайки относительно стяжной втулки маркируют штрихом на торцовой поверхности.

Подшипник нагревают до температуры, превышающей температуру вала на 80...90 °C (но не выше 125 °C!). Затем стяжную втулку вместе с гайкой сдвигают между валом и нагретым подшипником до упора торца гайки во внутреннее кольцо подшипника идерживают в таком состоянии до охлаждения. Проверяют внутренний зазор в подшипнике. Если он оказывается слишком малым, то производят демонтаж, уточняют требуемое осевое смещение и выполняют повторный монтаж.

Фирма SKF поставляет гидравлические гайки с резьбой диаметром 50...1000 мм (как с метрической, так и с дюймовой), комплекты для гидрораспора и различное оборудование для выполнения рассмотренных работ.

Следует отметить, что стяжная втулка должна всегда быть зафиксирована в осевом направлении относительно вала гайкой или торцовой шайбой. Это необходимо для того, чтобы предотвратить проскальзывание в посадке вследствие слишком малого трения.

ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ

Подшипники малых и средних размеров обычно демонтируются с помощью механических инструментов. Для демонтажа удобно использовать пресс. При этом упор ставят на кольцо подшипника, уста-

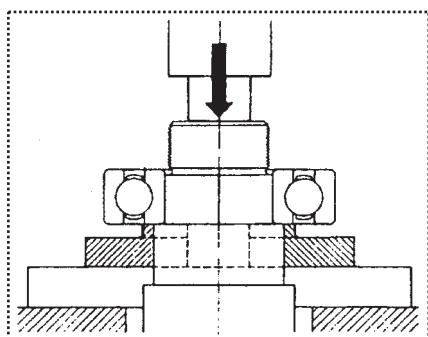


Рис. 16. Демонтаж с помощью пресса

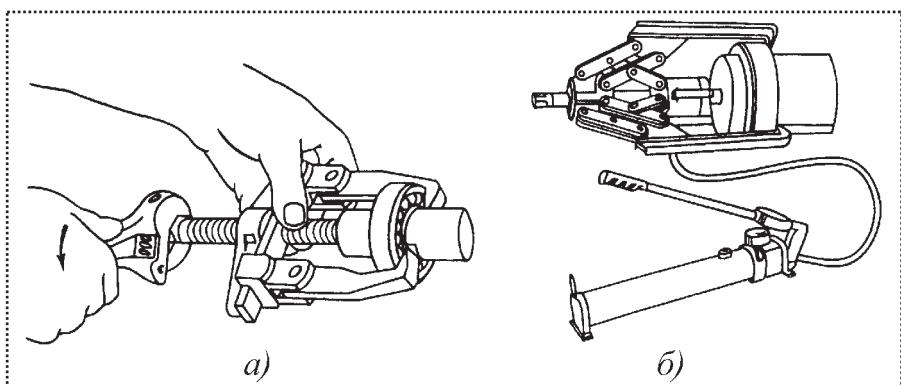


Рис. 17. Съемники:

а — для малых подшипников;

б — гидравлический для средних подшипников

новленное с натягом (рис. 16). Для демонтажа также используются различные съемники (рис. 17).

Съемник должен хорошо центрироваться. В противном случае место посадки может быть повреждено. В том случае, когда нет возможности произвести стягивание за внутреннее кольцо, установленное на валу с натягом, можно стягивать и за наружное кольцо. Однако при этом можно повредить подшипник, так как сила будет передаваться через тела качения. Если этот подшипник предполагается использовать повторно, то в процессе стягивания за наружное кольцо подшипник следует поворачивать. Для этого винт съемника фиксируется неподвижно, а захваты врачают, пока подшипник не соскользнет с вала. Если подшипник извлекается съемником из корпуса, где он был ус-

тановлен с натягом, то его также в процессе стягивания следует поворачивать.

Следует отметить, что удобство демонтажа следует обеспечить еще на стадии проектирования подшипникового узла. На валу должны быть изготовлены пазы для захватов съемника, а в корпусе — резьбовые отверстия или пазы для съемника.

(Продолжение следует.)

Библиографический список

1. Подшипники качения: Справочник-каталог / Л.В. Черневский, Р.В. Коросташевский, Б.А. Яхин и др.; Под общ. ред. Л.В. Черневского и Р.В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1997. 896 с.

2. Справочник SKF по техническому обслуживанию подшипников качения. 1995. SKF. Публикация 4100 R. 335 с.

ООО "Издательство Машиностроение", 107076, Москва, Строгинский пер., 4

Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".

Адрес электронной почты издательства: E-mail: mashpub@mashin.ru;

редакции журнала: sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru <http://www.mashin.ru>

Телефон редакции журнала: (499) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.

Технический редактор Жиркина С.А. Корректоры Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.

Сдано в набор 19.05.09 г. Подписано в печать 08.07.09 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,00. Заказ 545. Свободная цена.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.