

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ
СОВЕТА МИНИСТРОВ СССР
ПО НАУКЕ И ТЕХНИКЕ**

**АКАДЕМИЯ НАУК
СОЮЗА СОВЕТСКИХ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ РЕСПУБЛИК**

ВСЕСОЮЗНЫЙ ИНСТИТУТ НАУЧНОЙ И ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ



ИТОГИ НАУКИ И ТЕХНИКИ

СЕРИЯ

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. ГИДРОПРИВОД

Том 5

ВЫПУСКИ И ТОМА СЕРИИ, ОПУБЛИКОВАННЫЕ РАНЕЕ:

1. Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод. 1967. Применение пластмасс в машиностроении. М., 1968
2. Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод. 1968. Волновые передачи. М., 1969
3. Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод. 1969. М., 1970
4. Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод. 1971. т. 4. Волновые передачи. М., 1972

СЕРИИ ИТОГОВ НАУКИ И ТЕХНИКИ ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ, ВЫХОДЯЩИЕ В 1974 г.

1. Авиационные и ракетные двигатели. Том 1
2. Двигатели внутреннего сгорания. Том 1
3. Легкая промышленность. Том 1
4. Ракетостроение. Том 4
5. Резание металлов. Станки и инструменты. Том 3
6. Судостроение. Том 6

МОСКВА 1975

ИТОГИ НАУКИ И ТЕХНИКИ

621-0
M-38

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ,
КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.
ГИДРОПРИВОД

Том 5

Научный редактор
канд. техн. наук *Н. Д. Сазонова*

55064

Уфимский химзавод
Техническая
БИБЛИОТЕКА

МОСКВА 1975

СЕРИЯ

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ,
КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.
ГИДРОПРИВОД

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР докт. техн. наук, профессор *В. М. Шестопал*
УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ РЕДАКЦИОННОЙ КОЛЛЕГИИ

канд. техн. наук *Н. К. Соловьев*

ЧЛЕНЫ РЕДАКЦИОННОЙ КОЛЛЕГИИ:

докт. техн. наук *П. И. Агалецкий*, академик *И. И. Артоболевский*,

инж. *Л. Н. Виноградова*, канд. техн. наук *А. А. Добрынин*,

канд. техн. наук *Е. В. Қияев*, канд. техн. наук *П. Ф. Коноплев*,

канд. техн. наук *Б. М. Логунцов*, канд. техн. наук *М. К. Меклер*,

канд. с.-х. наук *Н. А. Минх*, канд. техн. наук *А. Т. Мицевич*,

канд. техн. наук *Н. Д. Сазонова*, канд. техн. наук *Ю. Н. Сорокин*,

канд. техн. наук *Е. В. Сукачева*, канд. техн. наук *А. Г. Файн*,

канд. техн. наук *А. В. Фомин*, канд. техн. наук *В. З. Фрейдберг*,

канд. техн. наук *З. Н. Хадзиламбру*, академик *А. И. Целиков*,

докт. техн. наук *А. З. Чулков*

Том 5 состоит из 6 обзоров. В обзоре «Углеродные материалы» рассмотрены методы получения и свойства углеродных волокон и комбинированных материалов на основе углеродных волокон и полимерной, металлической, керамической и углеродной матрицы. В обзоре «Сверхпластичность металлов» рассмотрены свойства металлов, обладающих сверхпластичностью, а также методы формования металлов в состоянии сверхпластичности. В обзоре «Конструкции подшипников качения» освещаются новые конструкции подшипников и их деталей, вопросы развития смазочных материалов и способов смазки. В обзоре «Пористые подшипники скольжения» освещаются материалы, допускаемые режимы работы и смазка спеченных металлических подшипников. В обзоре «Зубчатые колеса из пластмассы» рассмотрены конструкции, исследования, методы расчета и области применения зубчатых передач, содержащих колеса из пластмасс.

В обзоре «Гидравлический следящий привод в машиностроении» освещены тенденции развития, общие вопросы построения привода и выбора входящих в него элементов.

Авторы: инж. *С. Н. Гаврилова*, инж. *Л. Н. Калмыкова*,

инж. *В. П. Колесник*, инж. *Б. Ф. Романчиков*,

канд. техн. наук *Н. Д. Сазонова*, канд. техн. наук *В. З. Фрейдберг*,

канд. техн. наук *З. Н. Хадзиламбру*.

© ВИНТИ, 1975

*Н. Д. Сазонова***УГЛЕГРАФИТОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ****ВВЕДЕНИЕ**

Искусственный графит благодаря совокупности ценных физико-химических свойств давно и широко используется в промышленности. Высокая жаростойкость обуславливает его применение в производстве литейных форм, плавильных тиглей, а также покрытий для сопел ракетных двигателей, камер сгорания, носовых конусов и изготовления некоторых деталей ракет. Свойственные графиту высокотемпературная термохимическая стабильность и высокое сопротивление абляции определяют его особое значение для техники высоких температур. Однако возможность использования компактно-го графита ограничена его относительно низкой прочностью.

Совершенно новые возможности использования графита и других углеродных материалов определились разработкой и выпуском в промышленных масштабах углеродных волокон, отличающихся высокими значениями абсолютной и удельной прочности и жесткости. В соединении со связующими, которыми могут быть пластмассы, металлы, керамика, а также углеграфит, получают целый ряд комбинированных материалов, свойства которых определяются комбинацией свойств углеродного волокна и связующего (матрицы).

Изучению комбинированных материалов системы углеродное волокно — матрица уделяется большое внимание. Работы в этой области составляют одно из наиболее перспективных направлений при разработке материалов с высокой удельной прочностью и жесткостью. Разработке методов получения и изучению свойств указанных материалов сопутствует также изучение возможностей их использования в различных областях техники.

В связи с тем, что разработка углеродных материалов является новым направлением материаловедения, до настоящего времени нет твердо установившейся терминологии в

этой области. Поэтому ниже даны пояснения к терминам, принятым нами при составлении данного обзора.

Углеродные материалы — все типы материалов на основе углерода.

Углеродные волокна (УВ) — все типы волокон на основе углерода, т. е. карбонизованные, частично и полностью графитизированные.

Комбинированные материалы (КМ) — материалы, состоящие из матрицы и упрочняющего компонента (волокна, пряжи, ткани).

Армированные углеродными волокнами пластики (АУВП) — комбинированные материалы, матрицей которых служит полимер, а армирующей составляющей — углеродное волокно.

Данный обзор ставит своей задачей обобщение направлений и результатов исследований в области разработки и применения КМ на основе углеродных волокон по материалам, опубликованным в реферативном журнале «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод» за 1972 и 1973 гг.

1. УГЛЕРОДНЫЕ ВОЛОКНА

Исследования по разработке жестких и прочных углеродных волокон (УВ) были начаты в 1963 г. фирмой Royal Aircraft Establishment (Англия) и с 1959 г. фирмой Union Carbide Corp. (США). В настоящее время промышленным производством УВ занят ряд зарубежных фирм, выпускающих их под различными торговыми марками.

Для армирования используют два вида УВ, отличающихся степенью кристалличности: карбонизованные волокна — волокна с низкой степенью кристалличности и графитовые волокна — высококристаллические волокна.

Кристалл графита имеет слоистое строение, так как атомы углерода тесно расположены в параллельных плоскостях. Вследствие слоистого расположения атомов графит обладает резко выраженной анизотропией механических и тепловых свойств. Поэтому модули упругости графитовых волокон вдоль волокон и в перпендикулярном направлении могут отличаться в 30 раз. Исходными материалами для получения УВ чаще всего являются текстильные волокна, подвергаемые пиролизу. Наиболее распространены синтетические волокна из полиакрилонитрила (ПАН) и органические волокна из регенерированной целлюлозы. Путем совмещения операций термообработки и вытяжки волокон молекулам придают ориентацию, обеспечивающую достижение оптимальных механических свойств.

Процесс промышленного получения УВ состоит из трех основных этапов: предварительного окисления, карбонизации и графитизации. Особое влияние на свойства конечного продукта имеет режим графитизации.

Предварительную стабилизацию (или окисление) волокон из ПАН, например текстильного волокна под торговой маркой Orlon или Dacron, проводят в воздушной среде при температурах до 300°C под натяжением, обеспечивающим ориентацию длиной цепи молекул ПАН вдоль оси волокна. Медленный нагрев стабилизированных волокон до температур $1200\text{—}1700^{\circ}\text{C}$ в инертной атмосфере вызывает протекание процессов карбонизации с удалением азота и водорода и образованием углеродных волокон. Процесс графитизации проводят при нагреве до температур $2800\text{—}3300^{\circ}\text{C}$. Режим графитизации определяет прочность и жесткость получаемых волокон.

При дополнительной вытяжке в процессе графитизации происходит дальнейшая ориентация молекул, повышающая прочностные характеристики.

Разница между свойствами УВ, получаемых из ПАН и целлюлозы, заключается в том, что для получения оптимальной прочности волокна из ПАН требуют вытяжки только на 29%, а волокна из целлюлозы — на 400%, что связано со значительными техническими трудностями.

На рис. 1 приведена зависимость прочности и модуля упругости УВ от температуры графитизации. Из рисунка видно, что с ростом температуры модуль непрерывно растет, а предел прочности достигает максимума при температуре

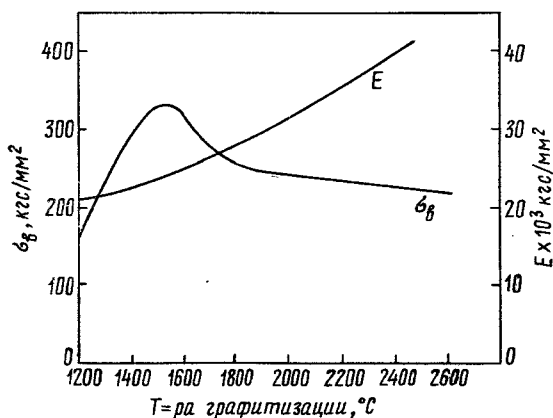


Рис. 1. Зависимость прочности и модуля упругости углеродных волокон от температуры

1300—1450° С. Поэтому получение волокон, сочетающих максимальную прочность и жесткость, невозможно. В связи с этим в зависимости от предъявляемых требований выпускают высокомодульные волокна (тип I) с модулем упругости E до $55 \cdot 10^3$ кгс/мм² и высокопрочные (тип II) с пределом прочности σ_b до 320 кгс/мм². Стандартное отклонение прочности УВ составляет обычно 25% от среднего значения [1].

Проведенные исследования зависимости свойств УВ от их структуры показали, что модуль упругости волокна определяется степенью ориентации слоев графита в направлении волокна. Экспериментально установлено, что наибольшее влияние на модуль оказывает вытяжка в процессе графитизации, т. е. в области пластического состояния волокна при температурах свыше 2500° С [2].

Прочность же волокон зависит от наличия дефектов строения графитовых кристаллов, которые влияют как надрезы, вызывающие хрупкое разрушение. На результирующую прочность волокна наибольшее влияние оказывают условия протекания процессов карбонизации, которые зависят в значительной степени от молекулярного строения, термической стабильности и химической реакционной способности полимерного волокна.

Процесс получения УВ, разработанный в Японии (фирма Kureha Chemical Ind. Co), предусматривает использование в качестве сырья нефтяного пека. Однако свойства получаемых волокон пока невысоки.

УВ имеют обычно диаметр от 5 до 15 мкм и состоят примерно из 10 000 фибрилл диаметром в несколько сот ангстрем. Волокна выпускаются в виде ровницы, пряжи, матов, штапельного волокна, бумаги. Штапельное волокно имеет длину от 1 до 300 мм. Непрерывное волокно наматывается на шпули.

В зависимости от исходного сырья и технологии получения УВ обладают широкой гаммой свойств. Свойства большой группы освоенных промышленностью волокон приведены в табл. 1.

УВ по своим свойствам во многом превосходят стекловолокно и другие высокопрочные волокна. Особенно очевидны их преимущества при сопоставлении удельной прочности и удельной жесткости различных волокон (табл. 2).

Для использования высоких показателей механических свойств УВ их помещают в матрицу, которая благодаря своим специфическим свойствам и сцеплению с волокном обеспечивает нужные свойства.

Матрица служит связующим, обеспечивающим ориентацию волокон в нужном направлении по отношению к действующему напряжению, изоляцию волокон одно от другого,

Таблица 1

Свойства различных углеродных волокон [2,3]

Марка волокна	Исходное волокно	Диаметр d , мкм	Плотность γ , г/см ³	Предел прочности σ_b , кгс/мм ²	Модуль упругости E , кгс/мм ²	Удлинение δ , %
Фирма Union Carbide Co (США) Thornel 25	целлюлоза	7,4	1,43	126	$1,75 \cdot 10^4$	0,7
Thornel 40	»	6,9	1,56	175	$2,8 \cdot 10^4$	0,65
Thornel 50S	»	6,6	1,67	200	$4 \cdot 10^4$	0,5
Thornel 75S	»	5,8	1,82	240	$5,5 \cdot 10^4$	0,5
Thornel 400	»	»	1,78	280	$2,1 \cdot 10^4$	1,3
VVB 70—1/2	»	9,5	1,53	84	$0,4 \cdot 10^4$	2,0
Фирма Morganite Ltd (Англия) Modmor I	ПАН	7,6	1,89	210	$3,5 \cdot 10^4$	
Modmor II	»	8,0	1,82	250—320	$(2,5—3,2) \cdot 10^4$	
Modmor A	»	»	1,78	170—230	$(2,0—2,7) \cdot 10^4$	
Фирма Courtaulds Ltd (Англия) Grafil HMS	ПАН	8,3	1,95	180—210	$(3,6—4,2) \cdot 10^4$	
HTS	»	8,6	1,8	210—280	$(2,3—2,8) \cdot 10^4$	
A	»	8,7	1,75	190—260	$(1,8—2,2) \cdot 10^4$	
Фирма Nitco (США) NMG-50	целлюлоза	6,8	1,72	220	$3,5 \cdot 10^4$	
Фирма Kureha Ltd (Япония) KGF-200	нефтяной пек	10	1,6	105	$0,7 \cdot 10^4$	2,0

Таблица 2

Свойства неметаллических волокон и металлической проволоки [7]

Материал	Плотность γ , г/см ³	Предел прочности σ_b , кгс/мм ²	Модуль упругости E , кгс/мм ²	Удельная прочность σ_b/γ , км	Удельная жесткость E/γ , км
Стекловолокна	2,5	280	$0,7 \times 10^4$	110	2 800
Стальная проволока	7,9	420	$2,1 \times 10^4$	53	2 650
Титановая проволока	4,5	200	$1,2 \times 10^4$	44	2 600
Алюминиевая проволока	2,8	17	$0,7 \times 10^4$	6	2 600
Высокомодульное УВ	1,9	210	$4—5 \times 10^4$	110	22 000
Высокопрочное УВ	1,75	300	$2,3 \times 10^4$	170	13 000
Волокна бора (на вольфраме)	2,6	300	$3,8 \times 10^4$	115	14 500

защиту волокна от механических повреждений и действия окружающей среды.

Основное назначение матрицы в КМ — передача напряжений к волокнам и изоляция разрушившихся волокон. Прочность при сдвиге матрицы и прочность при растяжении и сжатии волокон определяют свойства получаемого КМ.

Связь УВ с матрицей зависит в значительной степени от состояния поверхности волокна. Способность к смачиванию и связи с другими материалами зависит от поверхностной энергии волокна. У высокомодульных УВ она низка, и прочность при межслоевом сдвиге КМ системы УВ — эпоксидная смола мала, что вызывает разрушение по поверхности раздела волокно — смола. Прочность при сдвиге может быть повышена путем специальной обработки волокон (окисления поверхности или воздействия химических реактивов).

Адгезионная прочность соединения эпоксидной смолы с необработанным высокомодульным волокном составляет 2,8—4,2 кгс/мм², после поверхностной обработки 5,6—10,2 кгс/мм². При окислении поверхности происходит пitting, или удаление наиболее ориентированных поверхностных слоев. При этом увеличивается способность волокон к смачиванию матрицей [3].

Проводилось изучение возможности повышения прочности при межслоевом сдвиге композиции из эпоксидной смолы и УВ путем активации поверхности волокон обработкой их в растворе азотной кислоты. Испытывались композиции с высокомодульными волокнами (Modmor I) и высокопрочными волокнами (Modmor II). Связующим служила эпоксидная смола марки Epo 828/Epo 1031. Окисление волокон проводили в 60%-ном растворе азотной кислоты. Раствор быстро нагревали до кипения, и волокна выдерживали при 118°С различные периоды времени. Затем волокна промывали в дистиллированной воде, высушивали и взвешивали. Изготовленные образцы с одноосным армированием испытывали на изгиб и на межслоевой сдвиг на образцах с трехточечным нагружением при отношении $L/d=24$ и 6 соответственно, где L — расстояние между опорами, d — толщина образца. Влияние длительности обработки волокон в растворе кислоты на прочность при изгибе показано на рис. 2, 3 и на прочность при межслоевом сдвиге — на рис. 4. Следует отметить, что адгезия высокопрочных волокон к смоле значительно выше, чем у высокомодульных волокон (2,1 и 8,4 кгс/мм² соответственно). Высокомодульные волокна после обработки не изменили внешнего вида, потеря веса составила около 4% и не увеличивалась с увеличением времени обработки. При этом наблюдалось увеличение изгибной проч-

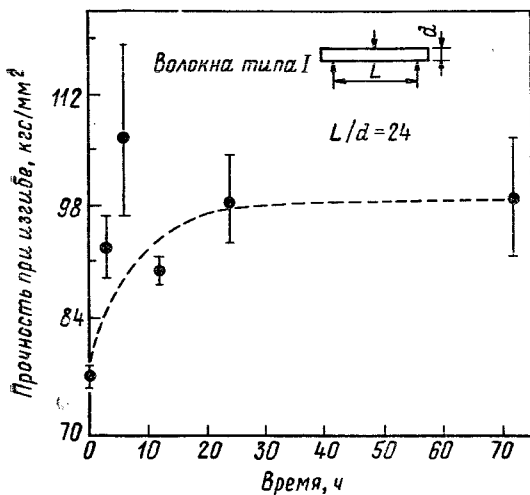


Рис. 2. Зависимость прочности КМ системы высокомодульные УВ — эпоксидная смола от длительности обработки волокон в растворе азотной кислоты

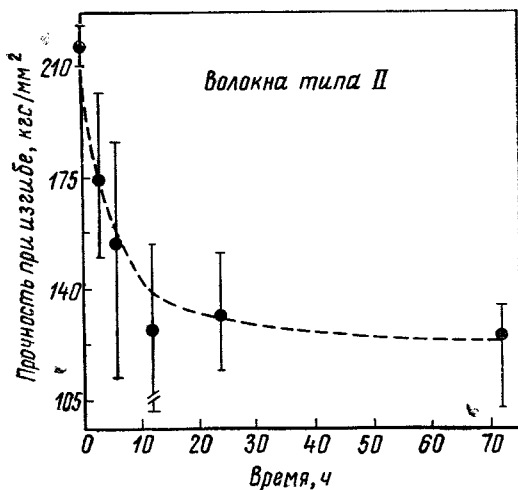


Рис. 3. Зависимость прочности КМ системы высокопрочные УВ — эпоксидная смола от длительности обработки волокон в растворе азотной кислоты

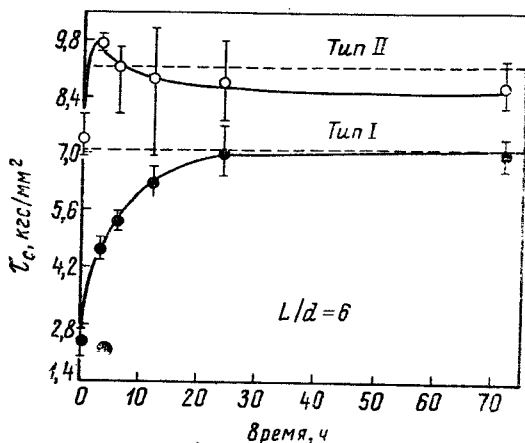


Рис. 4. Зависимость прочности при межслоевом сдвиге КМ системы УВ—эпоксидная смола от длительности обработки в растворе азотной кислоты

ности на 30% и увеличение прочности при межслоевом сдвиге примерно в 3 раза (до 7 кгс/мм²).

У высокопрочного волокна потеря веса увеличивалась с увеличением времени обработки. После 72 ч потеря веса составила 50%. Диаметр волокон уменьшился с 8 до 5,5 мкм с удалением неровностей. При испытании на изгиб образцов с равным весовым содержанием необработанных и обработанных волокон во втором случае наблюдалось снижение прочности на 43% и незначительное увеличение прочности при межслоевом сдвиге (25%) с наилучшими результатами для малых отрезков времени обработки [4].

В исследовании, проведенном другими авторами, волокна (Modmor I, Thornel 50) подвергались кипячению в 70%-ном растворе азотной кислоты в течение 24 ч с последующей промывкой в воде. При последующем испытании на растяжение прядей, пропитанных эпоксидной смолой, наблюдалось снижение прочности прядей при растяжении на 2—19% и повышение прочности при межслоевом сдвиге при комнатной температуре до 400% [5].

Для улучшения сцепления углеродных волокон с полимерной, керамической или металлической матрицей, согласно патенту Японии № 24978, волокна помещают в низкотемпературный генератор плазмы индукционного высокочастотного типа. В генератор вводится активный газ, взаимодействующий с волокном при ионизации, напр. кислород, CO, SO₂, NO, воздух или пар. К активному газу примешивается инерт-

ный газ (азот, аргон или гелий). Давление активного газа несколько мм. рт. ст. Такая обработка вызывает увеличение адгезионной прочности в 3 раза [6].

Наибольшее повышение адгезионной прочности волокон обеспечивает их покрытие нитевидными кристаллами карбида кремния. Нитевидные кристаллы выращиваются на углеродных волокнах из газовой фазы, при этом образуется волокно типа колючей проволоки. Получаемый рост прочности при межслоевом сдвиге виден из рис. 5 [7].

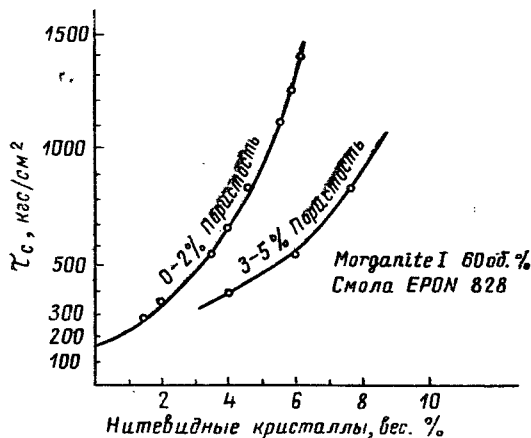


Рис. 5. Зависимость прочности при межслоевом сдвиге КМ системы УВ—эпоксидная смола от содержания нитевидных кристаллов

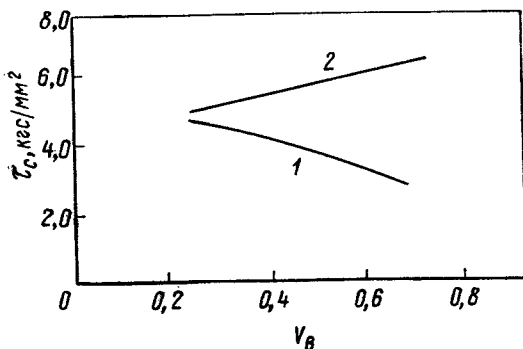


Рис. 6. Зависимость прочности при межслоевом сдвиге КМ системы УВ—эпоксидная смола от объемной доли волокон

На рис. 6 приведена зависимость прочности при межслоевом сдвиге от объемной доли волокон для АУВП системы УВ Thogrel 40 — эпоксидная смола с исходными волокнами (кривая 1) и волокнами, подвергнутыми окислению (кривая 2). Из рисунка видно, что прочность при межслоевом сдвиге мало зависит от объемной доли волокон V_B . Однако, в случае необработанных волокон прочность слегка падает с увеличением V_B , и увеличивается с увеличением V_B , если адгезия волокна со смолой была улучшена окислением поверхности волокна [12].

II. КОМБИНИРОВАННЫЕ МАТЕРИАЛЫ СИСТЕМЫ УГЛЕРОДНОЕ ВОЛОКНО-ПОЛИМЕРНАЯ МАТРИЦА

Хотя в настоящее время уже проделана значительная экспериментальная работа в области разработки комбинированных материалов с металлической матрицей, основное развитие и практическое применение получили материалы с матрицей из синтетической смолы. Основное применение получили матрицы из эпоксидных смол, отличающихся хорошей технологичностью. Для ряда областей применения используются ненасыщенные полиэфирные и полиимидные смолы. Последние позволяют использовать получаемые комбинированные материалы при температурах до 300° С.

Для обеспечения оптимальных свойств КМ целесообразно вводить максимально возможное количество волокон, не нарушая при этом непрерывности матрицы. Теоретически возможно введение до 90 об. % волокон, однако в реальных КМ их содержание не превышает 60 об. %. Плотность УВ ~ 1,85, синтетических смол 1,1. КМ, содержащий 60 об. % волокон, имеет, следовательно, плотность ~ 1,5 г/см³. Такая низкая плотность определяет высокие удельные характеристики прочности КМ. Удельная прочность (σ_b/γ) КМ на основе высокомодульных углеродных волокон (тип I) ~ 38,5 км, на основе высокопрочных волокон (тип II) ~ 63,7 км [8].

КМ на основе коротких УВ перерабатываются методами литья под давлением, литьевого прессования, экструзии. Штапельное УВ широко используется для армирования термопластов. Современные методы литья под давлением термопластов (напр., полиамидов) с 15 об. % УВ допускают изготовление сложных деталей типа зубчатых колес, не нуждающихся в дополнительной механической обработке.

При этом в 5 раз увеличивается жесткость и улучшаются антифрикционные характеристики [8].

Для формования заготовок с направленным расположением волокон используют несколько методов.

Метод формования в штампе с зазором схематически представлен на рис. 7. В форму заливают терморезактивную смолу малой вязкости, не требующую растворителей, и в нее вводят отвшенное количество УВ в виде направленных пря-

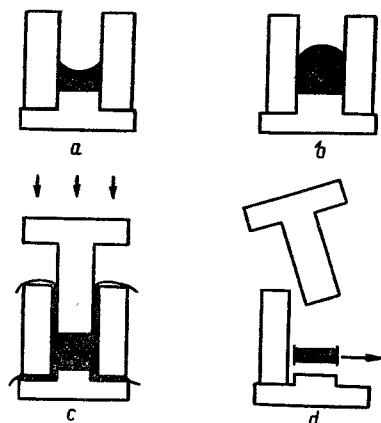


Рис. 7. Метод формования в штампе с зазором:
а) введение жидкой смолы; б) введение волокна; с) удаление избытка смолы; д) удаление КМ

дей. Затем прикладывают давление, чтобы выдавить избыток смолы. Зазор между пуансоном и сторонами матрицы должен быть мал, чтобы предотвратить выдавливание волокна. Содержание волокон в КМ этого типа составляет 40—43 об. % [9].

Метод пултрузии был разработан для изготовления профильных изделий из стеклопластиков и может быть исполь-

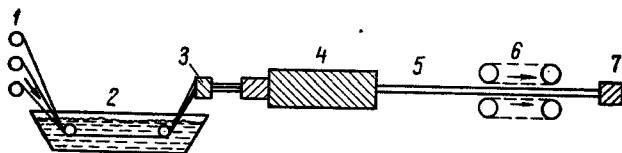


Рис. 8. Схема процесса пултрузии:
1—шпули с ровницей; 2—резервуар со смолой; 3—штамп предварительного формования; 4—нагретый штамп; 5—профильное изделие; 6—захватный механизм; 7—разрезка

зован для получения углепластиков. Схематически процесс представлен на рис. 8.

Волокно со шпулей поступает в резервуар со смолой. Пропитанный армирующий материал протягивается через

нагретый штамп, в котором происходит отверждение смолы и фиксируется форма поперечного сечения. Протягивание обычно осуществляется захватом механизмом гусеничного (caterpillar) типа. Скорость протяжки 0,3—7,5 м/мин в зависимости от толщины сечения и вида смолы [10].

Метод намотки непрерывного волокна под определенным углом на вращающуюся оправку применяется для изготовления тел вращения. Изготовление трубчатых деталей достигается перемещением головки параллельно оси оправки с постоянной скоростью при вращении оправки. Намотка может проводиться «мокрой» с нанесением смолы в процессе намотки или «сухой» с использованием ленты из препрега.

За исключением случаев изготовления изделий методом намотки, в производстве удобнее пользоваться полуфабрикатами, так называемыми препрегами, состоящими из определенного количества волокон, равномерно ориентированных в одном направлении и пропитанных определенным количеством смолы. После пропитки мат прокатывается или подвергается прессованию с частичным отверждением смолы. Наиболее распространенная толщина препрегов 0,125—0,25 мм, содержание волокон составляет 60 об.%. Препреги выпускаются в виде лент шириной от 8,9 до 76,2 мм.

Фирмой Rolls-Royce Ltd освоено выпуск препрегов из УВ, пропитанных эпоксидной смолой в виде листов шириной 1829 мм и толщиной до 0,19 мм. Каждый лист содержит один слой УВ. Для получения листов большей толщины соединяют несколько листов. Производство листов осуществляется непрерывным процессом.

На рис. 9 приведена зависимость деформации при разрушении УВ от температуры графитизации. Учитывая необходимость последующей переработки препрегов, при их изготовлении предпочитают отдавать волокнам, обладающим повышенной деформационной способностью. Поэтому, хотя для производства препрегов используются как высокомодульные

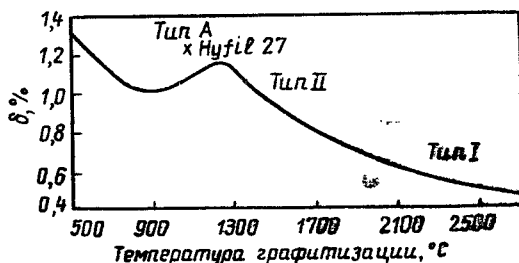


Рис. 9. Зависимость деформации при разрушении от температуры графитизации

(тип I), так и низко модульные (тип II) волокна, основную массу составляют низко модульные волокна типа Nufil 27, отличающиеся повышенной деформацией при разрушении. Пропитка проводится расплавленной смолой. При содержании 60—67 об. % УВ препреги отличаются прямолинейным расположением волокон.

Наиболее распространенный метод формования деталей из препрегов — горячее прессование. Отдельные листы вырезаются по размеру и укладываются друг на друга с нужной ориентацией. Получение монолитной детали осуществляется под действием нагрева и давления в стальных формах. В зависимости от смолы температура отверждения может колебаться от 90 до 320° С. Метод используется для изготовления лопастей вентиляторов для модели двигателя Rolls-Royce RB 211 [11].

Теоретически достижимые значения прочности КМ обычно подсчитываются исходя из правила смесей по формуле

$$(\sigma_b)_{\text{КМ}} = (\sigma_b)_V \cdot V_V + (\sigma_b)_M \cdot V_M,$$

где $(\sigma_b)_V$ и σ_{bM} — прочность волокон и матрицы соответственно, а V_V и V_M — объемные доли волокон и матрицы.

Для КМ системы 60 об. % УВ с $\sigma_b = 280 \text{ кгс/мм}^2$ ($\gamma = 1,75$) и эпоксидной смолы с $\sigma_b = 8 \text{ кгс/мм}^2$ ($\gamma = 1,2$) теоретическая прочность комбинированного материала составляет 170 кгс/мм^2 , а уд. прочность $\sigma_b/\gamma = 110 \text{ км}$.

Типичные показатели для промышленных КМ на основе высокопрочных УВ (Thornel 75 S) и эпоксидной смолы ERLA 4617 (60 об. % УВ) составляют $\sigma_b = 145 \text{ кгс/мм}^2$, $E = 3 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$.

Интерес представляет нечувствительность механических свойств УВ к низким температурам. При погружении в жидкий азот (-195°С) прочность волокон практически остается без изменения [15].

Применение полиимидного связующего позволяет использовать АУВП длительно при температурах 300° С и кратковременно при 420° С [14].

При приложении растягивающей нагрузки под углом θ к направлению волокна возможны три механизма разрушения одноосноармированного КМ.

1. Разрушение КМ в плоскости, перпендикулярной волокнам, из-за разрушения волокон. В этом случае

$$\sigma_p = \frac{(\sigma_b)_{\text{КМ}}}{\cos^2 \theta}.$$

2. Разрушение при сдвиге в плоскости, параллельной волокнам. В этом случае

$$\sigma_p = \frac{2\tau}{\sin 2\theta}.$$

3. Разрушение в плоскости, параллельной волокнам, из-за разрыва матрицы в неармированном направлении перпендикулярно волокнам. В этом случае

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{b\perp}}{\sin^2 \theta},$$

где $(\sigma_b)_{\text{км}}$ и $\sigma_{b\perp}$ — пределы прочности при растяжении КМ вдоль и перпендикулярно к ориентации волокон и τ — предел прочности при срезе параллельно направлению волокон. Для данной ориентации волокна минимальное из вычисленных значений разрушающих напряжений определяет прочность материала.

На рис. 10 приведены экспериментальные точки зависимости прочности реального КМ от угла между линией действия напряжения и осью волокна и теоретические кривые для различных механизмов разрушения. Из рисунка видно, что прочность в сильной степени зависит от угла ориентации волокон по отношению к линии действия нагрузки θ при малых углах θ . Наблюдается хорошее соответствие с расчет-

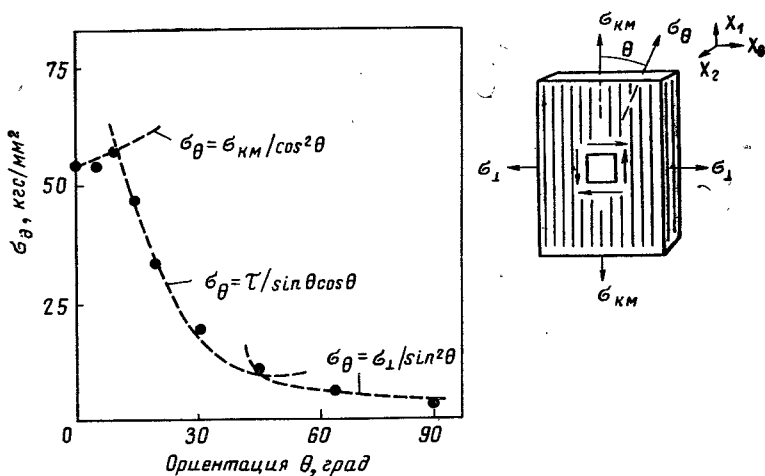


Рис. 10. Зависимость прочности от угла между линией действия нагрузки и направлением волокон для системы УВ тип I — эпоксидная смола ($V_B=0,57$), \bullet — экспериментальные точки, — теоретические кривые максимальных напряжений

ными изменениями. В интервале углов ориентации волокон от 0 до 5° разрушение происходит преимущественно за счет растягивающих напряжений.

III. КОМБИНИРОВАННЫЕ МАТЕРИАЛЫ СИСТЕМЫ УГЛЕРОДНОЕ ВОЛОКНО-МЕТАЛЛИЧЕСКАЯ МАТРИЦА

Использование УВ для упрочнения металлических сплавов еще находится в начальной стадии развития. Это определяется в первую очередь тем, что формование необходимо проводить при температурах жидкого металла или спекания. Кроме того, использование КМ с металлической матрицей представляет интерес в области повышенных температур, где полимерная матрица не обладает достаточной прочностью. Однако выдержка при высоких температурах часто вызывает химические реакции между матрицей и волокном, приводящие к образованию новых фаз. Почти все металлы образуют карбиды или растворяют УВ в определенной степени, снижая эффект упрочнения.

Даже системы, химически неактивные, претерпевают определенные изменения при длительном нагреве. В углеродных волокнах может наблюдаться также ухудшение их свойств из-за процессов рекристаллизации.

На рис. 11 приведены теоретически достижимые значения удельной прочности ряда КМ с металлической матрицей в

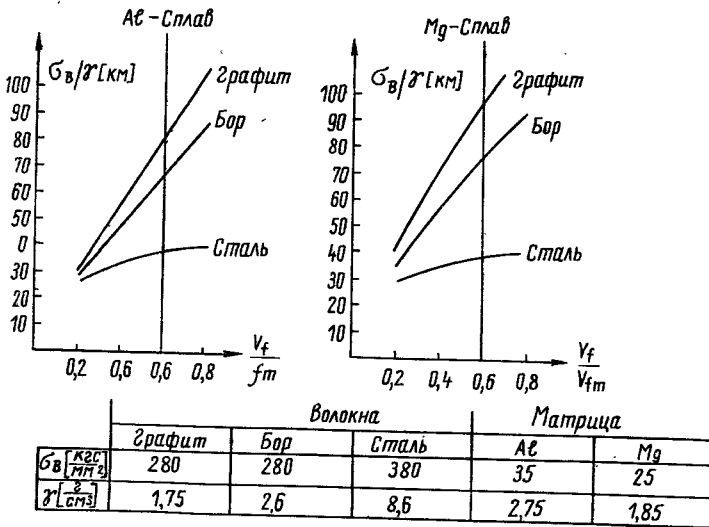


Рис. 11. Зависимость теоретически достижимых значений удельной прочности σ_b/γ) КМ от объемной доли волокон

зависимости от содержания волокон. Из рисунка видно, что наибольшей прочностью обладают КМ, армированные углеродными волокнами. При содержании 60 об. % волокна

(практический предел) в КМ системы УВ—Mg-сплав может быть достигнута удельная прочность до 100 км [16].

Потенциальный упрочняющий эффект углеродных волокон, сохраняющих прочность при высоких температурах, виден из расчетных кривых для КМ с 0,6 V_B , содержащих волокна Thorneel в матрице из алюминия, никеля и платины (рис. 12). Эти данные сопоставляются по показателю удель-

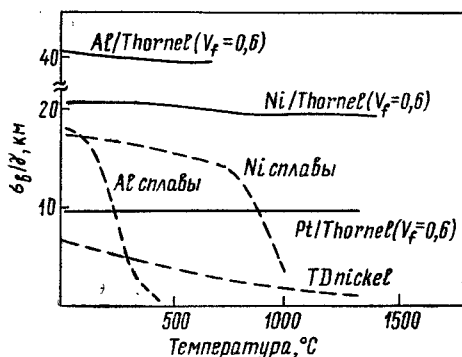


Рис. 12. Сопоставление зависимости удельной прочности от температуры для ряда металлов, армированных волокнами, и ряда сплавов

ной прочности с поведением никелевых и алюминиевых сплавов [12].

Трудность получения КМ системы УВ — алюминий состоит в том, что УВ должны предварительно подвергаться специальной обработке, так как необработанные УВ не обладают сцеплением с расплавленным Al.

Поэтому используют, напр., метод химического осаждения паров, который основан на термическом разложении триизобутилалюминия $(C_4H_9)_3Al$.

Горячее прессование покрытых волокон проводят в вакууме. Получаемый модуль КМ при 20—40 об. % волокон близок к вычисленному по правилу смесей, однако прочностные характеристики ниже.

При использовании 30 об. % графитизированных волокон Grafil HMS ($E=3,5 \cdot 10^4$ лгс/мм², $\sigma_b=200$ кгс/мм²) (σ_b)_{КМ} = 55 кгс/мм², что составляет 80% от вычисленного по правилу смесей. Повышение температуры прессования приводит к образованию продуктов реакции типа Al_4C_3 [16].

Экспериментально полученные значения удельной прочности в КМ Al — 30 об. % УВ приближались к 30 км (по американским данным), а в КМ Al — 35—40 об. % УВ — к 42 км (институт Battelle, Франкфурт-на-Майне) [17].

Механические свойства КМ системы УВ — никелевая матрица приведены в табл. 3. Теоретическая прочность подсчитывалась по правилу смесей исходя из прочности никеля $\sigma_b = 70 \text{ кгс/мм}^2$ и $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$.

Таблица 3

Механические свойства комбинированных материалов
УВ — никелевая матрица [18]

Характеристики	Измеренные	Теоретические	
		(а)	(б)
Плотность, $г/см^3$	$5,542 \pm 0,114$	—	—
Содержание волокон об. %	46,3	—	—
Модуль $E \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$	$2,3 \pm 0,14$	2,8	2,34
Предел прочности при растяжении, $кгс/мм^2$	$55,5 \pm 2,1$	95,0	59,0

(а) Волокна Thornel 50 в исходном состоянии ($\sigma_b = 200 \text{ кгс/мм}^2$, $E = 3,5 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$)

(б) Волокна, извлеченные из матрицы ($\sigma_b = 123 \text{ кгс/мм}^2$, $E = 2,6 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$)

Проверка стабильности структуры и прочностных свойств проводилась после изотермического отжига при температурах до 1250°C . Установлена морфологическая стабильность материалов при выдержке при температурах ниже 1200°C до 200 ч. При нагреве до температур 1250°C наблюдается деструкция структуры. Циклический нагрев вызывает понижение температуры деструкции [18].

IV. КОМБИНИРОВАННЫЕ МАТЕРИАЛЫ СИСТЕМЫ УГЛЕРОДНОЕ ВОЛОКНО-КЕРАМИЧЕСКАЯ МАТРИЦА

Керамика и стеклокерамика сочетают низкую плотность с инертностью и стабильностью при высоких температурах. Несмотря на высокую теоретическую прочность керамика отличается низкой прочностью при растяжении и слабым сопротивлением термическим и механическим ударам. Попыткам повысить прочностные характеристики керамики путем введения высокопрочных волокон посвящен ряд исследований [19—22].

Проводилось изучение композиций на основе матрицы из MgO , Al_2O_3 , боросиликатного (пирекс) и щелочного стекла и углеродных высокомодульных волокон типа I AERG Harwell ($\sigma_b = 195 \text{ кгс/мм}^2$, $E = 3,9 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$) при их хаотическом или направленном расположении. КМ получали методом горячего прессования смеси из волокон и порошкового матричного материала. В горячепрессованных комбинированных ма-

териалах на основе MgO , Al_2O_3 и щелочного стекла из-за различия в коэффициентах термического расширения УВ и матрицы наблюдалось растрескивание матрицы. В матрицах из стекла пирекс и стеклокерамики трещины отсутствовали.

КМ с хаотическим армированием содержали волокна среднего диаметра 8 μm длиной 3 мм. Материалы испытывались на изгиб при трехточечном нагружении с определением предела прочности и работы разрушения. Испытывались образцы с содержанием УВ до 40 об. %.

На рис. 13 показано изменение прочности композиций при изгибе в зависимости от концентрации волокон. Для всех

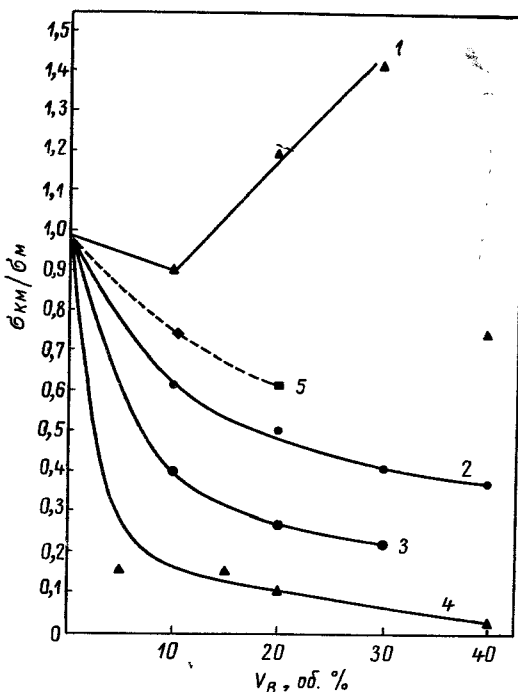


Рис. 13. Зависимость изгибной прочности КМ от концентрации волокон:

1—УВ в боросиликатном стекле (направленное армирование); 2—УВ в боросиликатном стекле (хаотическое армирование); 3—УВ в Al_2O_3 ; 4—УВ в MgO ; 5—УВ в стеклокерамике

случаев хаотического армирования введение волокон снижало прочность по сравнению с прочностью матрицы. Однако направленное армирование после начального падения прочности вызывало его повышение при содержании волокон до 30 об. %. Падение прочности при 40 об. % связано с присут-

вием пустот. Разрушение во всех случаях наблюдалось вследствие роста трещин от растянутой стороны.

У стекол при достижении критической деформации наблюдается мгновенное разрушение. Разрушению армированных стекол предшествует определенное распространение трещины, что определяет повышенную работу разрушения (см. рис. 14). Во всех случаях введение волокон вызывает рост работы разрушения. Наибольший прирост наблюдается в боросиликатном стекле.

Основное увеличение работы разрушения связано с работой, затрачиваемой на выдергивание концов волокон из раз-

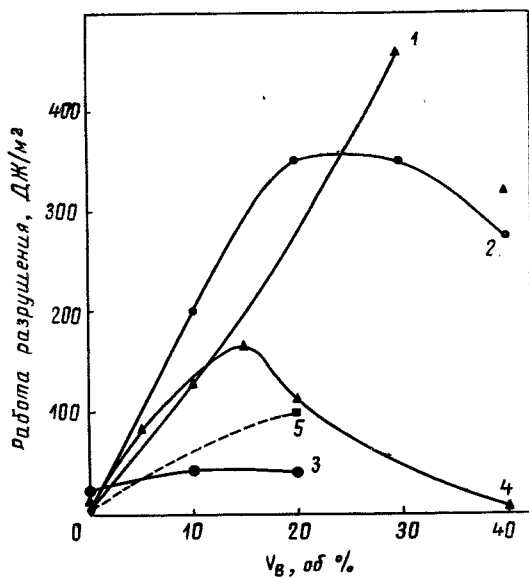


Рис. 14. Зависимость работы разрушения при изгибе от концентрации волокон (обозначения кривых см. рис. 13)

рушенной поверхности. Присутствие 10% УВ приводило также к значительному повышению сопротивления термическим ударам боросиликатного стекла.

Образцы с направленным армированием непрерывными волокнами содержали 20—60 об. % волокна. Испытания проводились на изгиб и на срез. Типичные результаты проведенных исследований приведены в табл. 4. Во всех случаях у КМ наблюдается значительное повышение прочности и вязкости. Прочность увеличивалась в 4—6 раз, работа разрушения — в 1000 раз.

Таблица 4

Свойства стеклокерамических комбинированных материалов

Материал	Содержание волокна, об. %	Предел проч- ности при из- гибе, кгс/мм ²	Прочность при срезе, кгс/мм ²	Удельная ра- бота разруше- ния, кгс·м/см ²
УВ — пирекс	40	68	6,4	3,4
Пирекс	0	10	—	0,003
УВ — стеклокерамика	36	68	4,6	3,0
Стеклокерамика	0	15	—	0,003
УВ — щелочное стек- ло	45	57	4,8	4,3
Щелочное стекло	0	10	—	0,003

Основное различие системы УВ — керамика и УВ — смола или металл заключается в том, что в двух последних случаях критическая деформация матрицы выше, чем у волокон, а для системы УВ — керамика критическая деформация матрицы ниже, чем у волокна. Поэтому при деформировании КМ с металлической и полимерной матрицей разрушение волокна предшествует разрушению матрицы, а при керамической матрице при условии равенства продольных деформаций волокна ϵ_B и матрицы ϵ_M матрица разрушится до того, как в волокнах будет достигнута разрушающая нагрузка.

В этом случае

$$\epsilon_M = \epsilon_B = \frac{(\sigma_b)_M}{E_M} = \frac{(\sigma_b)_B}{E_B}. \quad (1)$$

Если исходить из правила смесей, то прочность КМ

$$(\sigma_b)_{KM} = (\sigma_b)_B \cdot V_B + (\sigma_b)_M \cdot V_M. \quad (2)$$

Если считать, что разрушение происходит при превышении критической деформации матрицы, то подставляя в (2) выражение для $(\sigma_b)_B$ из формулы (1)

$$(\sigma_b)_B = E_B \cdot \frac{(\sigma_b)_M}{E_M},$$

и учитывая, что

$$V_M = 1 - V_B,$$

получаем выражение

$$(\sigma_b)_{KM} = (\sigma_b)_M \left\{ 1 + V_B \left(\frac{E_B}{E_M} - 1 \right) \right\} \quad (3)$$

Экспериментально полученный предел прочности для КМ с 40 об. % УВ был равен 68 кгс/мм², что ниже вычисленного по формуле (2) $[(\sigma_b)_{KM} = 84 \text{ кгс/мм}^2]$ и выше, чем по формуле (3) $[(\sigma_b)_{KM} = 34 \text{ кгс/мм}^2]$. Таким образом, полученный результат ближе к данным, полученным по формуле (2) [20].

Таблица 5

**Зависимость прочности от содержания волокон
и пористости матрицы**

Содержание волокон, об. %	Содержание стекла пирекс, об. %	Пористость в % от матрицы, %	Предел прочности при изгибе, кгс/мм ²	Прочность при срезе, кгс/мм ²
22,9	74,2	3,8±0,6	41	4,7
23,3	73,9	3,7±0,6	48	4,4
29,3	67,1	5,1±0,7	56	5,1
40,2	57,3	4,2±0,8	68	6,3
51,4	45,7	5,8±1,0	70	7,1
59,5	26,2	35,4±1,5	31	1,8

Результаты исследования прочности КМ системы УВ АЕРЕ тип I — стекло пирекс с различным содержанием волокна приведены в табл. 5, а график зависимости модуля упругости от содержания волокон — на рис. 15.

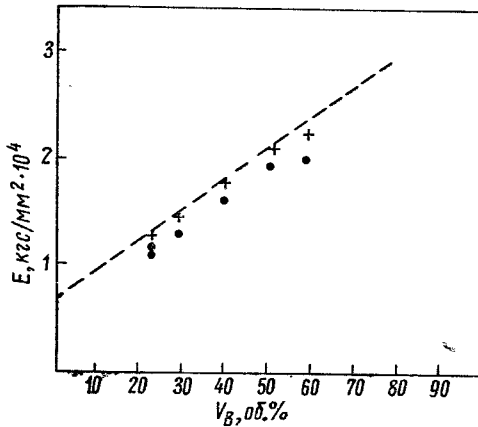


Рис. 15. Зависимость модуля упругости от содержания волокон:

- — экспериментальные точки; + — расчетные точки по правилу смесей с поправкой на пористость матрицы.

В интервале от 23 до 51 об. % наблюдается линейное увеличение E_M от содержания волокон. При 59 об. % волокон наблюдается значительное отклонение от линейности. На этом же рисунке приведена кривая теоретической зависимости, основанная на уравнении

$$E_{KM} = E_B \cdot V_B + E_M \cdot V_M$$

и предполагающая $E_M = 0,64 \cdot 10^4$ кгс/мм² и $E_B = 3,5 \cdot 10^4$ кгс/мм². Отклонение от линейности связано с влиянием повышенной пористости при 59 об. % УВ.

Результаты изучения влияния ориентации волокон на предел прочности при изгибе приведены на рис. 16. Испытывались образцы одной партии с содержанием волокон

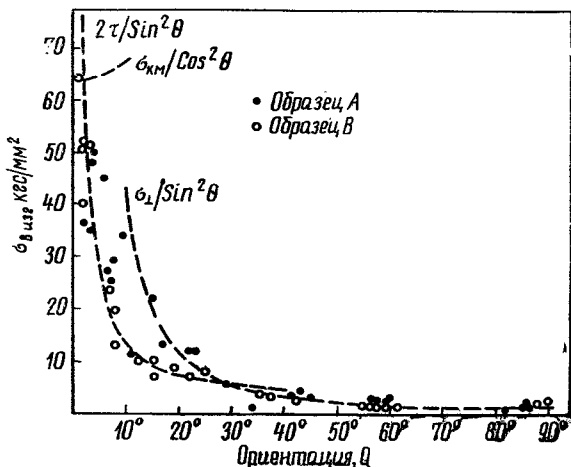


Рис. 16. Влияние ориентации волокон на предел прочности при изгибе

48 об. % и ориентацией волокон 0, 5°, 10°, 20°, 40°, 60° и 90°. Испытывались образцы типа А и В. Ориентация волокон в них видна из рис. 17.

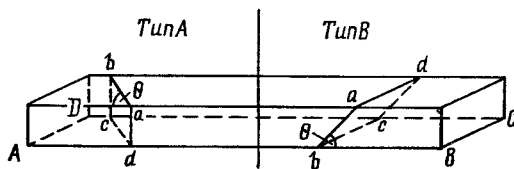


Рис. 17. Ориентация волокон в образцах типа А и В

Разброс данных определяется разбросом прочности при растяжении. Кажущееся совпадение экспериментальных данных с критерием прочности при сдвиге объясняется этим разбросом в комбинации с недостоверностью в ориентации волокон. В интервале углов ориентации от 5° до 30° наблюдается разброс прочности между кривыми, соответствующими разрушению от сдвига и разрыва в поперечной плоскости. В этом случае разрушение имеет место вдоль плоскостей $abcd$ (см. рис. 17). При углах ориентации более 30° наблюдается совпадение экспериментальных данных с кривой поперечной

прочности, что подтверждается микроскопическими исследованиями [21].

Аналогичные исследования проводились на КМ из УВ типа Hercules HM-8 и литий-алюмосиликатной матрицы (состава $\text{LiO}_2 \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot n\text{SiO}_2$, где $n=3,4$ и 8).

КМ получали намоткой на цилиндрические оправки графитовых волокон и пропиткой связующим, представляющим собой смесь порошка керамики с растворителем и пластификатором. Полученные ленты высушивали, снимали с оправки, нарезали на пластины квадратной формы и подвергали горячему прессованию для получения многослойных образцов.

Исследования микроструктуры КМ показали, что они имеют небольшую пористость, хороший контакт между волокном и матрицей, монолитную без трещин матрицу благодаря близкому по величине термическому расширению волокна и матрицы и условиям получения КМ.

В табл. 6 приведены данные зависимости прочности от содержания волокон. Для всех трех модификаций матрицы наблюдалось значительное повышение прочности при изгибе и модуля упругости при армировании волокнами.

Таблица 6

**Свойства комбинированных материалов углеродное волокно
HMS— $\text{Li}_2\text{O} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 8\text{SiO}_2$ [22]**

Содержание волокон, об. %	Плотность, г/см ³	Предел прочности при изгибе, кгс/мм ²
2,9	2,19	64,5
33,1	2,16	79,5
35,1	2,17	84,5
36,3	2,15	89,5

Не наблюдалось падения прочности КМ после пяти циклов нагрева до 1200° С и охлаждения до комнатной температуры. Ударная вязкость по Изоду надрезанного образца составляла 0,4—0,6 кгс·м/см² и 1,5 кгс·м/см² для гладкого образца, что значительно выше, чем у других керамических материалов [22].

V. КОМБИНИРОВАННЫЕ МАТЕРИАЛЫ СИСТЕМЫ УГЛЕРОДНОЕ ВОЛОКНО-УГЛЕРОДНАЯ МАТРИЦА

КМ типа углерод — углерод разрабатывались, в первую очередь, для теплозащитных экранов, для которых механические характеристики имеют второстепенное значение. Системы КМ, состоящие из углеродной матрицы, армированной углеродными волокнами, имеют значительные преимущества перед компактным графитом в области механической проч-

ности и термической стабильности при абляционных характеристиках, сопоставимых с характеристиками компактного графита. Введение УВ увеличивает сопротивление термическим напряжениям. Непрерывные волокна способны останавливать трещину, что снижает опасность хрупкого разрушения.

В настоящее время разработаны однонаправленные КМ с $\sigma_{\text{взг}} > 56 \text{ кгс/мм}^2$ и $E > 18 \cdot 10^3 \text{ кгс/мм}^2$. Основные механические характеристики остаются неизменными до 480°C .

В авиакосмической технике КМ применяются для тепловых экранов, носовых частей, передних кромок ракет и сопел ракетных двигателей. Перспективно их использование для подшипников, лопаток турбин, обкладок тормозов.

Существует несколько методов производства КМ типа углерод — углерод. В основном они сводятся к уплотнению углеграфитовых волокнистых систем путем осаждения углерода из диссоциированного газа (пиролитического углерода) или путем последовательных этапов пропитки жидкими составами и пиролиза. Жидкие пропитывающие составы являются либо природными органическими, как каменноугольный пек и нефтяной пек, или синтетическими, как фурфуроловые спирты, фенольные смолы и полнамиды.

Несколько повторных этапов пропитки и пиролиза приводят к высокой плотности и малой пористости [23].

В зависимости от температуры обработки t° матрица может находиться в карбонизованном состоянии ($t^\circ < 870^\circ$), частично или полностью графитизированном ($t < 2540^\circ \text{C}$).

Важным показателем свойств УВ является их коэффициент теплового расширения. На рис. 18 приведены соответствующие

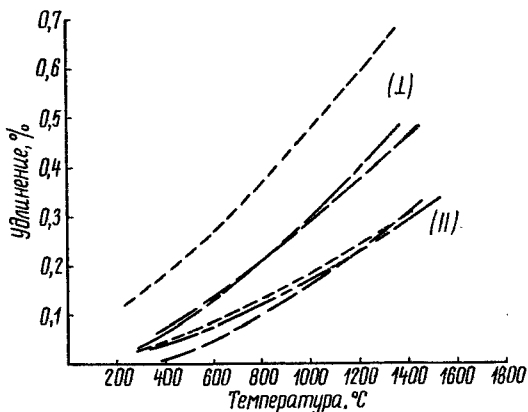


Рис. 18. Термическое расширение КМ системы углерод—углерод

— — — графит—графит; — — — углерографит—графит; - - - углерографит—углерографит

ющие данные для КМ различного состава в направлениях параллельно и перпендикулярно армированию.

Анализ приведенных данных показывает, что все системы КМ имеют одинаковый коэффициент расширения в плоскости армирующих волокон. Расширение в направлении, перпендикулярном плоскости армирования, во всех случаях выше. В системах с карбонизованной матрицей оно примерно одинаково, с графитизированной на 50% выше [24].

КМ, получаемые методом намотки или плоской выкладки, находят применение для изготовления штампов для горячего прессования. Фирма Carbogundum Co. (США) выпускает их под торговой маркой Carbitex.

КМ Carbitex отличаются высокой прочностью в изделиях, получаемых намоткой и малой плотностью. Если рабочая температура ниже 575° С, применяют КМ с повышенной прочностью, используя карбонизованное связующее. Матрицы и пуансоны из обычных сортов графита не могут использоваться при давлениях свыше 3,5 кгс/мм². Изготовление штампов из углеродного КМ позволило увеличить давление до 17,5 кгс/мм².

Свойства материала Carbitex, содержащего графитовые волокна с карбонизованным и графитизированным связующим, приведены в табл. 7 [25].

Таблица 7

Свойства материала Carbitex

Характеристики	Carbitex 500 с карбонизованным связующим	Carbitex 700 с графитизированным связующим
Плотность	1,4	1,42
Предел прочности при сжатии, кгс/мм ²	21,7	10,5
Предел прочности при растяжении, кгс/мм ²	5,2	3,9
Предел прочности при изгибе, кгс/мм ²	10,1	6,3

Для определения высокотемпературных механических свойств КМ типа углерод — углерод исследовались композиции, изготовленные по технологии мокрой навивки малопрочных волокон типа VYB (59 об.%) и высокопрочных типа Thognel 75 (53 об.%). В качестве матрицы и жидкой пропитки использовали каменноугольный пек. Карбонизацию проводили под давлением. Снижение пористости материалов достигалось повторной пропиткой.

Испытания проводили в условиях трехточечного изгиба ($l/d=18$). У исходного материала с волокнами VYB плотность составляла 1,51 г/см³, пористость 4%, у материала с волокнами Thognel 75 1,7 г/см³ и 10% соответственно. Резуль-

таты испытаний приведены на рис. 19. В случае армирования высокопрочными волокнами разрушение вызывалось сдвигом, малопрочными волокнами — разрушением волокон при растяжении.

Небольшое снижение прочности при изгибе при 1000° С и новое повышение при 1500° С наблюдалось в обоих случаях.

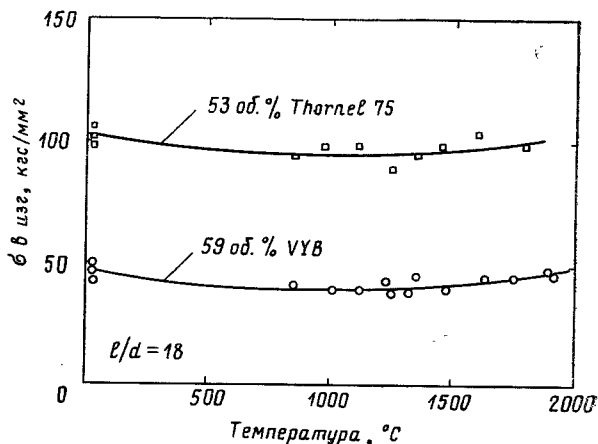


Рис. 19. Зависимость прочности КМ системы углерод—углерод от температуры

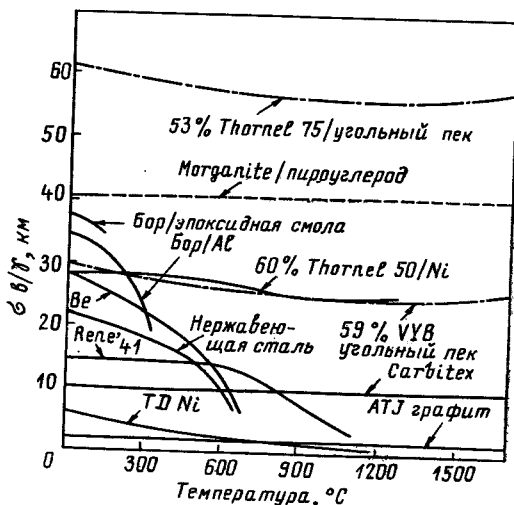


Рис. 20. Зависимость удельной прочности от температуры для ряда КМ и жаропрочных сплавов:

— данные предшествующих и исследователей (1970 г.); ——— данные авторов статьи [26]

Прочность при 2000° С равнялась прочности при комнатной температуре.

На рис. 20 сопоставлены характеристики удельной прочности в широком интервале температур ряда жаропрочных материалов. Данные проведенного исследования показывают превосходство углеродных материалов [26].

С целью изучения возможности повышения механических свойств КМ, а также их аблятивных характеристик было проведено изучение материалов с объемным (трехмерным) армированием. Изучалось влияние геометрии ячейки трехмерного прямоугольного каркаса, диаметра и модуля упругости волокон на аблятивные и термомеханические свойства материала. Технология получения КМ включала до восьми последовательных пропиток каркаса из высокомодульных волокон Thognel 50S и низко модульных GX, обработанных каменноугольным пеком, с графитизацией связующего после каждой пропитки. В табл. 8 и 9 приведены характеристики

Таблица 8

Характеристики исходных и конечных углеродных материалов с трехмерным армированием [23]

Характеристики	Низкомодульное волокно GX*	Высокомодульное волокно Thognel 50 S**		
	A	A	B	C
Плотность, г/см ³				
исходная	0,75	0,638	0,638	0,610
окончательная	1,73	1,9	1,82	1,75
Число пропиток	6	8	8	8
Температура графитизации, °С	2800	2800	2800	2800
Размер ячейки, мм	1,25×1,25×	1,25×1,25×	0,9×0,9×	0,6×0,6×0,9
х—у—z	×3,12	×3,12	×1,25	
Диаметр пряжи, мм	1,57	1,25	0,585	0,356
Плотность волокон, г/см ³	1,5	1,7	1,7	1,7

* Волокно GX с $E=0,4 \cdot 10^4$ кгс/мм²; $\sigma_b=105$ кгс/мм²

** Свойства волокна Thognel 50S см. табл. 1

A—КМ с крупными ячейками

B—КМ со средними ячейками

C—КМ с мелкими ячейками

исходных и конечных материалов и их прочностные показатели.

Аблятивные характеристики определялись в воздушной атмосфере при давлении 44—170 атм.

Испытания показали, что лучшими аблятивными характеристиками и комплексом свойств обладают КМ с каркасом на

Свойства комбинированных материалов с трехмерным армированием [23]*)

Характеристики	Низкомодульные волокна		Высокомодульные волокна			
	А		А		С	
	z	x-y	z	x-y	z	x-y
Плотность, г/см ³	1,69—1,76		1,9—1,91		1,81—1,83	
Предел прочности при растяжении, кгс/мм ²	3,1—5,9	—	7,4—14,7	—	9,8—14,8	—
Модуль упругости кгс/мм ² , 10 ³	1,9—2,8	—	7,5—11,2	—	10,6—13,6	—
Предел прочности при сжатии, кгс/мм ²	8,3—10,6	9,5—11,5	>10,5	—	>13,8	—
Предел прочности при изгибе, кгс/мм ²	3,4—5,05	2,02—2,86	10,6—10,7	—	13,8—14,4	—

* Обозначения см. табл. 8.

основе высокомоульных волокон и с минимальным размером ячейки. В то время как аблятивные свойства зависят в большей степени от размера ячейки, прочностные свойства зависят от модуля упругости волокон. Максимальная относительная деформация при разрыве не чувствительна к типу волокна [23].

Прочность волокнистых КМ со связкой из пироуглерода зависит от размера пор, их формы, распределения объема волокнистой фракции, ориентации волокон, их прочности, адгезии волокон к матрице. Стандартный изотермический процесс пропитки волокон заключается в осаждении пироуглерода на горячие волокна в процессе пиролиза метана, пропускаемого через пористую основу. Скорость осаждения углерода зависит от температуры, давления, концентрации метана. По мере роста диаметра волокон пространство между волокнами уплотняется до практического предела. Основные трудности этого метода заключаются в образовании поверхностной корки и пор типа закупоренной бутылки. Чтобы добиться пропитки внутренних слоев и свести к минимуму коркообразование, требуется тщательно отработанный технологический процесс. Фирмой Super Temp Co. (США) проводилось исследование КМ содержащего волокна диаметром 2,5—22 мкм с $l/d > 10^4$. Волокна использовались для получения войлока и тканей.

Объем волокон колебался от 4,4 до 69,3 об.%. КМ с содержанием свыше 80 об. % волокон практически невозможно связать, а низкое содержание волокон не вызывает достаточ-

ного упрочнения. Наибольшее практическое значение имеют КМ с тканым армированием при концентрации УВ 30—50 об.%. Плотность волокон обычно $1,5 \text{ г/см}^3$, пироуглерода $2,1 \text{ г/см}^3$. Используемый войлок имеет начальную плотность $0,1 \text{ г/см}^3$. Экспериментально полученная плотность КМ достигала $1,95 \text{ г/см}^3$ (теоретическая 2,06).

Испытывались КМ с основой из карбонизованного или графитизированного вискозного или шерстяного войлока под торговой маркой RPG и войлока из волокон, полученных из нефтяного пека (фирма Kugeha Coгр., Япония). Основу второй группы КМ составляли объемные ткани с различным рапортом переплетения из вискозной пряжи, подвергавшиеся карбонизации, а также ткани из углеродной пряжи. Третью группу составляли КМ, полученные выкладкой слоев карбонизованной и графитизированной ткани сатинового переплетения.

Карбонизованное состояние определялось температурой обработки до 1094°C , графитизированное — температурой 2980°C . Готовые материалы были испытаны на изгиб, на межслоевой срез, на ударную вязкость по Изоду. Схема ориентации волокон в образцах представлена на рис. 21 (а, б, в).

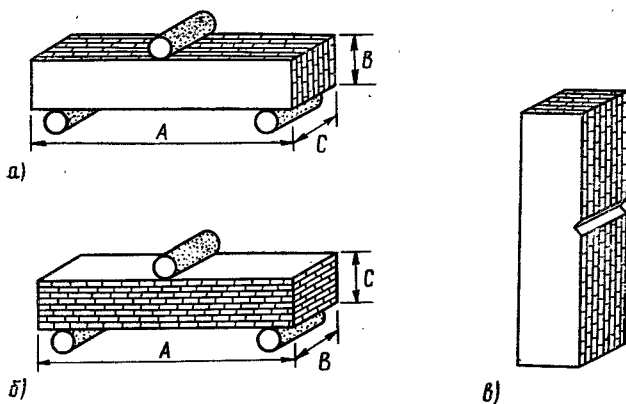


Рис. 21. Ориентация волокон в образцах КМ системы углерод—пироуглерод:

а) нагрузка параллельна слоям; б) нагрузка перпендикулярна слоям; в) образец для испытаный на удар по Изоду; слои ориентированы вдоль длинной оси образца

Результаты определения механических свойств исследованных материалов приведены в табл. 10.

Из анализа приведенных данных следует, что прочность при изгибе пропитанного вискозного войлока падает от $7,7 \text{ кгс/мм}^2$ в карбонизованном состоянии до $4,9 \text{ кгс/мм}^2$ после графитизации, прочность при межслоевом срезе от $4,2$ до

Механические свойства комбинированных материалов системы
углерод—пироуглерод [27, 28, 29]

Материал основы	Плотность		Содержание волокон		Предел прочности при изгибе $\sigma_{изг}$, кгс/мм ² , а)	Прочность при межслоевом срезе, кгс/мм ²	Ударная вязкость по Изоду кгс·м на 1 см над-реза
	до пропитки, г/см ³	после пропитки, г/см ³	об. %	вес. %			
Вискозный войлок, карбонизованный	0,134	1,8	8,4	7,4	7,7	4,2	0,0223
Вискозный войлок, частично графитизированный (2090°С, 2 ч)	0,134	1,76	8,6	7,6	7,0	6,8	0,0246
Вискозный войлок, графитизированный (графитизация при 2980°С, 2 ч)	0,134	1,8	8,9	7,4	4,9	—	0,026
Войлок из нефтяного пека, карбонизованный.	0,054	1,63	3,4	3,3	3,7	4,35	0,0425
Объемная карбонизованная вискозная ткань. Рапорт переплетения из двух вертикальных и 14 горизонтальных рядов, соединенных интерлочным переплетением	0,367	1,64	22,9	22,4	11,5	11,3	—
Объемная карбонизованная вискозная ткань. Рапорт переплетения из трех вертикальных и 19 горизонтальных рядов, соединенных интерлочным переплетением	0,402	1,69	25,1	23,8	9,5	8,0	—

Объемная ткань из углеродной пряжи типа VUB70-1/2. Рапорт переплетения из пяти вертикальных и множества горизонтальных рядов, соединенных ингерлочным переплетением	0,493	1,26	30,8	39,1	3,17	2,08	1,9	0,018a) 0,02756)
	0,7	1,52	44,0	46	14,7	9,6	—	—
Объемный тканый блок двухрядный из карбонизованной пряжи типа GX-2	0,504	1,63	33,6	30,9	17,2	12,9	2,8	0,0505
	0,678	1,53	45,2	44,3	15,9	13,3	2,7	0,0405
	0,717	1,64	47,8	43,7	15,9	12,5	—	—
	0,842	1,49	56,1	56,5	15,1	12,7	2,87	0,054
	1,04	1,47	69,3	70,7	16,8	10,5	—	—
Карбонизованная ткань типа GSCC-8 фирмы Carboquimp, 8 ремизная сатинового переплетения. Выкладка слоев	0,505	1,55	33,7	32,6	10,3	6,1	0,96	0,053

а) — нагрузка параллельна ориентации слоев;

б) — нагрузка перпендикулярна ориентации слоев.

1,75 кгс/мм² [27]. Присутствие пустот, образовавшихся в точках пересечения волокон, ведет к снижению прочности. Более тонкий двухслойный материал имел меньше пустот после пропитки и потому обладал наиболее высокой прочностью. С увеличением числа вертикальных рядов прочность падает. Материал с объемной структурой при объеме волокнистой фракции 44% был пропитан до плотности 1,52 г/см³ и имел предел прочности при изгибе 14,7 кгс/мм². После сжатия этого материала межцентровые расстояния волокон уменьшились, произошло заполнение пустот волокнами и пироуглеродом, что привело к увеличению плотности до 1,8 г/см³. При испытании материала, полученного выкладкой слоев ткани, установлено, что материал с максимальной исходной плотностью (1,04 г/см³) имел самую низкую плотность после пропитки (1,47 г/см³). Верхний предел плотности для пропитки материала, содержащего выше 55 об. % волокон, лежит в пределах 1,5 г/см³. Материал, содержащий менее 55 об. % волокон, после пропитки имел плотность 1,64 г/см³ (47,8 об. % волокон). При содержании волокон 33 об. % наблюдается высокая пористость, при содержании волокон 69,3 об. % поры мелкие, равномерно распределенные, но их пропитка затруднена.

Максимальный предел прочности при изгибе 17,2 кгс/мм² был получен при содержании волокна 33,6 об. % при приложении нагрузки в направлении, параллельном слоям и 12,9 кгс/мм² в направлении, перпендикулярном ориентации слоев [27, 28, 29].

VI. ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ

С освоением технологии производства углеродных волокон начались работы в области изучения возможностей их практического использования как составляющих КМ. В 1969 г. в США было использовано ~1500 кг углеродных волокон, преимущественно в исследовательских лабораториях. В 1970 г. эта цифра выросла примерно до 5000 кг.

Первые исследования были связаны с возможностью использования КМ с углеродными волокнами в авиакосмической технике.

Начиная с 1971 г. развернулись работы по изучению возможностей их применения в других отраслях техники. Ожидается, что начиная с 1975 г. доля КМ на основе углеродных волокон займет значительное место среди других перспективных материалов. Ожидаемый рост потребления углеродных волокон в авиакосмической и других отраслях промышленности виден из рис. 22. Основным ограничением широкого

внедрения углеродных волокон является их высокая стоимость, определяющаяся длительностью и трудоемкостью процесса получения волокон. Стоимость промышленных волокон,

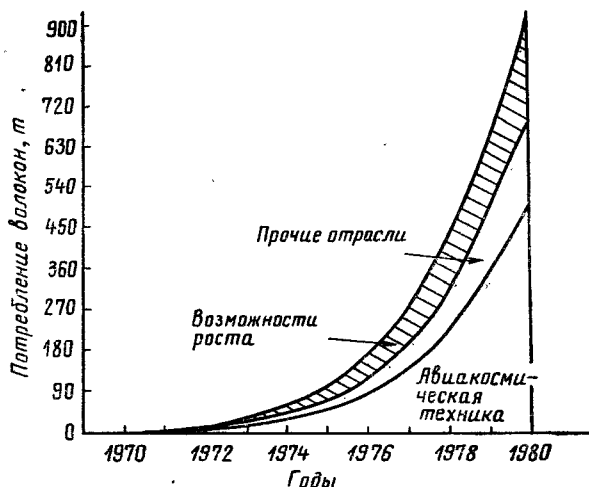


Рис. 22. Ожидаемое потребление углеродных волокон

однако, непрерывно понижается. Ожидаемая тенденция снижения стоимости графитовых волокон показана на рис. 23.

Большое внимание, которое уделяется изучению КМ на основе углеродных волокон, объясняется не только их высокой механической прочностью, но и другими преимуществами по сравнению с обычными конструкционными материалами.

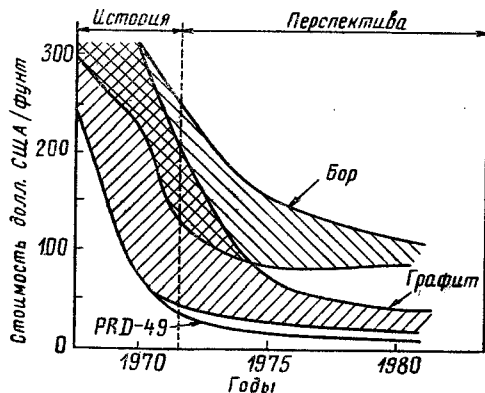


Рис. 23. Ожидаемые тенденции изменения стоимости высокомодульных волокон

Среди этих преимуществ можно отметить следующие:

- 1) большая жесткость при малой плотности;
- 2) высокая усталостная прочность (предел выносливости на базе 10^7 циклов составляет $0,7 \sigma_b$);
- 3) низкий коэффициент термического расширения (до отрицательного);
- 4) коэффициент демпфирования, в 5 раз больший, чем у стали.

Первыми потребителями КМ на основе углеродных волокон были авиационная и авиакосмическая промышленность, так как именно эти отрасли промышленности предъявляют наибольшие требования к малой плотности, высокой прочности и жесткости материалов.

Первыми деталями, выполненными из АУВП, были лопасти вентилятора двигателя Rolls-Royce RB. 211. Широким фронтом ведется изучение возможностей использования углепластиков для изготовления лопастей ротора вертолетов, элементов жесткости крыльев, лонжеронов, элеронов, триммеров, элементов фюзеляжа. Предварительные исследования дали положительный эффект. Благодаря использованию новых материалов возможно снижение веса этих деталей на 25—45 %.

Особенно перспективно использование углепластиков для изготовления лопастей вертолетов, работающих на изгиб и на кручение. Ориентация волокон вдоль ведущей кромки увеличивает сопротивление изгибу, а перекрестное армирование под соответствующим углом увеличивает сопротивление крутящему моменту. При равной прочности и жесткости со стальной лопастью вес лопасти из углепластика будет на 40 % ниже.

Важным преимуществом для данной области применения является также высокая усталостная прочность углепластиков. Использование АУВП позволяет также значительно снизить вес бортового оборудования. Телескопическая кабина для радарной установки, устанавливаемой на вертолете, изготовленная из АУВП, имела вес 453 кг (без электронного оборудования). Вес кабины из обычных материалов был на 90 кг больше.

Фирма Goodrich изучала возможность изготовления авиационных тормозов из КМ системы углерод — углерод. Тормоз из углеграфитового материала сохраняет прочность до 1090°C . Вес каждого тормоза на 30 кг меньше, чем из ранее применявшихся материалов. Фирма занимается изготовлением тормозов для самолета Douglas F-15 и бомбардировщика B-1.

Корпорация British Aircraft изучает также возможности использования элементов из легких сплавов в сочетании с углепластиками. Покрытие балок из легких сплавов полоса-

ми из углепластиков позволяет значительно увеличить жесткость и прочность конструкций.

При наклейке с одной стороны на алюминиевый лист толщиной 1 мм препрега из АУВП толщиной 0,1 мм прочность на изгиб и модуль упругости полосы увеличиваются в 2 раза.

Некоторые специалисты считают, что с помощью углепластиков к концу 70-х годов смогут быть построены самолеты, вес которых составит половину существующих. В спутниках экономия веса может достичь 40%.

Особый интерес АУВП представляют для изготовления деталей, подвергаемых высоким центробежным нагрузкам, например лопаток компрессоров, лопаток паровых турбин и т. д. Это определяется следующими преимуществами АУВП:

- 1) большие частоты собственных колебаний (зависящие от $\sqrt{E/\gamma}$) определяют большую надежность;
- 2) низкие растягивающие напряжения от центробежных нагрузок позволяют повышать скорости вращения;
- 3) простота изготовления;
- 4) меньшее повреждение окружающих деталей в случае разрыва лопатки.

Лопатки компрессоров из АУВП находят практическое применение. Перспективно использование АУВП для изготовления лопаток ступеней низкого давления паровых турбин. При этом меньше повреждения турбины при разрыве лопатки, проще изготовление и монтаж. Другой интересной областью возможного применения углеродных материалов являются бандажные кольца турбогенераторов. На них действуют высокие растягивающие и изгибные нагрузки, причем деформации практически недопустимы. В настоящее время их изготавливают из немагнитных аустенитных сталей.

При частоте вращения 3000 об/мин 65% нагрузки обусловлено собственным весом колец.

Для генераторов мощностью 1300—1500 МВт и частоте вращения 3600 об/мин изготовление бандажных колец из металлических материалов представляет большие трудности.

Использование АУВП для колец турбогенераторов представляет потенциальный интерес благодаря их усталостной прочности, простоте изготовления, коррозионной стойкости и немагнитным свойствам. Использование метода намотки и ручной выкладки препрегов позволит изготовить толстостенные кольца большого диаметра.

Потенциальные возможности заключаются в применении АУВП для изготовления вращающихся элементов высокоскоростных центрифуг, частота вращения которых достигает 75 000 об/мин при ускорениях 400 000 g. Такие газовые центрифуги, предназначенные для обогащения урана, проходят испытания в США и Европе. Из-за возникающих под действием

центробежных сил тангенциальных напряжений при использовании современных материалов невозможно допускать окружные скорости, превышающие 400—500 м/с. При использовании АУВП теоретически допустимы скорости до 800—950 м/с.

Использование маховиков для накопления энергии ограничивается допустимыми скоростями вращения, так как удвоение скорости вращения приводит к четырехкратному увеличению накапливаемой энергии. Большинство материалов, включая высокопрочную сталь, не допускает высокие скорости вращения, так как их масса способствует возникновению центробежных сил, вызывающих саморазрушение. Повышенная удельная прочность АУВП может привести к значительному повышению способности к накоплению энергии.

С точки зрения увеличения жесткости элементов автомобилей перспективы использования АУВП очень многообещающие. АУВП могут использоваться для кузовов и шасси, соединительных стержней и толкателей поршневых двигателей, высокооборотных валов.

В гоночной машине типа Lola Mark 3В было проведено упрочнение элемента кузова, выполненного из стеклопластика, тканью из высокомолекулярного графитового волокна. При весе графитовой ткани 3% от веса элемента кузова снижение веса кузова составило ~20% при большей жесткости и устойчивой долговечности.

Большие перспективы связаны также с использованием АУВП для изготовления самосмазывающихся подшипников и зубчатых колес, глубоководных аппаратов и т. д. Различные сосуды давления, трубы и емкости также смогут быть изготовлены из АУВП.

В табл. 11 приведено сопоставление эффективности использования углеродных волокон и стекловолокна для сосудов давления, получаемых намоткой, по показателю pV/Q , где p — давление, вызывающее разрушение сосуда, V — объем сосуда, Q — вес армирующего волокна в сосуде.

Таблица 11

Армирующее волокно	pV/Q , км
Стекловолокно	22,2
Thornel 75S	23,1
Thornel 400	35,6

Из приведенных данных следует, что при использовании жестких волокон Thornel 75S не наблюдается особого упрочнения по сравнению со стекловолокном, однако волокно Thornel 400 дает значительные преимущества.

АУВП уже используются для изготовления высокоскоростных деталей текстильных машин; изготовление рамок ремизки ткацкого станка из АУВП позволило увеличить скорости на 50% [1, 5, 28—30].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренный материал свидетельствует о большом внимании, которое уделяется зарубежными фирмами изучению свойств и возможностей внедрения в технику углеродных материалов. Высокая прочность и жесткость углеродных волокон привлекает в настоящее время внимание не только предприятий, связанных с аэрокосмической техникой. Изучается возможность их внедрения в самые разнообразные отрасли техники. По мере совершенствования технологии получения углеродных волокон и соответствующего снижения их стоимости можно ожидать их широкого применения как заменителя стекловолокна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Künzli Max. Kohlenstoffaserverstärkte, hochfeste Kunststoffe und ihre Anwendungsmöglichkeiten. «Schweiz. Arch.», 1972, 38, № 4, 129—138 (нем.) (РЖ*, 1972, 8.48.177)
2. Fitzer Erich, Fiedler Arnold Kurt, Müller Dieter Jürgen. Endlose Kohlenstoff-Fasern aus Polyacrylnitril. «Chem.-Ing.-Techn.», 1971, 43, № 18, 1022—1027, A1279 (нем.; рез. англ. франц.) (РЖ «Легкая промышленность», 1972, 2Б35)
3. Le Maistre C. W. Carbon fibres—their structure, properties and applications. «Metals Austral.», 1973, 5, № 2, 51—53 (англ.) (РЖ, 1973, 11.48.128)
4. Mimeoant V. J. Carbon fiber composites: effect of fiber oxidation on composite behavior. «Fibre Sci. and Technol.», 1971, 3, № 4, 273—283 (РЖ, 1972, 8.48.178)
5. Simon Robert A. Graphite fiber composites at cryogenic temperatures. «26th Annu. Conf. Reinforc. Plast. Compos. Div. Proc. Washington, D. C., 1971», New York, N. Y., 1971, 13C/1—13C/10 (англ.) (РЖ, 1972, 6.48.188)
6. Норита Тоситакэ, Синдзэ Киёкадзу, Накао Мицуру, Мацуп Дзюньити. [Торэ к. к.]. Поверхностная обработка углеродных волокон. Япон. пат. кл. 42E0 (C 01 b), № 24978, заявл. 9.04.70, опубл. 8.07.72 (РЖ, 1973, 7.48.129 П)
7. Overhoff D. Kohlenstoffäden und deren Verwendung in Verbundwerkstoffen. «Haus Techn. Vortragsveröff.», 1972, № 298, 40—44 (нем.) (РЖ, 1973, 5.48.194)
8. Gray J. Carbon fibre—a practical approach. «Manchester Assoc. Eng. Trans. Sess., 1971—1972», Manchester, 1972, 2/1—2/16 (англ.) (РЖ, 1973, 8.48.114)
9. Phillips L. N. Carbon fibres for engineering applications. Part 1. Carbon fibres. Part 2. The introduction of carbon fibre reinforced pla-

* РЖ—Реферативный журнал «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод», за которым следует год издания, номер выпуска, индекс выпуска и номер реферата.

- stics as a new engineering material. «Proc. Inst. Mech. Eng., 1970—1971. Vol. 185. Part 1». London, 1972, 783—792, 793—806 (англ.) (ПЖ, 1973, 4.48.189—4.48.190)
10. Hill James E., Goan John C., Prescott Roger. Properties of pultruded composites containing high modulus graphite fibers. «SAMPE Quart.», 1973, 4, № 2, 21—27 (англ.) (ПЖ, 1973, 7.48.136)
 11. Whitney I. Hyfil Limited. The manufacture of Hyfil carbon fibre. «Composites», 1973, 4, № 3, 101—104 (англ.) (ПЖ, 1973, 11.48.129)
 12. Harris Bryan. The strength of fibre composites. «Composites», 1972, 3, № 4, 152—167 (англ.) (ПЖ, 1972, 12.48.216)
 13. Harakas N. K., Daniels B. K., Fincke J. K. Mechanical properties of graphite fiber/epoxy resin composites. «26th Annu. Conf. Reinforc. Plast. Compos. Div. Proc., Washington, D. C., 1971». New York, N. Y., 1971, 8E/1—8E/10 (англ.) (ПЖ, 1972, 5.48.161)
 14. Chiao T. T., Moore R. L., Walkup C. M. Graphite fiber/epoxy composites. «SAMPE Quart.», 1973, 4, № 4, 7—12 (англ.) (ПЖ, 1973, 12.48.172)
 15. Sutckey J. M., Scheck W. G. Development of graphite/polyimide composites. «SAMPE Quart.», 1972, 3, № 4, 22—29 (англ.) (ПЖ, «Ракетостроение», 1973, 2.41.182)
 16. Grünthaler K.-H., Janes S., Nixdorf J. Fasern und Fäden sowie die Herstellung und die Eigenschaften von Faserverbundwerkstoffen. «Haus Techn. Vortragsveröff», 1972, № 298, 15—32 (нем.) (ПЖ, 1973, 5.48.189)
 17. Baker A. A., Braddick D. M., Jackson P. W. Fatigue of boron-aluminium and carbon-aluminium fibre composites. «J. Mater. Sci.», 1972, 7, № 7, 747—762 (англ.) (ПЖ, 1972, 12.48.220)
 18. Sarian S. Elevated temperature stability of carbon-fibre, nickel-matrix composites: morphological and mechanical property degradation. «J. Mater. Sci.», 1973, 8, № 2, 251—260 (англ.) (ПЖ, 1973, 8.48.122)
 19. Sambell R. A. J., Bowen D. H., Phillips D. C. Carbon fibre composites with ceramic and glass matrices. Part I. Discontinuous fibres. «J. Mater. Sci.», 1972, 7, № 6, 663—675 (англ.) (ПЖ, 1972, 11.48.153)
 20. Sambell R. A. J., Briggs A., Phillips D. C., Bowen D. H. Carbon fibre composites with ceramic and glass matrices. Part 2. Continuous fibres. «J. Mater. Sci.», 1972, 7, № 6, 676—681 (англ.) (ПЖ, 1972, 11.48.154)
 21. Phillips D. C., Sambell R. A. J., Bowen D. H. The mechanical properties of carbon fibre reinforced Pyrex glass. «J. Mater. Sci.», 1972, 7, № 12, 1454—1464 (англ.) (ПЖ, 1973, 6.48.234)
 22. Levitt S. R. High-strength graphite fibre/lithium aluminosilicate composites. «J. Mater. Sci.», 1973, 8, № 6, 793—806 (англ.) (ПЖ, 1973, 11.48.134)
 23. Kratsch K. M., Schutzler J. C., Eitman D. A. Carbon-carbon 3-d orthogonal material behavior. «AIAA Paper», 1972, № 365, 13pp. ill. (англ.) (ПЖ, 1972, 11.48.152)
 24. Naum R. G., Jun C. K., Shaffer P. T. B. Thermal expansion of carbon—carbon composites as a function of temperature and orientation. «Therm. Expans.—1971. 3rd AIP Symp., Corning, N. Y., 1971». New York, 1972, 279—286 (англ.) (ПЖ, 1973, 1.48.167)
 25. Wise D. C., Trask R. B. Graphite composite dies: an answer to hot pressing problems. «Ceram. Age», 1972, 88, № 9, 20—22 (англ.) (ПЖ «Воздушный транспорт», 1973, 3A255)
 26. Fitzer E., Terwiesch B. High-temperature strength of carbon—carbon composites up to 2000° C. «High Temp.-High Pressur.», 1972, 4, № 3, 359—362 (англ.) (ПЖ, 1973, 7.48.134)
 27. Bauer D. W., Kotlensky W. V. Relationship between structure

- and strength for CVD carbon infiltrated substrates. «SAMPE Quart.», 1972, 4, № 1, 24—38 (англ.) (РЖ, 1973, 5.48.214)
28. Bauer D. W., Kottlensky W. V. Relationship between structure and strength for CVD carbon infiltrated substrates. II. Three dimensional woven, tufted and needled substrates «SAMPE Quart.», 1973, 4, № 2, 10—20 (англ.) (РЖ, 1973, 7.48.135)
 29. Bauer D. W., Kottlensky W. V. Relationship between structure and strength for CVD carbon infiltrated substrates. III. Fabric lay-up substrates. «SAMPE Quart.», 1973, 4, № 3, 10—17 (англ.) (РЖ, 1973, 10.48.139)
 30. Jordan C. E., Kuebeler G. C. High performance, fiber-reinforced composites for industrial applications. «Pap. ASME», 1972, № DE—9, 5pp., ill. (англ.) (РЖ, 1973, 1.48.164)
 31. Niederstadt G., Däppen W. Verarbeitungs- und Festigkeitsfragen von kohlenstoffaserverstärkten Kunststoffen (KFK). «Kunstst.—Rdsch.», 1973, 20, № 7, 353—359 (нем.) (РЖ 1973, 12.48.171)
 32. PRD-49 reinforcing fibre. «Eng. Mater. und Des.», 1972, 16, № 3, 20—21 (англ.) (РЖ «Воздушный транспорт», 1973, 4A274)
-

СВЕРХПЛАСТИЧНОСТЬ МЕТАЛЛОВ

ВВЕДЕНИЕ

Явление сверхпластичности металлов известно с 1928 г., однако использование этого явления в промышленности началось в последние десятилетия. Термин «сверхпластичность» введен в техническую литературу А. А. Бочваром и З. А. Свицерской. Под сверхпластичностью понимается явление резкого увеличения показателей пластичности и снижения сопротивления деформации при определенных условиях нагружения. Так, например, мягкая сталь, деформированная в обычных условиях, имеет удлинение 25—30%, деформированная в условиях сверхпластичности — несколько сотен процентов. Некоторые сплавы могут быть вытянуты с удлинением 1000—2000%. При испытаниях на растяжение в условиях сверхпластичности на образцах отсутствует зона локализации деформации, так называемая шейка. Различают два вида сверхпластичности: пластичность при превращении (*transformation plasticity*) и изотермическая или микроразеренная пластичность (*fine grain plasticity*). Первый вид наблюдается при деформировании полиморфных металлов или сплавов, испытывающих при определенных температурах фазовое превращение, вблизи температуры перехода с применением термоциклирования или в изотермических условиях, второй — при деформировании двух- и многофазных сплавов в диапазоне температур (0,5—0,85) $T_{пл}$ ($T_{пл}$ — температура плавления, град. К) при постоянной температуре в отсутствие фазовых превращений. Наибольшее количество исследований связано со вторым видом сверхпластичности [1].

1. СВЕРХПЛАСТИЧНЫЕ СПЛАВЫ

Сверхпластичность может быть оценена с помощью следующего комплекса критериев:

- 1) тип сверхпластичности данного материала;

2) характеристика микроструктурного состояния (чистый металл, двух- или многофазный сплав, содержание второй фазы и т. д.);

3) ресурс деформационной способности, достигаемый при данной схеме напряжения (δ , ψ и т. д.);

4) действующие напряжения (истинные и условные напряжения разрушения) в заданных температурно-скоростных условиях;

5) чувствительность к изменению скорости деформации [2].

Между скоростью течения при деформировании $\dot{\epsilon}$ и приложенным напряжением σ существует зависимость: $\sigma = K \cdot \dot{\epsilon}^m$, где K — коэффициент пропорциональности; σ — приложенное напряжение; $\dot{\epsilon}$ — скорость течения при деформировании; а m — коэффициент, учитывающий чувствительность напряжения пластического течения к скорости деформирования.

Коэффициент m обычных металлов и сплавов изменяется в пределах 0,1—0,2; идеально вязкие материалы (горячее стекло) имеют $m=1$, следовательно, сверхпластичное состояние рассматривается как промежуточное между свойствами обычных металлов и абсолютно вязких материалов. В этих условиях $m \cong 0,4—0,8$.

На рис. 1 показана зависимость напряжения течения σ от скорости деформирования $\dot{\epsilon}$ ($10^{-5}—10^{-1} \text{ с}^{-1}$) для матери-

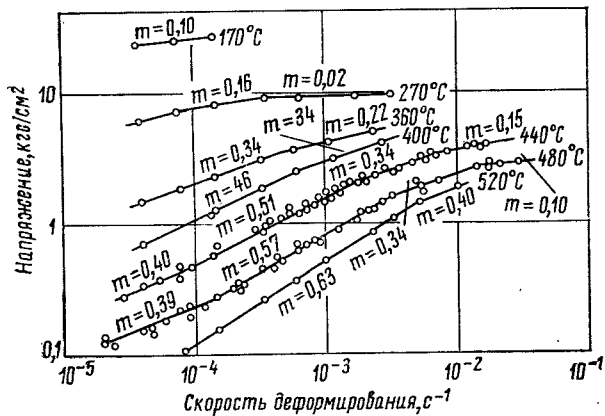


Рис. 1. Влияние скорости деформирования на напряжение течения сплава Al—33% Cu

ала Al+33% Cu в интервале температур 170—520° С. На полученных кривых указаны значения m для различных условий испытания ($m=0,02—0,63$).

На рис. 2 полученные результаты обобщены в виде зависимости коэффициента m от отношения $T/T_{пл}$ (T — температура деформирования град К, $T_{пл}$ — температура плавления

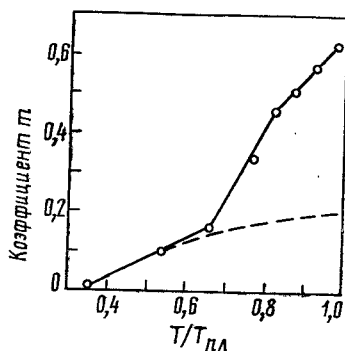


Рис. 2. Зависимость $T/T_{пл}$ от коэффициента m

ния) при скорости деформирования $\dot{\epsilon} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$. Характер зависимости коэффициента m от скорости деформирования $\dot{\epsilon}$ и величины зерна при температуре 270°C виден из рис. 3 [3]. Основной предпосылкой для проявления сверхпластич-

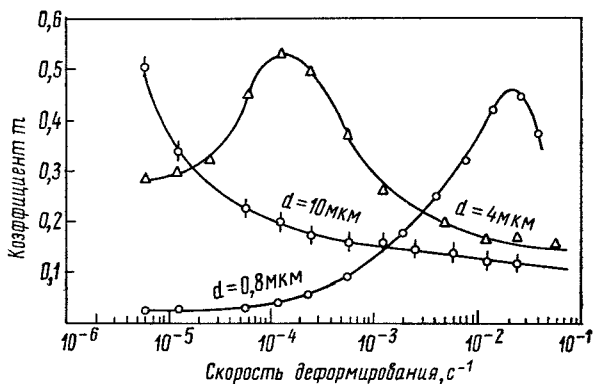


Рис. 3. Влияние скорости деформирования на коэффициент m

ности является метастабильное состояние структуры, зависящее от условий отливки, закалки, т. е. от степени дисперсности структуры, пересыщения твердого раствора. Необходимым условием проявления сверхпластичности являются

также наличие (и сохранение) высокой мелкозернистой структуры с размерами зерен 1—3 мкм и оптимальной температуры деформации, составляющей (0,5—0,8) $T_{пл}$ [4]. Для обеспечения сверхпластичности необходимо не только наличие исходной мелкозернистой структуры, но и тщательный контроль за проведением процесса деформации без укрупнения зерна [5, 6]. Однако при проявлении сверхпластичности при фазовом превращении размеры зерна не оказывают существенного влияния на деформируемость. Оптимальная скорость деформации, при которой достигаются наивысшие характеристики пластичности, является важным показателем, который должен быть определен для каждого материала. Величина этой скорости зависит как от химического состава сплава, так и от его структуры. Максимум сверхпластичности смещается в сторону больших скоростей деформации с уменьшением величины зерна (см. рис. 3). Применение малой скорости деформации для использования эффекта сверхпластичности — один из недостатков методов обработки сверхпластичных сплавов давлением.

В последние 5 лет проведено тщательное изучение большого количества сплавов с целью определения условий, вызывающих явление сверхпластичности. Исследованы сплавы: Zn—Al; Al—Cu; Pb—Sn; Ti—Al—V; Ti—Al—Sn; Ti—Al—O₂; Zircaloy-4; Ni—Fe—Cr—W—Re; Mg—Zn—Zr; Mg—Al. Ti и др.

В таблице 1 приведены показатели сверхпластичности для ряда двухфазных сплавов.

Таблица 1

Показатели сверхпластичности двухфазных сплавов [3]

Материалы	Удлинение, %	Температурный интервал проявления сверхпластичности, °С	Размер зерна, мкм	Коэффициент m	Скорость деформирования $\dot{\epsilon}$ (с ⁻¹) при $m \geq 0,3$
Al—33% Cu	1000	400—530	1—7	0,5—0,8	$6 \cdot 10^{-2}$
Mg-6 Zn-0,6 Zr	1000	270—310	0,5	0,6	$5 \cdot 10^{-2}$
Mg-39% Al	2100	350—400	2	0,8	$2 \cdot 10^{-1}$
Zn-22% Al	1500	250	0,5	0,7	1
Сталь низколегированная	400	800—900	2	0,65	10^{-2}
Ni—Cr—Fe	1000	810—980	1—3	0,5	$8 \cdot 10^{-2}$
Ti-6% Al-4% V	1000	800—1000	7	0,8	$5 \cdot 10^{-3}$
Cu-9,5% Al-4% Fe	720	300	10	0,6	$7 \cdot 10^{-3}$

Не все исследованные сплавы, обладающие сверхпластичностью, нашли промышленное применение. Особый интерес представляют сплавы системы Zn—Al, из которых в состоянии сверхпластичности изготавливают панели кузовов

автомобилей и холодильников более сложной формы, чем это возможно в случае применения обычных материалов.

Среди сверхпластичных сплавов наиболее изучены и применяются в технике сплавы системы $Zn-Al$ (среди них сплавы с 21—29% Al). Условия наступления сверхпластичности: температура 250—275°С; $\dot{\epsilon}=10^{-4}c^{-1}$. В интервале составов от 75 до 81% Zn сплавы с высокими показателями сверхпластичности обладают и весьма высокими механическими свойствами при комнатной температуре, не уступающими свойствам многих сплавов, применяемых для глубокой вытяжки. После термической обработки, имитирующей режим пневмоформования, сплавы, содержащие 75-81% Zn , имеют $\sigma_b=26-30$ кгс/мм². Нормализация с нагревом до 350°С и охлаждением листов на воздухе повышает предел прочности указанных сплавов до 38—44 кгс/мм² при относительном удлинении не ниже 8—10%. Из механических свойств важнейшими для сверхпластичных сплавов являются напряжения течения (физический предел текучести) и относительное удлинение. Максимальную пластичность при 250°С ($\delta=1600\%$) имеет сплав $Zn-29\%$ Al , подвергнутый закалке и последующему старению при 250°С 1 ч [7].

Интересно отметить, что при исследовании демпфирующей способности эвтектоидного сплава $Zn-22\%$ Al было установлено, что максимальное демпфирование наблюдается в диапазоне температур, совпадающем с диапазоном наибольшей сверхпластичности, а именно при 200—276°С. В качестве возможного объяснения высокого демпфирования сплава предложен механизм обратного скольжения границ зерен [8].

Фирма New Jersey Zinc разработала три типа сплавов системы $Zn-Al$: Super Z 200, Z 300 и Z 400. При комнатной температуре эти сплавы по своим механическим показателям превосходят некоторые пластмассы (акрилонитрилбутадиенстирол), алюминиевые сплавы и латуни. Сплавы Super подобно пластмассам поддаются глубокой вытяжке, формовке с растяжением. В таблице 2 сопоставлены механические свойства сплавов Super и других конструкционных материалов [9, 10].

В условиях длительного нагружения при комнатной температуре сплавы Super Z так же, как и пластмассы, подвержены ползучести, так как комнатная температура является для них относительно высокой по отношению к их температуре плавления. Поэтому такие показатели механических свойств, как предел прочности и текучести, полученные при стандартных испытаниях, не могут служить надежными расчетными критериями. Выбор допускаемых напряжений проводится на основании характеристики ползучести. Деформа-

ция ползучести не должна вызвать заметных повреждений детали в процессе эксплуатации.

В работе [11] описаны методика и приведены результаты испытаний на ползучесть сверхпластичного сплава $Zn - 29\% Al$. Сопротивление ползучести определяли при одноосном напряженном состоянии (изгиб) и при двухосном напряженном состоянии, имитирующем поведение штампованных деталей автомобилей при эксплуатации в условиях ползучести. В результате 10 000-часовых испытаний установлено, что метод двухосного напряженного состояния дает более высокие значения напряжений, выдерживаемых сплавом до наступления высокоскоростной стадии ползучести, чем метод одноосного напряженного состояния. Поэтому для определения склонности сплавов $Zn - 29\% Al$ к ползучести рекомендуется более простой метод испытания на изгиб. Допускаемые напряжения для сплавов типа $Zn - 22 Al$ выбираются по рекомендациям ASME, согласно которым максимально допускаемое рабочее напряжение должно соответствовать минимальному из следующих величин: 1) $1/4 \sigma_b$; 2) $2/3 \sigma_t$, 3) напряжению, вызывающему скорость установившейся ползучести $0,01\%$ за 1000 ч ($\sigma_{0,01\% / 1000}$).

В таблице 2 сравниваются допускаемые напряжения для сверхпластичных сплавов Super-Z, акрилонитрилбутадиенстирола, алюминиевых сплавов и латуни. Сопротивление ползучести прокатанного сплава Super-Z 200 невелико, однако при применении специальной термообработки, вызывающей укрупнение зерна, сопротивление ползучести может быть увеличено более чем в 8 раз. У двух других сверхпластичных сплавов (Super-Z 300 и Super-Z 400) в прокатанном состоянии показатели сопротивления ползучести в 3 раза выше, чем у акрилонитрилбутадиенстирола и соответствуют показателям отожженных алюминиевых сплавов и латуней. После отжига и охлаждения на воздухе сопротивление ползучести сверхпластичных сплавов Super-Z-300 и Z-400 увеличивается более чем в 2 раза, и эти сплавы вполне могут конкурировать с алюминиевыми сплавами и латунями.

Таким образом, после окончания процесса формования простая термообработка лишит сплавы свойств сверхпластичности и повысит их прочность и сопротивление ползучести.

Условия формования с приложением сжимающих напряжений для сплавов Super-Z не сложны. Низкие напряжения течения при t -ре $300^\circ C$ (около 70 кгс/см^2 при скорости деформации 1 мин^{-1}) и отсутствие деформационного упрочнения определяют низкие давления формования. Инструмент и обрабатываемый лист необходимо лишь выдерживать при температуре $260 \pm 10^\circ C$ до окончания формования.

Давление формования составляет $70 - 350 \text{ кгс/см}^2$, и мно-

Сравнительная таблица свойств сверхсплавов Super и других конструкционных материалов [9]

Материалы	Состояние	σ_B , кгс/мм ²	$\sigma_{0,2}$, кгс/мм ²	δ , %	Максимальные допускаемые напряжения, кгс/мм ²		
					$\sigma_{0,01\%}/1000$	2/3 σ_T	1/4 σ_B
Super Z 200*)	катаное	19,6	16,1	98	0,12	—	—
	отожженное и охлажденное на воздухе	35,0	31,5	13	1,15	—	—
Super Z 300*)	катаное	31,5	25,9	27	21,1	—	—
	отожженное и охлажденное на воздухе	40,6	35,0	11	4,2—4,9	—	—
Super Z 400*)	катаное	50,4	42,7	15	2,2	—	—
	отожженное и охлажденное на воздухе	49,7	42,7	7	5,6—7,0	—	—
АВС	—	3,5	—	0,1	0,7	—	—
1060 Al	отожженное	7,0	2,8	43	—	—	1,7
3003 Al	отожженное	11,2	4,2	30	—	—	2,8
5050 Al	отожженное	14,7	2,1	24	—	—	3,6
Латунь 95/5	отожженное	23,8	7,0	45	—	—	4,5
Латунь 70/30	отожженное	30,8—37,1	7,7—15,4	54—66	—	—	5,1

* Испытания проведены при скорости деформирования 6,95 мм/мин.

гие детали могут быть получены за 15 с, а некоторые даже за 5 с. Глубокая вытяжка и формование с растяжением наиболее часто применяются для сплавов Super-Z. Формование проводится при температуре $260 \pm 6^\circ \text{C}$ и скорости вытяжки 175 см/мин. Формование сверхпластичных сплавов может проводиться в вакууме, в вакууме с приложением давления, или только в условиях повышенного давления.

Эффект сверхпластичности наблюдался в разное время также у сплавов черных металлов. Аномальная пластичность обнаружена у сплава Fe—Cr—Ni (10X19HB), Fe—Cr—Mn (15X12Г18), низкоуглеродистого сплава Fe—Ni—Cr—Co и безуглеродистого сплава системы Fe—Ni—Mn. Высокая пластичность мартенситного превращения отмечается на стали 30ХГСА. Повышенная пластичность разных сталей во время фазовых превращений была практически использована при термической обработке. Выявлена сверхпластичность технического железа, титана и циркония в температурных зонах аллотропических превращений $\alpha \rightleftharpoons \gamma$ или $\alpha \rightleftharpoons \beta$ при постоянном или циклическом нагреве образцов под механическим напряжением, в условиях градиента t -ры по длине. Такое же явление наблюдается при деформации технического железа растяжением и кручением с циклическим нагревом в области фазовых переходов.

Исследование эффекта повышенной пластичности при мартенситном превращении послужило основой для создания ряда высокопрочных сталей, имеющих следующий химический состав (в %): С — 0,2—0,5; Cr — 9,0—13,5; Ni — 8,0—9,0; Mo — 3,0—9,0; Si — 2,0, Mn — 1,0—2,0, проявляющих весьма высокую пластичность ($\sim 100\%$) и получивших название Trip steels (transformation induced plasticity steels), стали с пластичностью, наведенной превращением [12]. Появление мартенсита увеличивает способность к деформационному упрочнению и снижает склонность к дальнейшей локализации деформации. Технология получения Trip-steels: закалка от $1100\text{—}1150^\circ \text{C}$, затем нагрев до $200\text{—}600^\circ \text{C}$ и прокатка при этой температуре. Во время процесса тепловой деформации в стали выделяются мелкодисперсные частицы карбидов, что приводит к повышению температуры мартенситного превращения. Во время последующей холодной деформации (например, растяжением) происходит мартенситное превращение, во время которого проявляются ее высокие пластические свойства (при $\sigma_b = 140\text{—}170 \text{ кгс/мм}^2$ $\delta = 25\text{—}40\%$, при $\sigma_b = 70 \text{ кгс/мм}^2$ $\delta = 100\%$).

К числу наиболее интересных и важных аспектов явления сверхпластичности двухфазных сплавов относится их очень высокая прочность при низких t -рах деформирования [13]. Если рассмотреть широкие концентрационные диапазоны из-

менения химического состава сплавов конкретных систем, в которых наблюдается это явление, то окажется, что сплав, у которого эффект сверхпластичности при высоких t -рах выражен в наибольшей мере (максимальная пластичность, наиболее заметное снижение показателей сопротивления деформации), при низких t -рах пластической деформации характеризуется максимальной прочностью в рассматриваемом интервале концентрации второго компонента. Так, в системе Ni—Cr ($0 < \% Cr < 50$) в области горячей деформации наиболее пластичен сплав, близкий к эвтектической концентрации и содержащий $\sim 49\%$ Cr, а при комнатной t -ре этот же сплав наиболее прочен и наименее пластичен. Аналогичные закономерности имеют место также в системе Ni—Mo и Al—Si. Таким образом, при низких t -рах влияние размеров зерен на механические свойства сводится к повышению показателей прочности и снижению пластичности с увеличением размера зерна и расстояния между частицами второй фазы.

В связи с тем, что явление сверхпластичности имеет практическое значение, необходима разработка специальных установок, позволяющих проводить испытания в специфических условиях. Аппаратура для исследования явления сверхпластичности должна прежде всего обеспечить возможность изменения в широких пределах t -ры и скорости деформации. Поскольку при испытаниях удлинение образцов достигает нескольких сотен и даже тысяч процентов, нужно достичь минимального градиента температуры на значительной длине. Необходимо также иметь силоизмеритель с весьма высокой чувствительностью, так как в условиях сверхпластичного течения наблюдается резкое уменьшение усилия деформирования. Для построения истинных диаграмм растяжения таких материалов нужно фиксировать в процессе испытаний усилие и деформацию одновременно. В Уфимском авиационном институте на базе серийной разрывной машины МР-05-1 разработана установка [14] для испытания сверхпластичных материалов в широком интервале скоростей (0,005—200 мм/мин) и температур (до 1000°С) деформации с построением диаграмм истинных напряжений.

В Московском институте стали и сплавов разработана установка [15] для исследования процесса формообразования растяжением в состоянии сверхпластичности на базе гидравлической испытательной машины Mohr-Federhaffe. Основные технические параметры лабораторной установки следующие: максимальное усилие на траверсе 6 тс; максимальный диаметр прутка 20 мм; скорость перемещения траверсы 0—120 мм/мин; максимальное перемещение траверсы 650 мм; скорость перемещения нагревателя 0,1—60 мм/мин; максимальное перемещение нагревателя 400 мм.

Рассмотренные установки позволяют изыскать оптимальные режимы деформации в состоянии сверхпластичности и исследовать реологическое поведение металла в условиях сверхпластичности.

II. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЯВЛЕНИЯ СВЕРХПЛАСТИЧНОСТИ В ТЕХНИКЕ

Состояние сверхпластичности создает благоприятные условия для обработки металлов давлением. Получение больших деформаций без разрушения при незначительных удельных усилиях дает возможность использовать отличные от традиционных схем деформации и на их базе создать эффективные технологические процессы.

Принципиально возможно осуществление двух отличающихся технологических процессов.

1. Обработка давлением литых заготовок из сплавов, предварительно подвергнутых термообработке (закалке) для получения мелкодисперсной структуры. Из таких материалов, которые плохо или совсем не поддаются деформации в обычном состоянии, возможно изготовление полуфабрикатов или готовых изделий с большими степенями деформации за один цикл.

2. Изготовление сложных по форме или требующих особо глубокой вытяжки готовых изделий из заготовки, предварительно деформированной обычными методами (прессованием, прокаткой).

В связи с большим интересом, проявляемым в настоящее время к явлению сверхпластичности, разрабатываются новые, совершенствуются и предстают в новом качестве уже известные технологические процессы.

Процесс одноосного растяжения практически не используется как основная формообразующая операция вследствие ранней потери устойчивости и невозможности получать достаточно большие равномерные удлинения у металлов при обычной пластической деформации. При деформации в состоянии сверхпластичности можно получить равномерные удлинения в несколько сотен, а иногда и тысяч процентов. Столь высокая равномерная деформация позволяет применить процесс растяжения как самостоятельную формообразующую операцию. В основу рассматриваемого процесса положена схема процесса так называемого бесфильтрающего волочения. Заготовка-пруток (рис. 4) зажимается между двумя захватами 1, 4 и проходит сквозь кольцевой индуктор 3, в котором нагревается узкая зона металла до заданной температуры. При приложении к прутку растягивающего усилия P , достаточного для обеспечения течения металла в

нагретой зоне, начнется утонение заготовки. Чтобы избежать разрушения металла в месте утонения после исчерпания ресурса его деформационной способности, необходимо сдвинуть зону нагрева.

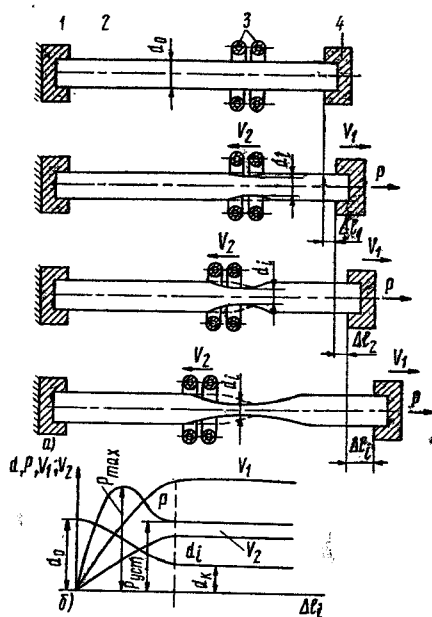


Рис. 4. Стадии формообразования при растяжении

Смещая зону нагрева, можно перемещать очаг деформации. В установившемся процессе растяжения связь между скоростью перемещения нагретой зоны v_2 и скоростью выхода металла из индуктора будет определять отношение площадей исходного и деформированного сечения прутка

$$\frac{v_1 + v_2}{v_2} = \frac{S_0}{S_k} = \frac{d_0^2}{d_k^2},$$

где v_1 — скорость перемещения тянущего захвата; v_2 — скорость перемещения индуктора; S_0 , S_k — площади исходного и конечного сечений прутка; d_0 , d_k — исходный и конечный диаметры прутков.

Если нагреватель сделать неподвижным, то возникает иной вариант кинематической схемы процесса: оба захвата должны перемещаться в одном направлении, но с разными

скоростями, и формула принимает вид

$$\frac{v_1}{v_3} = \frac{S_0}{S_k} = \frac{d_0^2}{d_k^2},$$

где v_3 — скорость перемещения подающего захвата.

Отношение площади сечения прутка до и после деформации представляет собой коэффициент вытяжки

$$\mu = \frac{S_0}{S_k} = \frac{d_0^2}{d_k^2} = \frac{l_k}{l_0},$$

где l_0 и l_k — длина прутка до и после деформации.

На рис. 5 приведены возможные кинематические схемы устройства для формообразования растяжением. Эти схемы можно разбить на две группы: с подвижным нагревателем (рис. 5,а) и с неподвижным нагревателем (рис. 5,б, в, г). Схемы охватывают лишь часть разнообразных вариантов, которые можно применить при проектировании установок

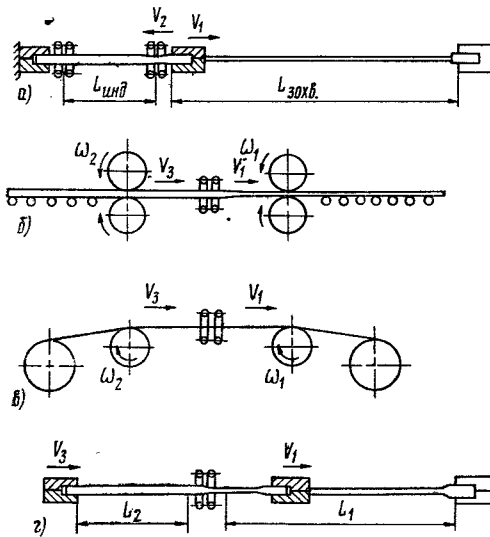


Рис. 5. Возможные кинематические схемы устройства для формообразования растяжением

для формообразования растяжением. Одной из главных особенностей таких установок является их малая энергоёмкость, в состоянии сверхпластичности сопротивление деформации снижается по сравнению с обычной горячей дефор-

мацией; кроме того, деформация происходит в бесконтактных условиях, исключая трение между заготовкой и инструментом.

Нагрев металла является одним из самых важных и сложных вопросов деформации в состоянии сверхпластичности. Основными требованиями к нагреву являются: высокая точность поддержания заданной температуры в зоне нагрева, минимальная неравномерность температуры по сечению, высокая скорость нагрева. В наибольшей степени этим требованиям отвечает индукционный нагрев. Кроме того, этот способ нагрева сопровождается незначительным окалинообразованием.

Формообразование одноосным растяжением имеет ряд важнейших преимуществ по сравнению с обычным волочением:

1. Можно получать большие вытяжки за один проход без промежуточных отжигов.
2. Для осуществления деформации требуются гораздо меньшие усилия.
3. Нет необходимости в изготовлении рабочего инструмента, часто очень трудоемкого и дорогостоящего, с низкой стойкостью при обработке труднодеформируемых металлов.
4. Отсутствует проблема смазки.
5. Индукционный нагрев позволяет получать изделия с хорошим качеством поверхности.
6. Легкая переналадка процесса с одного изделия на другое придает ему большие преимущества, особенно в мелкосерийном и индивидуальном производстве [16].

Существует два типа штамповки в состоянии сверхпластичности: листовая штамповка цветных металлов способами, аналогичными формовке полимеров, объемная штамповка сплавов, обычно используемых только для получения отливок. Штамповка при сверхпластичности отличается возможностью деформирования при низких удельных давлениях, размер зерна материала 2—20 мкм; микроструктура материала имеет устойчивую вторую фазу, препятствующую росту зерен. Сверхпластичные материалы чувствительны к изменению скорости деформации.

Фирма International Business Machines Corp. начала промышленное освоение штамповки при сверхпластичности с 1964 г.; в настоящее время этим способом на заводах фирмы производят по крайней мере шесть наименований изделий. В основном используют сплав Zn — 22% Al. Более широкое внедрение способа ограничивается его низкой производительностью. Штамповка при сверхпластичности дает возможность получить куполообразные изделия диаметром

12 200 мм. Формовка листовых материалов при сверхпластичности может осуществляться под действием вакуума или под давлением 3,5—12,6 кгс/см².

Опыты по вакуумной штамповке при сверхпластичности полых изделий проводили в Массачузетском технологическом институте. Заготовки нагревали 1 мин, а затем помещали в штамп с разъемной матрицей, нагретый до 265° С, продолжительность штамповки 90 с. Объемную штамповку при сверхпластичности применяют для получения поковок самолетных колес из сплава Ti—6Al—6V—2Sn, пресс-форм для изготовления сложных изделий из пластмасс. При штамповке в состоянии сверхпластичности поковок из Ti нагрев штампов и заготовок производят до 980° С, усилие штамповки примерно равно 250 тс, скорость штамповки 2,5 мм/мин, продолжительность 5—8 мин.

Ряд фирм, изготавливающих поковки реактивных авиационных двигателей, работает над внедрением штамповки при сверхпластичности жаростойких сплавов, в том числе А-286, Inco-901, Astroloy и др., при этом используют способ Gatorizing фирмы Pratt Whitney Aircraft или собственные способы. Federal—Mogul Corp. производит штамповку при сверхпластичности поковок дисков и зубчатых колес из жаропрочных сплавов для автомобильных и стационарных турбин. При штамповке сплава Astroloy при сверхпластичности удельное давление снижается с 5600 до 7000 кгс/см². Сплав IN-100 в литом состоянии может штамповаться только при сверхпластичности [17].

Штамповка сплавов Ti и жаропрочных сплавов в состоянии сверхпластичности, по способу Gatorizing, разработанному фирмой Pratt Whitney Aircraft (США), позволяет уменьшить расход материала, снизить затраты на механическую обработку, что особенно важно в случае труднообрабатываемых сплавов, получать сложные поковки за один проход, использовать оборудование меньшей мощности, уменьшить брак, так как возможна перештамповка поковок без ухудшения механических свойств [18].

Штамповка в состоянии сверхпластичности дает значительный экономический эффект. Так, для получения детали в состоянии сверхпластичности массой 70 кг требуется поковка массой всего 75 кг, а для той же детали, получаемой в обычных условиях, поковка имеет массу 180 кг.

Способ используют также для штамповки компрессорных и турбинных дисков, ступиц, уплотнительных колец из порошковых заготовок из сплава IN-100 для истребителей F 100, F 15 и F 401. Поковки, полученные этим способом, например турбинные лопатки из сплава Ti—6Al—2Sn—4Zr—6Mo с высоким качеством поверхности, не нуждаются в последующей механической обработке. Обычно для осу-

ществления способа специальное оборудование не требуется, но в отдельных случаях его модернизируют: в штампы встраивают нагреватели, штамповку производят в вакууме или в инертной атмосфере.

Изыскание новых методов и схем деформирования при изготовлении деталей из плоских заготовок, в частности методов пневмоформования сверхпластичных материалов, приобретает исключительно важное значение в решении проблемы подъема уровня производства. Пневмостатическое формование в состоянии сверхпластичности является перспективным способом получения деталей с глубокой полостью сложной формы, со сложным рельефом, с постоянной или переменной толщиной стенок. Пневмостатическое формование заготовок толщиной 2,5—3 мм из эвтектоидного Zr-Al-сплава проводится в состоянии сверхпластичности при 220—265° С и рабочем давлении 0,1—6 кгс/мм². С целью обеспечения высокой точности штампуемых деталей, а также сокращения цикла штамповки целесообразно пневмоформование осуществлять в инструменте, нагретом до температуры 365° С, и заготовки перед формовкой подогреть до температуры 240—200° С [19, 20].

Явление схватывания трущихся пар может быть устранено с помощью нанесения на соответствующие поверхности мягких металлических покрытий, создающих положительный градиент механических свойств по глубине. Поиск сверхпластичных материалов, обладающих необходимыми адгезионными свойствами, и изучение режимов их использования в узлах трения является актуальной задачей [21]. В качестве металлического покрытия к одному из материалов трущейся пары использовалась эвтектика Bi—Pb—Sn (50% Bi—33% Pb—17% Sn), обладающая свойством сверхпластичности. Эвтектический сплав, наплавленный на латунный образец в виде слоя толщиной 0,2 мм, испытывался на трение в паре со стальным диском. Определение коэффициента трения проводилось на машине АЕ-5 при $v=2,9; 5,3$ и $8,8$ м/с и $p=30—240$ кгс/см² и смазке глицерином и дизельным маслом. Для сравнения определялся коэффициент трения пары сталь—латунь без промежуточного слоя и с наплавленными пленками чистых металлов Bi, Sn и Pb.

Коэффициенты трения пары сталь—латунь с промежуточной пленкой эвтектического сплава Bi—Pb—Sn остаются низкими (0,01—0,02) при достаточно высоких удельных нагрузках (100—200 кгс/см²) как при смазке глицерином, так и в дизельном масле при всех использованных скоростях скольжения.

Предварительные исследования на износ показали, что скорость износа при работе пары с эвтектической пленкой относительно невысокая и составляет 0,24 мг/ч.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современная стадия разработки этого вновь создающегося крупного раздела металлургии, металлургической и машиностроительной технологии позволяет отметить два основных направления развития: исследование и технологическое освоение микрочастиц сверхпластичности, открывающей совершенно новые перспективы, прежде всего, в области формообразования некоторых металлургических полуфабрикатов или готовых изделий, и дальнейшее изучение кинетических изменений свойств, вызванных высокой пластичностью при внутренних превращениях.

Так как процесс формовки сплавов в состоянии сверхпластичности имеет пока невысокую производительность, в настоящее время он применяется только в мелкосерийном производстве. Предполагается, что к 2000 г. 25% формовки металла будет производиться в состоянии сверхпластичности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Dewey M. A., Mason D. W. Expanding industrial future for high-stretch metals. «Austral. Mach. and Prod. Eng.», 1973, 26, № 1, 19—20 (англ.) (РЖ * 1973, 6.48.16)
2. Шоршоров М. Х., Тихонов А. С., Булат С. И., Гуров К. П., Надирашвили А. С., Аитипов В. И. «Сверхпластичность металлических материалов». М., «Наука», 1973, 219 с, кл., 29 к. (РЖ 1973, 12.48.12)
3. Grabski Maciej W., Nadplastyczne odkształcanie metali «Mechanik», 1972, 45, № 2, 63—67 (польск.; рез. рус., англ.) (РЖ 1972, 8.48.16)
4. Воробьев В. Г. «Аномальные изменения свойств металлических материалов (сверхпластичность), кинетические изменения свойств». В сб. «Прогрессивн. методы терм. и хим.-терм. обработки». М., «Машиностроение», 1972, 79—89 (РЖ 1973, 6.48.14)
5. Eale Keith. Worldwide survey to get the facts on superplasticity. «Engineer» (Gr. Brit.), 1972, 234, № 6049, 68—69 (англ.) (РЖ 1972, 7.48.80)
6. Kraussz A. S. The forming of superplastic alloys. «J. Metals», 1973, 25, № 4, 24—26 (англ.) (РЖ 1973, 10.48.5)
7. Новиков И. И., Портной В. К., Косихин Ю. П., Синицина Н. А., Алеханова Г. С. Влияние состава и структуры на механические свойства сверхпластичных сплавов системы Al—Zn. «Изв. высш. учебн. заведений. Цветн. металлургия», 1972, № 4, 128—132 (РЖ 1972, 12.48.107)
8. Nutall K. The damping characteristics of superplastic Zn—Al eutectoid alloy. «J. Inst. Metals.», 1971, 99, Sept 266—270 (англ.) (РЖ 1972, 1.48.125)
9. Three superplastic Zn alloys offer wide design latitude. «Mater. Eng.», 1972, 75, № 2, 21 (англ.) (РЖ 1972, 9.48.109)

РЖ* — Реферативный журнал «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод», за которым следует год издания, номер выпуска, индекс выпуска и номер реферата.

10. Superplastic zinc gets first commercial tryouts. «Prod. Eng.» (USA), 1972, 43, № 11, 33—34 (англ.)
11. Mulvania L. E. Room temperature creep behavior of superplastic Zn—22Al under bending and plane conditions «J. Test. and Eval.» [formerly «J. Mater.»] 1973, 1, № 1, 65—73 (англ.) (РЖ 1973, 8.48.74)
12. Stone Yvonne. Rethinking the recipes for steel. «New Sci.», 1973, 58, № 842, 152—154 (англ.) (РЖ 1973, 12.48.44)
13. Тихонов А. С., Шоршоров М. Х. Прочность сверхпластичных двухфазных сплавов. «Пробл. прочности», 1972, № 12, 98—101 (РЖ 1973, 6.48.17)
14. Кайбышев О. А., Маркелов А. А. Установка для испытания сверхпластичных материалов. «Заводская лаборатория», 1973, 39, № 6, 753—755 (РЖ 1973, 11.48.152)
15. Охрименко Я. М., Смирнов О. М., Балакин В. П., Войцеховский В. А., Павлов В. К., Шкляев В. Е., Сахибгареев У. Установки для формообразования растяжением в условиях сверхпластичности. «Изв. высш. учебн. заведений. Черн. металлургия», 1973, № 3, 70—72 (РЖ Технология машиностроения 14В Технология и оборудование кузнечно-штамповочного производства 1973, 8В105)
16. Охрименко Я. М., Смирнов О. М., Балакин В. П., Войцеховский В. А., Шкляев В. Е. Процесс получения длинноосных поковок растяжением в состоянии сверхпластичности. «Кузнечно-штамп. произ-во», 1973, № 1, 7—10 (РЖ Технология машиностроения. 14В. Технология и оборудование кузнечно-штамповочного производства. 1973, 6В80)
17. The amazing shapes of superplastic forming. «Iron Age Metalwork. Int.», 1972, 11, № 12, 25—27 (англ., рез. нем., франц., исп.) (РЖ Технология машиностроения. 14В. Технология и оборудование кузнечно-штамповочного производства. 1973, 6В8)
18. Forging process halves material requirements. «Metal Progr.», 1973, 103, № 3, 49—50 (англ.) (РЖ Технология машиностроения. 14В. «Технология и оборудование кузнечно-штамповочного производства», 1973, 9В60)
19. Охрименко Я. М., Горбунов В. С., Смирнов О. М., Навиков И. И., Портной В. К. Пневмостатическая формовка металлов в условиях сверхпластичности. «Вест. машиностроения», 1972, № 11, 60—62 (РЖ Технология машиностроения. 14В. Технология и оборудование кузнечно-штамповочного производства. 1973, 2В196).
20. Горбунов В. С., Бубнов И. П., Ветчинкин Г. П., Смирнов О. М. Экспериментальное определение технологических параметров пневмоформовки плоских заготовок в сверхпластичном состоянии. «Тр. преподават. и слушателей Тульск. гор. ун-та научн.-техн. знаний», 1972, вып. 17, 97—103. (РЖ Технология машиностроения. 14В. Технология и оборудование кузнечно-штамповочного производства 1973, 4В143)
21. Батаев Б. П., Старикова Г. В. Использование сверхпластичных материалов в качестве металлических смазок. В сб. «Избират. перенос при трении и его экон. эффективность». М., 1972, 197—201 (РЖ 1973, 6.48.691).

КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ВВЕДЕНИЕ

Настоящий обзор посвящен вопросам развития конструкций шарикоподшипников и их деталей, смазки подшипников, а также некоторым проблемам, связанным с исследованием работы шарикоподшипников.

В первой главе обзора описываются особенности конструкций современных шариковых подшипников радиального, радиально-упорного, комбинированного и специальных типов, упрощенной конструкции, а также подшипников с деталями из пластмасс, устройств для крепления подшипниковых колец на посадочных местах, уплотнений и защитных шайб для подшипников. Описания конструкций сопровождаются рассмотрением их назначения и намечаемой эффективности.

Во второй главе описываются современные жидкие, пластичные и твердые смазочные материалы для шарикоподшипников, области их применения, некоторые способы смазки и смазочные устройства.

В третьей главе освещены результаты некоторых современных работ в области исследования момента трения подшипников, их износа, фреттинг-коррозии, явлений качения и верчения шариков, кинематического коэффициента качества качения подшипника, причин шума и вибраций подшипников и способов их выявления.

При составлении обзора использованы информационные материалы, опубликованные в реферативном журнале выпуск «Конструкционные материалы и детали машин. Гидропривод» за 1972 г. и начало 1973 г.

1. ШАРИКОПОДШИПНИКИ, ИХ ДЕТАЛИ И УСТРОЙСТВА

Для современных конструкций шарикоподшипников, в частности наиболее распространенных радиальных и радиально-упорных типов, характерна тенденция к повышению

их долговечности, воспринимаемой осевой нагрузки и к упрощению операции сборки подшипников.

В конструкциях радиально-упорных подшипников обращается особое внимание на обеспечение требуемого преднатяга, снижение контактных напряжений на дорожках качения, улучшение условий смазки, устранение деформаций сепаратора при сборке и разборке подшипника, а также на сохранение начальной точности работы подшипника. Особое место занимают прецизионные и миниатюрные шарикоподшипники, условия работы которых требуют обеспечения повышенной точности обработки, особенно деталей малых габаритных размеров, а следовательно, рациональной технологичной конструкции подшипника, а также шарикоподшипники специального назначения.

1. Радиальные шарикоподшипники

Радиальный шарикоподшипник с четырехточечным контактом, описанный в японском патенте № 14522, допускает регулировку радиального и осевого зазоров, что способствует увеличению его долговечности.

Подшипник состоит из наружного кольца 1 (рис. 1) с кольцевым выступом на торце, внутреннего кольца 2 с V-об-

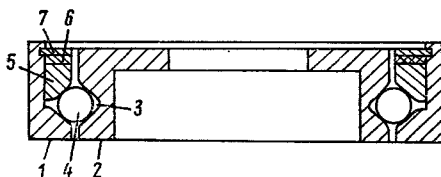


Рис. 1. Радиальный шарикоподшипник с четырехточечным контактом

разной канавкой 3, шариков 4, прижимного кольца 5, посаженного в наружное кольцо 1. Прижим кольца 5 к шарикам 4 осуществляется стопорным кольцом 7, заложенным в кольцевую канавку наружного кольца, и промежуточной эластичной шайбы 6. Выступ на торце наружного кольца 1 и закругление на торцевой поверхности кольца 5 образуют дорожку качения с двухточечным контактом на наружном кольце. V-образная канавка 3 внутреннего кольца обеспечивает двухточечный контакт на дорожке качения этого кольца.

Вариант конструкции подшипника предусматривает прижим кольца 5 при помощи нескольких пружинящих пластин-

чатых скоб, охватывающих наружную поверхность наружного кольца по образующей [1].

Радиальный шарикоподшипник с увеличенным по сравнению с обычными подшипниками количеством шариков описан в патенте США № 3592519. В этом подшипнике не используется канавка для ввода шариков, поэтому подшипник может воспринимать увеличенную осевую нагрузку. Для возможности осуществления сборки такого подшипника на поперечной канавке 18 (рис. 2) внешнего кольца 12 после

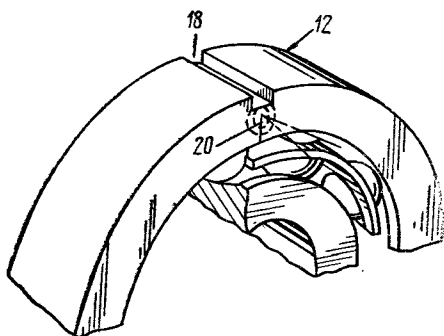


Рис. 2. Радиальный шарикоподшипник с увеличенным количеством шариков

его окончательной термической и механической обработки делается сквозная трещина 20. После сборки подшипника (ввода шариков между кольцами) концы внешнего кольца в месте расположения трещины с помощью специального приспособления плотно прижимаются один к другому, а затем с помощью, например, направленной электронно-лучевой сварки производится быстрый нагрев и сварка стыка по трещине без отпуска металла внешнего кольца у поверхности желоба [2].

В швейцарском патенте № 520884 описан миниатюрный радиальный шарикоподшипник (рис. 3), состоящий из внут-

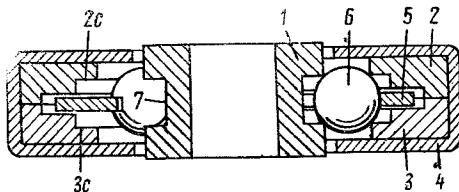


Рис. 3. Радиальный миниатюрный шарикоподшипник

ренного кольца 1 с дорожкой качения 7 прямоугольного профиля, наружного кольца, собранного из двух идентичных полуколец 2 и 3, стыкуемых по торцам и образующих своими плоскими стенками 2с и 3с дорожку качения кольца, а также из тонкостенного кольцевого сепаратора 5 с пятью полукольцами 2 и 3 обеспечивается тонкостенной цилиндрической обоймой 4 с двухсторонней отбортовкой, обжимающей полукольца 2 и 3. Аналогичную конструкцию имеет вариант шарикоподшипника без внутреннего кольца с тремя шариками, в зазор между которыми может быть введен конический конец вала, например, измерительного прибора [3].

В современных прецизионных шарикоподшипниках требования повышенной точности распространяются на основные параметры, от которых зависит работа подшипника, в том числе: допуски на размеры, биения, жесткость, шумоизлучение, точность вращения и т. п.

Прецизионное исполнение особенно часто встречается в радиальных и радиально-упорных шарикоподшипниках, в частности миниатюрных и приборных. Подшипники, применяемые, например, в небольших быстроходных электродвигателях, должны удовлетворять требованию минимального шумоизлучения, так как при малых мощностях ($N < 20 \text{ кВт}$) основной источник шума связан с работой подшипников.

Кроме того, характерным требованием для таких подшипников является обеспечение длительного срока работы без обслуживания, в среднем около 10 лет. Радиальные шарикоподшипники для приборов, которые должны обеспечивать минимальное трение, иногда выполняются с тремя концентрическими кольцами и двумя рядами шариков (рис. 4). Трение в таких подшипниках составляет приблизительно 1/10 от

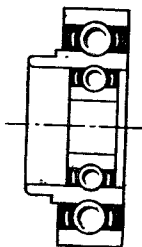


Рис. 4. Радиальный прецизионный шарикоподшипник с двумя рядами шариков

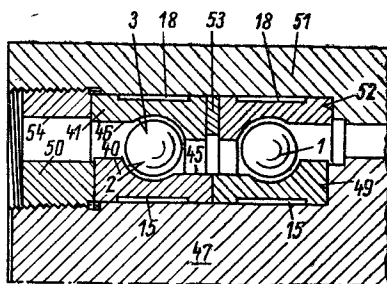


Рис. 5. Радиально-упорный шарикоподшипник

трения в шарикоподшипниках обычного типа. Можно предполагать, что в ближайшее время потребуется создание прецизионных подшипников для работы при температурах 300—400° С [4].

2. Радиально-упорные шарикоподшипники

Описанные в патенте США № 3619017 радиально-упорные шарикоподшипники спариваются при монтаже в узле с предварительным натягом. Каждый подшипник состоит из шариков 1 (рис. 5), внутреннего 40 и наружного 41 колец с желобами 2 и 3 и срезанными бортами 45, 46 соответственно. Внутренние кольца 40 подшипников устанавливаются на валу 47 с прижимом гайкой 50 до упора в уступ 49. Аналогично наружные кольца 41 устанавливаются в корпусе 51 до упора в уступ 52 и прижимаются к нему резьбовым кольцом 54. Для обеспечения необходимого предварительного натяга в подшипниках при затяжке гайки 50 и кольца 54 между наружными кольцами 41 предусматривается регулировочная прокладка 53. На посадочных поверхностях внутреннего 40 и наружного 41 колец имеются выточки 15, 18, ширина и глубина которых выбирается так, чтобы кольца могли упруго деформироваться под нагрузкой, однако глубина выточек должна быть значительно меньше толщины кольца между желобом и дном выточки. В результате деформации колец, а следовательно, и желобов увеличивается зона контакта шариков 1 с желобами 2, 3 колец, снижаются контактные напряжения и повышается долговечность подшипников. У патентуемых подшипников может быть обеспечена одинаковая податливость в радиальном и осевом направлениях, как это часто требуется, например, в приборных подшипниках [5].

Описанный в патенте США № 3651550 сдвоенный радиально-упорный шарикоподшипник 10 (рис. 6) с предварительным натягом состоит из внутреннего кольца 12, наружных полуколец 14, 15 и шариков 16. Соединение наружных полуколец 14, 15 осуществляется с помощью стяжных болтов 22, прокладок 18 из алюминия или магния, промежуточных колец 20, а также уплотнений 24, 25. На посадочную поверхность полуколец 14, 15 наносятся измерительные риски 27, 28, расположенные приблизительно в плоскости контакта шариков 16 с желобами полуколец 14, 15. Для создания необходимого усилия предварительного натяга подшипник 10 устанавливается в горизонтальном положении в специальном приспособлении так, что полукольцо 15, находящееся внизу, опирается на плиту. Промежуточные кольца 20 и прокладки 18 удаляются из подшипника, а болты 22

(без гаек) остаются на своих местах. Затем к наружному полукольцу 14, находящемуся сверху, прикладывается осевая нагрузка, равная требуемому усилию предварительного натяга в подшипнике, и при этом записывается изменение расстояния между рисками 27, 28 в различных сечениях. После этого осевая нагрузка снимается, внутреннее кольцо 12 с полукольцом 14 свободно удаляется из наружного полукольца 15. Прокладки 18, промежуточные кольца 20 и уплотнения 24, 25 устанавливаются на полукольцо 15. Вслед

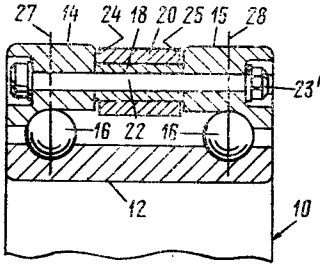


Рис. 6. Сдвоенный радиально-упорный шарикоподшипник

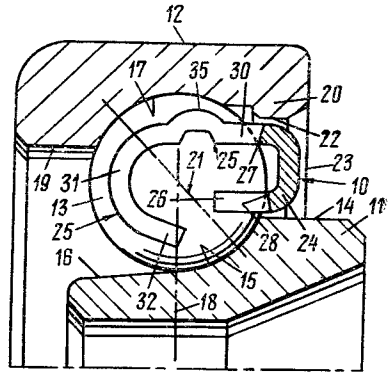


Рис. 7. Радиально-упорный шарикоподшипник с защелкивающимся сепаратором

за этим шарики нижнего ряда с внутренним кольцом 12 вновь вставляются в полукольцо 15, и полукольцо 14 укладывается на место. Вращением гаек 23' на болтах 22 полукольца 14, 15 стягиваются до тех пор, пока расстояние между рисками 28, 27 не будет равно расстоянию, зафиксированному при измерении в приспособлении под действием на подшипник 10 осевой нагрузки. Замеры расстояния между рисками могут быть сделаны под различной нагрузкой и с помощью гаек 23' могут быть получены соответственно различные величины предварительного натяга в подшипнике [6].

Радиально-упорный подшипник с защелкивающим шариком сепаратором описанный в патенте США № 3624815, отличается тем, что его можно легко собирать и разбирать без деформации сепаратора. Комплект шариков собирается с сепаратором путем защелкивания в усиках. Наружное кольцо 12 (рис. 7) имеет два борта 19 и 20, причем борт 19 намного выше и шире борта 20. Фаска 20 борта 20 служит для более свободного ввода сепаратора 10 в наружное кольцо. Внутреннее кольцо 11 подшипника имеет один борт 14 и скос (замок) 16. Касание шарика 13 с желобами 17 наружного кольца и 15 внутреннего кольца происходит по линии

контакта 21. Сепаратор 10 состоит из кольцевой части 24 и усиков 25 и 26. Усик 25 имеет горизонтальный участок 30, изогнутый участок 31 и концевой участок 32, который выступает за вертикальную линию 18, проходящую по центрам шариков. Каждый нечетный усик 25 имеет выпуклость 35, которая препятствует выпадению комплекта шариков с сепаратором из наружного кольца. Кромки 27 и 28, по которым происходит касание шарика с сепаратором, калибруются. Сепаратор рассчитывается так, чтобы наружная поверхность участка 30 не касалась поверхности 22 борта 20 наружного кольца. Расстояние между соседними усиками 25 несколько меньше диаметра шарика, что препятствует выпадению шарика из гнезда сепаратора [7].

В патенте США № 3630584 описан самосмазывающийся радиально-упорный шарикоподшипник, наружное и внутреннее кольца которого выполнены составными. Основная часть колец изготавливается из пористой металлокерамики, пропитанной маслом. В наружном кольце 12 (рис. 8) предусмотрена выемка 14, куда запрессовывается вставное кольцо 16, штампованное из листовой легированной стали и образующее беговую дорожку 18 для шариков 28, расположенных в гнездах 32 сепаратора 30. Аналогично во внутреннем кольце 20 имеется выемка 22, в которую запрессовывается вставное кольцо 24, образующее беговую дорожку 26. Вставные кольца 16 и 24 после штамповки и запрессовки в выемки 14 и 22 заготовок колец 12 и 20 подвергаются спеканию, взаимно связывающему обе части колец, и последующей чистовой обработке. Составные кольца могут проходить термическую обработку. Применяемый способ пластического деформирования вставных колец обеспечивает расположение вытянутых зерен металла параллельно рабочей поверхности беговых дорожек. Сочетание твердых вставных колец и сравнительно мягкой пористой основной части наружного и внутреннего колец способствует снижению контактных напряжений в поверхностных слоях колец и увеличению долговечности подшипника благодаря повышению усталостной прочности поверхностей трения. Описанная конструкция может быть также использована для подшипников качения других типов [8].

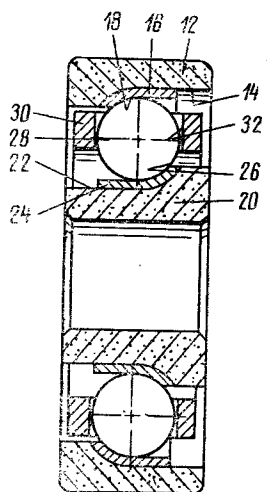


Рис. 8. Самосмазывающийся радиально-упорный шарикоподшипник

3. Специальные и комбинированные шарикоподшипники

В сферическом самоустанавливающемся шарикоподшипнике (рис. 9). фирма Cristal Kote Co. (США) используют микрошарики вместо обычных сферических шарикоподшип-

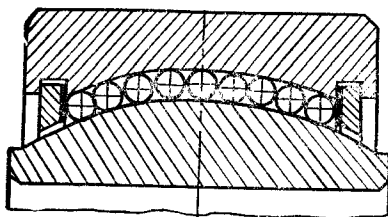


Рис. 9. Сферический самоустанавливающийся шарикоподшипник с микрошариками

ников, в которых с целью повышения несущей способности подшипника применяют по возможности шарики более крупных размеров. Благодаря применению микрошариков описываемый подшипник напоминает подшипники с газовой смазкой и отличается легкостью движения во всех направлениях.

В этом подшипнике внешние ряды шариков катятся по дорожкам,

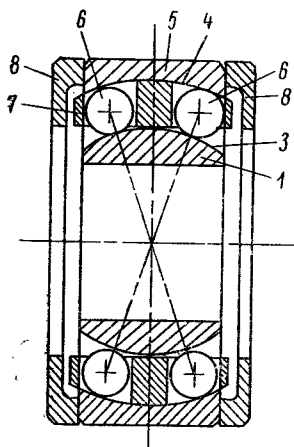


Рис. 10. Двухрядный самоустанавливающийся шарикоподшипник

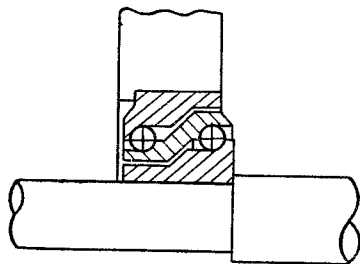


Рис. 11. Специальный двухрядный шарикоподшипник

имеющим несколько больший радиус профиля, чем радиус шариков. Благодаря этому внешние шарики не нагружаются, и прижатие их к кольцам сепаратора и трение относительно этих колец исключаются [9].

Двухрядный самоустанавливающийся сферический шарикоподшипник (рис. 10), описанный в патенте ЧССР № 141059, предназначен преимущественно для планетарных механизмов вибраторов. Шарикоподшипник состоит из внутреннего кольца 1, имеющего беговую дорожку 3 выпуклой сферической формы, и наружного кольца 5, имеющего беговую дорожку 4 вогнутой сферической формы. По беговым дорожкам колец перекатываются установленные в сепараторе 7 шарики 6. Сепаратор 7 центрируется по беговой дорожке 4 наружного кольца 5. Ограничение угла качания внутреннего кольца с сепаратором в пределах, определяемых расположением шариков на беговых дорожках наружного и внутреннего колец, осуществляется боковыми крышками 8, которые располагаются по обеим сторонам подшипника у наружного или внутреннего кольца [10].

Двухрядный шарикоподшипник специальной конструкции (рис. 11) создан в США и предназначается для работы в тяжелых эксплуатационных условиях с повышенной долговечностью и устранением опасности катастрофического выхода из строя. По своей конструкции подшипник напоминает сдвоенный подшипник (дуплекс) и состоит из двух расположенных одна в другой частей, из которых одна монтируется на валу, а другая — в корпусе. Благодаря такой конструкции каждая часть подшипника работает при скорости, равной $1/2$ скорости вала и, как следствие этого, испытываемые подшипником напряжения и нагрев снижаются и долговечность повышается. При выходе из строя одной части (заедании тел качения) другая часть ускоряет свое вращение и достигает полной скорости вала в течение небольшого промежутка времени, необходимого для устранения опасности возникновения аварии. В тех случаях, когда возникновение катастрофического износа не представляет реальной опасности, подшипник может работать на скоростях, повышенных по сравнению с устанавливаемыми для подшипников обычной конструкции. Описываемый подшипник имеет более компактную конструкцию по сравнению с обычными подшипниками типа дуплекс. В зависимости от условий работы подшипника общая дорожка качения для обоих комплектов шариков может иметь различное исполнение, а комплекты шариков могут быть расположены на различных расстояниях от оси вращения вала [11].

Выпускаемый фирмой Hoesch Rothe Erde-Schmiedag (ФРГ) специальный крупногабаритный горизонтальный двухрядный шарикоподшипник (рис. 12 а, б) образует так называемое поворотное соединение (Drehverbindung) и позволяет одним опорным узлом воспринимать осевую и радиальную нагрузки, а также опрокидывающий момент. Обычно такой подшипник состоит из трех колец, одно из которых

выполнено цельным с ребордой, на которой может быть нарезан зубчатый венец привода.

Объединение кольца подшипника с зубчатым колесом позволяет уменьшить габариты узла и упростить сборку и ремонт. При этом нагрузки, направленные вниз и вверх параллельно центральной линии подшипника, воспринимаются

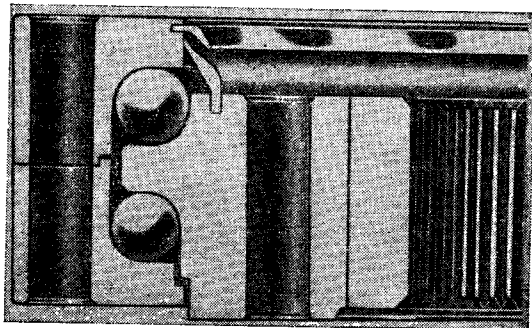


Рис. 12а. Двухрядный крупногабаритный горизонтальный шарикоподшипник

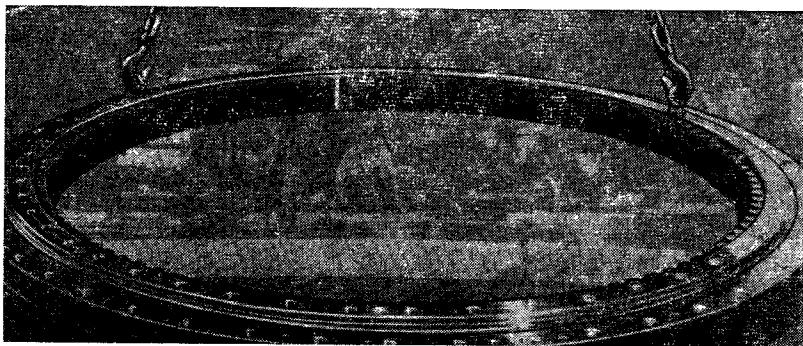


Рис. 12б. Двухрядный крупногабаритный шарикоподшипник, внешний вид

соответственно двумя рядами шариков. Два других кольца в целях облегчения монтажа подшипника выполнены составными из двух частей и скрепляются вместе винтами или приваркой к специальному фланцу. Таким образом, такой подшипник может заменить два или три обычных подшипника. Такие подшипники применяются в экскаваторах, кранах, карусельных станках и т. п. В системе смазки подшип-

ника предусматривается подача масла на дорожки качения и подвод его для охлаждения под действием центробежных сил к масляным каналам. В частности, применение подшипника в качестве опоры планшайбы карусельного станка может обеспечить высокую осевую и радиальную жесткость, демпфирование колебаний и точность вращения 3—4 мкм.

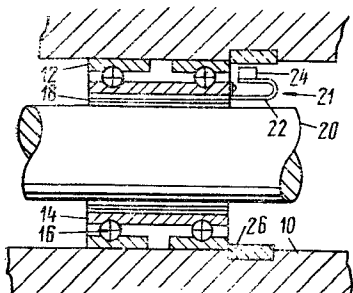


Рис. 13. Комбинированный шариковый и гидродинамический подшипник

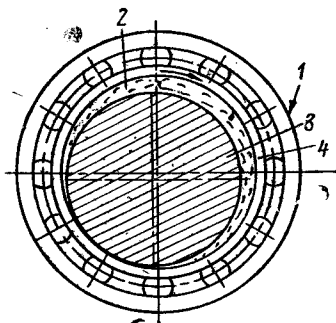


Рис. 14. Комбинированный шариковый и гидродинамический подшипник

Отмечается, что обработка точных подшипников этого типа выполняется в термokonстантных помещениях, так как на кольцах диаметром 1 м при изменении температуры на 1°C диаметр меняется на 0,011 мм [12].

Описанный в патенте США № 3642331 комбинированный подшипник состоит из шарикового и гидродинамического подшипников и предназначен для работы как на низких, так и высоких скоростях. Наружное кольцо 12 шарикоподшипника (рис. 13) монтируется в корпусе 10, а между внутренним кольцом 14 и валом 20 находится гидродинамическая опора 18, состоящая из тонкой прикрепленной к внутреннему кольцу шарикоподшипника фольги, которая деформируется под давлением динамических сил, при этом засасываемый воздух образует гидродинамическую пленку. В начале вращения вала работает только подшипник качения, так как коэффициент трения его ниже, чем у гидродинамического подшипника. При этом внутреннее кольцо шарикоподшипника и гидродинамический подшипник вращаются вместе с валом.

С повышением скорости вращения сила трения подшипника качения увеличивается, и при достижении силой трения величины, равной силе трения гидродинамического подшипника, последний вступает в работу. Для более надежного переключения с шарикового на гидродинамический подшип-

ник может быть использован пружинящий элемент 21, выполненный в виде прикрепленного к внутреннему кольцу 14 груза 24 на пружине 22, который при повышении скорости вала в результате действия центробежных сил касается кольца 26, вмонтированного в корпус 10, и останавливает вращение подшипника качения. Вариант конструкции предусматривает установку гидродинамического подшипника между втулкой и наружным кольцом подшипника, в котором она расположена [13].

В работе Loewy K., Hagroy A., Bar—Nefi S. описан комбинированный подшипник (рис. 14), состоящий из шарикоподшипника 1 и гидродинамического подшипника скольжения 2. При вращении цапфы 3, свободно вставленной во внутреннее кольцо 4 подшипника 1 с зазором, обычно допускаемым в подшипниках скольжения, в зазоре возникает гидродинамический эффект, причем давление в зазоре должно быть достаточным для восприятия веса вала и внешней нагрузки.

Долговечность этого комбинированного подшипника больше, чем долговечность подшипника скольжения или подшипника качения. При низких скоростях из-за наличия металлического трения между внутренним кольцом комбинированного подшипника и цапфой этот подшипник работает как подшипник качения. Эффект гидродинамического скольжения имеет место при таких скоростях, при которых минимальная толщина масляной пленки превышает высоту микронеровностей контактирующих поверхностей. В таком комбинированном подшипнике момент трения увеличивается менее резко и начальный момент трения меньше, по сравнению с обычным подшипником скольжения. При временном прекращении подачи смазки комбинированный подшипник продолжает работать как подшипник качения. [14].

4. Шарикоподшипники бессепараторные и упрощенной конструкции

Шарикоподшипники упрощенной конструкции с сепараторами и без них создаются с целью снижения стоимости изготовления этих подшипников, обычно выпускаемых в условиях массового производства и используемых в машинах менее ответственного назначения.

Одна из таких конструкций с четырехточечным контактом (рис. 15), описанная во французском патенте № 2071089, не имеет сепаратора, а сборные наружное 10 и внутреннее 11 кольца состоят из двух одинаковых состыкованных частей, изготовленных путем гибки из профилированного стального прутка.

В собранном виде обе части каждого кольца контактируют между собой в плоскости, проходящей через центр ша-

риков 12, и образуют дорожку качения с двухточечным контактом. Закрепление частей колец в осевом и радиальном направлениях осуществляется штампованными тонкостенными обоймами 13 и 14 с отбортованными кромками, обхватывающими соответственно наружное и внутреннее кольца. Заготовки частей колец после гибки подвергаются только операции полирования рабочей поверхности колец [15].

Во французском патенте № 2069550 описывается шарикоподшипник упрощенной конструкции (рис. 16) который состоит из внутреннего 1 и наружного 2 колец и шариков 3. Кольца 1 и 2 имеют W-образное сечение с дорожкой качения 4 и одновременно изготавливаются из тонколистовых трубчатых стальных заготовок цилиндрической формы с помощью обкатки двумя роликами, имеющими профиль, соответствующий профилю готовых колец. В ходе этого процесса шарики 3 располагают-

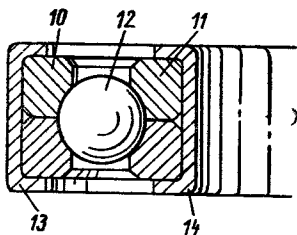


Рис. 15. Бессепараторный радиальный шарикоподшипник с четырехточечным контактом

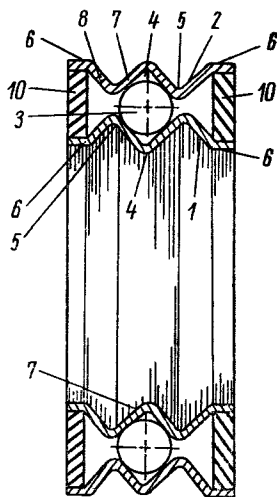


Рис. 16. Бессепараторный радиальный шарикоподшипник

ся между заготовками колец в том месте, где будут получены желоба, и поддерживаются в этом положении боковыми упорными кольцами. При вращении роликов, деформирующих заготовки в радиальном направлении, начинает вращаться внутреннее кольцо 1, увлекая за собой шарики 3, а затем и наружное кольцо 2, обеспечивая, таким образом, обкатывание заготовок относительно роликов и получение необходимого профиля колец. Профиль колец состоит из дорожки качения 4, образованной двумя соприкасающимися секциями 7, расположенными под определенным углом к оси подшипника, и канавок 5, образованных секциями 7 и 8; секции 8 примыкают к кольцевым зонам 6. В торцах подшипника вмонтированы уплотнения 10.

Подшипник обладает повышенной грузоподъемностью как в осевом, так и в радиальном направлении в связи с

большим количеством шариков и обеспечением двухточечного контакта шариков с желобом наружного и внутреннего колец.

Вариант конструкции подшипника предусматривает применение резиновых колец круглого сечения в канавках 5, что облегчает монтаж подшипника в узле и обеспечивает изоляцию подшипника от проходящего электрического тока при использовании в электрических машинах [16].

Радиальный шарикоподшипник упрощенной конструкции описан в австрийском патенте № 301961. Подшипник не имеет внутреннего кольца и сепаратора и в собранном виде насаживается на вал, с которым непосредственно контактируют шарики. Такие подшипники могут найти применение, например, для роликовых транспортеров. Корпус подшипника, изготовленный, например, из армированного стекловолокном полистирола, служит одновременно наружным кольцом. В его рабочей полости с одной ограничивающей боковой стенкой предусмотрена дорожка качения для шариков. Вторая боковая стенка, ограничивающая пространство рабочей полости корпуса, выполнена съемной в виде диска, входящего в кольцевую выемку корпуса и закрепляемую в нем после закладки в корпус комплекта шариков, например, с помощью клея. Шарика перед установкой собранного подшипника на вал не выпадают из центрального отверстия корпуса, так как удерживаются с двух сторон небольшими выступами, предусмотренными на боковых стенках корпуса. Детали подшипника могут также изготавливаться из стали или другого подходящего материала. Конструкция подшипника упрощает его монтаж и существенно снижает стоимость его изготовления [17].

Радиальный шарикоподшипник упрощенной конструкции, описанный во французском патенте № 2061898, состоит из двух дисков 1 и 2 (рис. 17), изготовленных, например, из пластмассы и соединенных по торцам, например, сваркой. На внутренней поверхности в отверстии каждого из стыкуемых дисков предусмотрена сферическая канавка 5. При стыковке дисков две канавки 5 образуют дорожку качения для шариков 6, комплект которых вводится в эти канавки при сборке, причем шарики находятся в непосредственном контакте с валом 4. Дорожка качения имеет в поперечном сечении размер, несколько больший, чем полукруг, благодаря этому шарика при вводе в канавки защелкиваются в ней и не могут выпасть при отсутствии вала 4. Кольцевая канавка 7 служит для крепления подшипника, например, в корпусе 8 ролика транспортера. В диске 1 предусмотрено гнездо для уплотнения 9. Вариант конструкции этого подшипника предусматривает изготовление дисков 1 и 2 штамповкой из листовой стали [18].

Во французском патенте № 2078406 описан двухрядный бессепараторный радиально-упорный шарикоподшипник, наружное кольцо 1 (рис. 18) которого имеет кольцевой выступ 7 с дорожкой качения 6 для шариков 11а, воспринимающих осевые нагрузки. На внутренней поверхности кольца 1 предусмотрена дорожка качения 13 для радиально нагруженных шариков 11. Внутреннее кольцо 2 имеет две соответственно расположенные дорожки качения 3 и 12. На торцах обоих колец предусмотрены полукруглые канавки 9 и 10, которые,

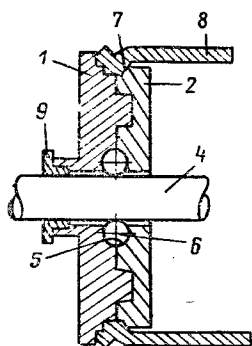


Рис. 17. Бессепараторный радиальный шарикоподшипник

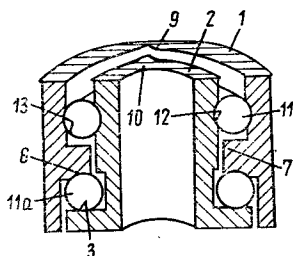


Рис. 18. Двухрядный бессепараторный радиально-упорный шарикоподшипник

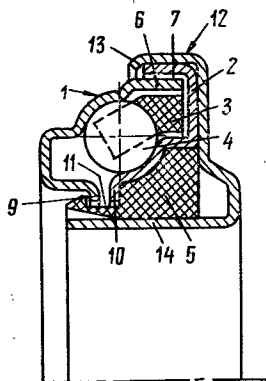


Рис. 19. Радиально-упорный шарикоподшипник с сепаратором

будучи установлены одна против другой, позволяют вставлять шарики 11 внутрь подшипника на дорожки качения 12, 13. После того как все шарики заложены, кольца соответственно поворачиваются так, чтобы канавки 9 и 10 не совпадали; этим достигается фиксация обоих колец и устраняется выпадение шариков 11. При установке подшипника на валу соответствующее крепление колец предохраняет шарики от выпадения [19].

Во французском патенте № 2078793 описан радиально-упорный подшипник с сепаратором и термообработанными штампованными из металлического листа тонкостенными кольцами. Подшипник (рис. 19) состоит из наружного кольца 1, внутреннего кольца 2, сепаратора 3 с шариками 4 и эластичного опорного кольца 5, расположенного в выемке кольца 2 подшипника. Наружная сторона 6 кольца 1, параллельная оси подшипника, входит с небольшим зазором в цилиндрическую полость 7 внутреннего кольца 2, при этом образуется лабиринтное уплотнение. Изогнутые в радиальном направлении концы 9 и 10 наружного 1 и внутреннего 2 колец,

расположены рядом в кольцевом пазу 11 эластичного кольца 5. Тонкостенная обечайка 12 окружает внутреннее кольцо 2, причем внешняя кромка 13 обечайки обжимает кромку внутреннего кольца 2. Внутренняя часть 14 обечайки, расположенная в осевом направлении, прижимается к опорному кольцу 5 и образует посадочную поверхность подшипника [20].

5. Шарикоподшипники с деталями из пластмасс

В современных конструкциях подшипников качения, в частности шариковых подшипников, находят применение отдельные пластмассовые детали, главным образом массивные сепараторы и уплотнения.

В последнее время наблюдается некоторая тенденция к расширению использования пластмасс для изготовления деталей подшипников. Так, выпущены подшипники с кольцами из пластмасс, а также подшипники, полностью выполненные из пластмасс, с ограниченной областью использования.

Перспектива применения таких подшипников в реальных условиях эксплуатации определяются тремя основными условиями: 1) допустимой рабочей температурой подшипника; 2) грузоподъемностью подшипника в состоянии покоя и при работе под нагрузкой; 3) внутренними зазорами, которые должны быть не ниже определенных пределов, даже когда подшипник работает на холостом ходу.

Проведенное сопоставление шарикоподшипников, у которых: 1) все детали стальные ($E=21\ 000$ кгс/мм²); 2) кольца пластмассовые ($E=275$ кгс/мм²), шарики стальные; 3) все детали пластмассовые ($E=275$ кгс/мм²), показало, что отношение их площадей контакта S_i , значений грузоподъемности расчетной Θ_i и установленной экспериментально Θ_i' составляет $S_1:S_2:S_3=1:10,75:17,2$; $Q_1:Q_2:Q_3=100:2,8:1,42$; $Q_1':Q_2'=100:2,38$. В стальных подшипниках радиальный зазор составляет $\sim 0,01+0,1\%$ от среднего диаметра подшипника (в зависимости от типа и класса точности), а в пластмассовых подшипниках этот зазор достигает $\sim 0,8\div 1\%$ диаметра, т. е. по меньшей мере в 10 раз больше, чем в стальных; поэтому пластмассовые подшипники применимы лишь там, где не ставится требование точности. Однако их малая масса, электроизолирующие свойства, способность работать без смазки и меньшая стоимость обеспечивают некоторые перспективы применения пластмассовых подшипников в случаях, когда их рабочая температура $\leq 50^\circ\text{C}$ и давление контакта $p < 0,15$ кгс/мм², т. е. требуемая грузоподъемность подшипника не превышает 2,5% грузоподъемности стального. Имеется основание полагать, что, если будут созданы пластмассы с более высокими, чем у выпускаемых в настоящее время

мя, эксплуатационными характеристиками, то область использования пластмассовых шарикоподшипников может быть расширена [21].

Во французском патенте № 2076601 описан радиальный шарикоподшипник с пластмассовыми кольцами. Наружное кольцо (рис. 20), состоящее из двух полуколец 1, и внут-

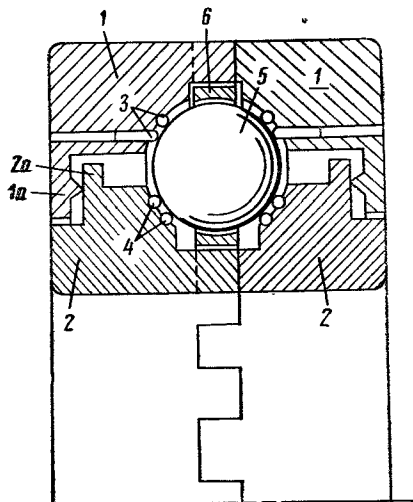


Рис. 20. Радиальный шарикоподшипник с пластмассовыми кольцами

реннее кольцо, состоящее из двух полуколец 2, имеют ступенчатую поверхность разъема, расположенную в средней плоскости подшипника. На наружных 1 и внутренних 2 полукольцах предусмотрены соответствующие кольцевые губы 1а и 2а, образующие с обеих сторон подшипника лабиринтовые уплотнения. На внутренней стороне полуколец заложены закаленные спирали 3 и 4 из пружинной стали, образующие дорожки качения для стальных шариков 5, расположенных в сепараторе 6. Концы спиралей отогнуты под прямым углом и утоплены в тело полуколец. Крепление спиралей в полукольцах осуществляется ультразвуковым способом или нагревом т. в. ч. С помощью специального пуансона спиралям придают полусферическую форму в соответствии с формой тел качения. Соединение полуколец после ввода выступов одного кольца во впадины другого производится ультразвуковым способом или нагревом т. в. ч. [22].

Радиальные шарикоподшипники из пластмассы, выпускаемые фирмой Deutsche Star-Kugelhalter (ФРГ), снабжены кольцами из полиформальдегида, сепаратором из полиамида 6.6 и шариками из стекла и предназначены для работы в контакте с агрессивными средами, кислотами, щелочью, паром и водой.

При применении таких подшипников не могут быть достигнуты пределы скоростей, нагрузок и рабочих температур, свойственные подшипникам с деталями из сталей. Присоединительные размеры подшипников соответствуют рядам размеров, установленным DIN 625. Наименьший подшипник имеет диаметр отверстия 6 мм, наружный диаметр 19 мм, самый большой — соответственно 30 и 55 мм. Допустимая нагрузка в зависимости от размеров составляет 5—31 кгс (при комнатной температуре). По заказу шарики и кольца могут быть изготовлены из пластмассы различных сортов. Выпускают такие двухрядные пластмассовые шарикоподшипники, несущая способность которых выше, чем однорядных [23].

Малогобаритные малозумные радиальные шарикоподшипники (рис. 21) с наружным кольцом из полиформальде-

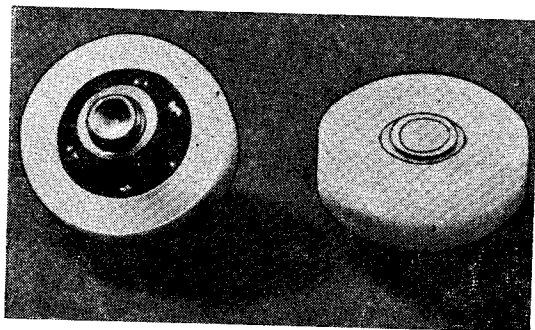


Рис. 21. Малогобаритный радиальный шарикоподшипник с пластмассовым наружным кольцом

гида марки Ultraform 2200 выпускаются фирмой Kurper (ФРГ) и, в частности, предназначены для мебели и конторских машин. Установлено, что наибольшую опасность с точки зрения сохранения прочности подшипника вызывает статическая нагрузка, а не динамическая, пока скорость вращения подшипника не превосходит 1 м/с. Максимальная нагрузка на наружное пластмассовое кольцо, вызывающая максимальные напряжения на дорожках качения, возникает,

когда один из шариков находится в нижней точке дорожки качения. Расчет допустимой нагрузки этого подшипника производится с учетом напряжений, возникающих на посадочной поверхности пластмассового наружного кольца. Физико-механические свойства пластмассы, применяемой для наружных колец, зависят от температуры и продолжительности нагружения при работе подшипника [24].

Радиальные шарикоподшипники с кольцами из бронзы или нержавеющей стали и пластмассовыми шариками двух размеров (без сепаратора) выпускаются фирмой Sinclair (США). Главные шарики большего диаметра (рис. 22), не-

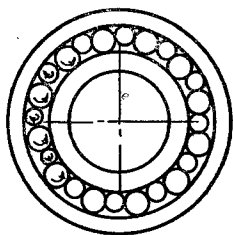


Рис. 22. Радиальный шарикоподшипник с пластмассовыми шариками

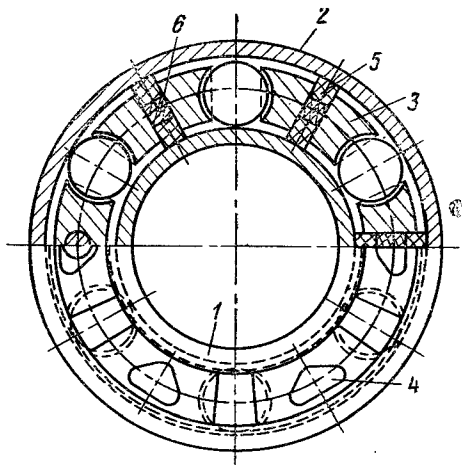


Рис. 23. Радиальный шарикоподшипник с разборным пластмассовым сепаратором

сущие нагрузку, выполнены из дельрина, а расположенные между ними разделительные шарики меньшего диаметра — из полиэтилена.

Назначение более податливых разделительных шариков состоит в том, чтобы не допускать столкновений главных шариков при их входе в зону нагрузки в результате ускорения под действием давления, оказываемого на них кольцами подшипника. Шарикоподшипник может работать без смазки или с водяной смазкой и, в частности, предназначается для установки в бумагоделательных машинах, в которых по условиям работы обильно подается вода [25].

Пластмассовый разборный самосмазывающийся сепаратор для шарикоподшипников описан в авторском свидетельстве СССР № 347477. Сепаратор выполнен составным

из отдельных пластмассовых секторов, расположенных между шариками подшипника. Самосмазывающиеся, например, полиамидные секторы 3 (рис. 23) сепаратора снабжены по бокам аэродинамическими выступами 4. В средней части каждого сектора 3 имеется радиальное отверстие, в которое вставлено два самосмазывающихся стержня 5, нагруженных промежуточным эластичным элементом 6 и взаимодействующих своими торцами с наружным 2 и внутренним 1 кольцами подшипника.

При вращении внутреннего кольца 1 с относительно высокой скоростью центробежные силы вызывают смещение секторов 3 к внешней стороне подшипника, но аэродинамические выступы 4 на них создают воздушное течение, противоположное направлению действия центробежных сил, и препятствуют смещению секторов. Одновременно возникающая воздушная струя охлаждает внутреннее кольцо 1. Стержни 5 при взаимодействии с кольцами подшипника улучшают их смазку [26].

Сепаратор специальной конструкции из полиамида используется в высокоскоростном радиальном однорядном шарикоподшипнике, описанном в патенте США № 3649093 и предназначенном для применения, например, в авиационных газовых турбинах при параметре до $d \cdot n = 2\,000\,000$ (d — диаметр отверстия подшипника в мм, n — частота вращения в об/мин).

Разъёмный несимметрический сепаратор 18 (рис. 24) имеет цилиндрические гнезда 20 для размещения шариков 16 и центрирующие пояски 24, 30. В начале вращения подшипника сепаратор 18 центрируется пояском 24 по бортику 28 внутреннего кольца 14, а в минимальном зазоре между пояском 24 и бортиком 28 создается смазочная пленка, образованию которой способствует материал сепаратора. При этом между пояском 30 сепаратора и бортиком 34 наружного кольца 12 выдерживается зазор, величина которого выбирается из условия, что при рабочих скоростях и рабочей температуре турбины под действием центробежных сил и температурного расширения материала сепаратора он будет центрироваться пояском 30 по бортику 34 наружного кольца. Для компенсации воздействия центробежных сил на сепаратор, имеющий несимметричную форму, и повышения его стойкости поперечное сечение пояска 24 принимается большим, чем у пояска 30, который имеет больший диаметр и на который, следовательно, действует большая центробежная сила. Сепаратор такой конструкции может быть использован и для радиально-упорных шарикоподшипников [27].

Сепаратор из спеченного пористого найлона 22 (рис. 25) для радиально-упорного шарикоподшипника описан в патенте США № 3685877. Для уменьшения поверхности контакта

шариков 20 с гнездами 24 сепаратора и, следовательно, для снижения трения между шариками и сепаратором и износа гнезд в сепараторе предусматриваются кольцевые канавки 26, 28. При вращении подшипника шарики 20 контактируют с узкими поверхностями 30 перемычек сепаратора 22, вращая

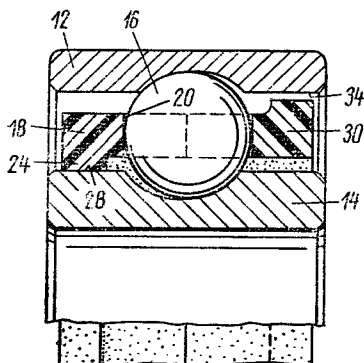


Рис. 24. Радиальный шарико-подшипник с пластмассовым сепаратором

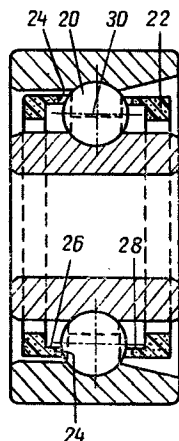


Рис. 25. Радиально-упорный шарикоподшипник с пористым пластмассовым сепаратором

его. Шарики 20 расположены в гнездах 24 с несколько увеличенным зазором в осевом направлении, что позволяет компенсировать погрешности, возникающие при изготовлении сепаратора 22, и снижает общий уровень вибраций подшипника [28].

6. Нестандартные детали шарикоподшипников

Кольца.

Самозакрепляющееся на валу сборное внутреннее кольцо шарикоподшипника описано в английском патенте № 1273165. Металлический цилиндр 4 (рис. 26) вставляется во внутреннее кольцо подшипника, и собранное кольцо помещается в пресс-форму вместе с эластомером, который заполняет все пустоты между кольцом и цилиндром 4. Цилиндр 4 состоит из трех сегментов 20, 21, 22, разделенных канавками 18, 19, перемычек 26 и фаски 23, которая от наружной поверхности 24 цилиндра 4 доходит до его внутренней поверхности 17. После прессования в пресс-форме кольцо подвергается механической обработке, при которой полностью удаляются перемычки 26.

Для получения неподвижной посадки внутренний диаметр сборного кольца делается несколько меньше диаметра вала, на которой он должен монтироваться. После монтажа на вал сегменты 20—22 несколько деформируются, вследствие чего между средней частью сегментов и валом образуется зазор, причем сегменты фактически контактируют с валом не всей поверхностью, а только двумя концевыми узкими полосками,

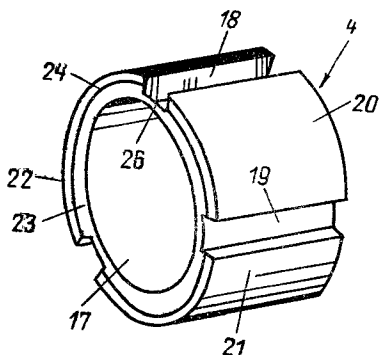


Рис. 26. Самозакрепляющееся на валу сборное внутреннее кольцо шарикоподшипника

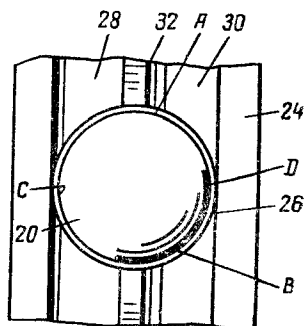


Рис. 27. Сепаратор радиального шарикоподшипника

по которым происходит интенсивный прижим кольца к валу. При этом усиливается сопротивление смещению кольца по валу и стабилизируется радиальная ориентация подшипника. Эластомер, заполнивший пространство между фаской 23 и отверстием кольца, образует кольцевое уплотнение, которое препятствует проникновению грязи и влаги в зону контакта кольца с валом [29].

Сепараторы.

В сепараторе 24 (рис. 27) радиального шарикоподшипника, описанном в патенте США № 3647269, на внутренней поверхности выполнены кольцевые канавки 28, 30, которые образуют на поверхности гнезд под шарики цилиндрический поясok 32, расположенный на оси сепаратора. Шарик 20 контактирует с гнездом 26 сепаратора при работе подшипника только в точках А и В на поверхности пояса 32 и точках С и D на цилиндрической поверхности гнезда, т. е. фактически в точках, лежащих на сторонах квадрата. Применение сепаратора такой конструкции позволяет компенсировать небольшие погрешности изготовления деталей подшипника и

уменьшить его уровень вибрации благодаря обеспечению постоянной скорости вращения сепаратора, что особенно важно для прецизионных подшипников. Вариант конструкции сепаратора предусматривает изготовление аналогичных кольцевых канавок на его наружной поверхности [30].

В патенте США № 3639017 описана конструкция сепаратора 12 (рис. 28а, б) радиального шарикоподшипника, осо-

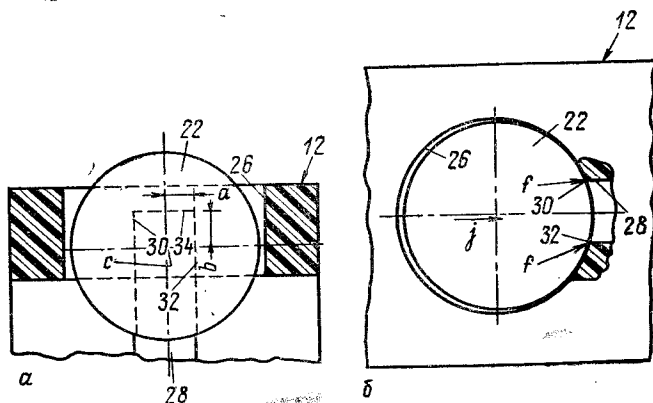


Рис. 28. Сепаратор радиального шарикоподшипника

бенностью которого является изготовление на его внутренней поверхности цилиндрической канавки 28 со сторонами 30, 32 и дном 34. При этом сферическая поверхность шариков 22 контактирует с поверхностью гнезд 26 только по двум кромкам, образованным пересечением сторон 30, 32 с поверхностью гнезд 26. Для исключения контакта шариков с дном 34 канавки 28 расстояние a от центра вращения c до сторон 30, 32 выдерживается меньшим, чем расстояние b от центра вращения c до дна 34 канавки. При соблюдении этого условия при работе подшипника усилия f , передаваемые шариками сепаратору через две указанные кромки, направлены под некоторым углом к направлению вращения j сепаратора, что способствует повышению стабильности работы подшипника, причем влияние небольших погрешностей изготовления деталей подшипника снижается. Вариант конструкции сепаратора предусматривает наличие такой же канавки на его наружной поверхности. Сепаратор может быть изготовлен из различных материалов, включая пористый найлон [31].

Описанный в японском патенте № 2803 сборный сепаратор для крупногабаритных шарикоподшипников состоит из двух колец 1 и 1' (рис. 29), выполненных из листовой стали. В каждом кольце с определенным шагом вырублены отвер-

ствия 2, смещенные из среднего диаметра колец таким образом, что у одного кольца они раскрыты с его внутренней стороны, а у другого — с внешней. При этом на кольцах 1 и 1' образуются перемычки 3. Между кольцами 1 и 1' в местах

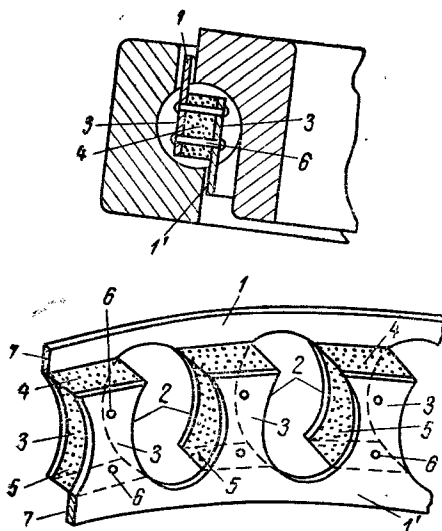


Рис. 29. Сепаратор крупногабаритного упорного шарикоподшипника

перемычек между отверстиями помещаются сегменты 4, изготовленные из синтетической смолы, обладающей надлежащей упругостью и низким коэффициентом трения; вогнутые поверхности 5 сегментов 4 используются для обеспечения контакта с шариками. Кольца 1 и 1' совместно с расположенными между ними сегментами 4 скрепляются заклепками 6. В собранном состоянии сепаратор имеет радиальные борта 7, расположенные соответственно с внутренней и наружной сторон, причем борта 7 находятся на различных уровнях. Диаметр вогнутых сферических поверхностей 5 сегментов 4 немного больше диаметра шариков. Несмотря на сравнительно небольшую толщину листовой стали, из которой изготовлен сепаратор, он отличается значительной жесткостью в вертикальном направлении и исключает возможность выпадения шариков [32].

В патенте ЧССР № 141602 описывается сепаратор радиального шарикоподшипника, у которого обычно имеющееся трение скольжения между шариками и сепаратором заменено трением качения. Сепаратор состоит из двух колец 3 (рис. 30), которые устанавливаются свободно в канавках

того кольца подшипника (наружного 1 или внутреннего 5), которое неподвижно в процессе работы подшипника. Кольца сепаратора связаны между собой дистанционными элементами 4. Последние представляют собой валики, снабженные на

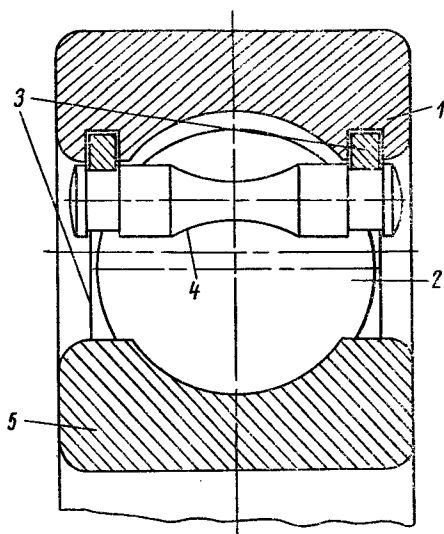


Рис. 30. Сепаратор радиального шарикоподшипника

концах цапфами для соединения с кольцами. 3 сепаратора. В средней части валики имеют вогнутую фасонную поверхность, последняя обеспечивает линейный контакт с шариками 2 подшипника, между которыми они располагаются. В вертикальной плоскости дистанционные элементы располагаются над или под центрами шариков 2 со смещением в сторону неподвижного кольца подшипника, в котором устанавливаются кольца сепаратора [33].

Шарики.

Описанный во французском патенте облегченный составной шарик для подшипников качения состоит из керамического ядра 12 (рис. 31), выполненного из окиси алюминия, и оболочки из прессованного стального порошка. Оболочка выполняется из двух полусфер 16 с мелкими зубцами на торцах 56. Полусферы, помещенные на керамическом ядре, обжимаются на прессе, и полученные шарики подвергаются спеканию в соответствующих печах. Подобные шарики обла-

дают достаточной механической прочностью (сопротивление сжатию 125 кгс/мм^2) при значительно меньшем весе (примерно равном $1/3$ веса стального шарика того же диаметра). Благодаря этому соответственно уменьшаются центробежная сила и сила инерции шариков, что позволяет использовать

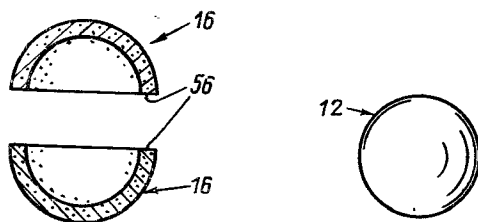


Рис. 31. Облегченный шарик для шарикоподшипника

их в подшипниках большего диаметра, например в различных ракетных космических установках [34].

Высокоточные шарики из карбида вольфрама диаметром от $0,5$ до 35 мм выпускает фирма Spheric Engineering (Англия). Точность формы (радиуса кривизны) от $0,12$ до $0,6 \text{ мкм}$; разноразмерность в комплекте от $\pm 0,25$ до $\pm 0,6 \text{ мкм}$. Шарики выпускаются по четырем различным группам прочности. В обычном исполнении $\text{HV } 1600 \text{ кгс/мм}^2$ при прочности на разрыв 140 кгс/мм^2 . Такие шарики предназначаются для высоконагруженных подшипников и направляющих в самолетостроении, где необходима высокая коррозионная стойкость, для наконечников измерительных инструментов, а также в качестве инструмента для чистовой раскатки и калибрования отверстий [35].

7. Устройства для крепления колец шарикоподшипников на посадочных местах

При встраивании шарикоподшипника, например, в корпус узла посадка наружного кольца выбирается настолько свободной, чтобы это кольцо могло самоустановиться в нужном осевом положении в соответствии как с допуском по длине сопряженных деталей исполнительного органа машины, так и с изменениями по длине, обусловленными нагреванием элементов узла. При такой посадке может возникнуть опасность самопроизвольного проворачивания кольца в корпусе, если нагрузка подшипника не остается постоянной по направлению.

Для устранения проскальзывания (ослабления посадки) наружных, а также внутренних колец в узлах патентом США № 3655252 предлагается конструкция фиксатора для предотвращения проворачивания наружного кольца 14 (рис. 32) радиального однорядного шарикоподшипника 10 с

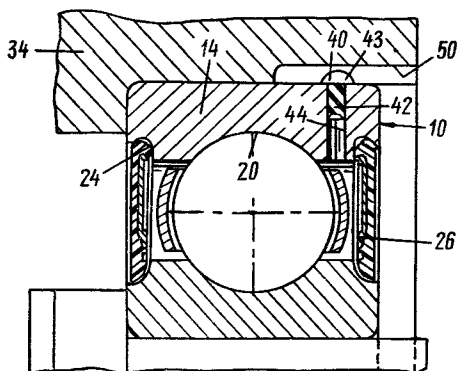


Рис. 32. Фиксатор для крепления наружного кольца радиального шарикоподшипника

двусторонними уплотнениями 24, 26 относительно корпуса 34. В кольце 14 предусматривается сквозное радиальное отверстие 44, расположенное вне желоба 20 кольца. В этом отверстии устанавливается фиксатор 40 с головкой 43 и стержнем 42. Твердость материала фиксатора меньше, чем у кольца 14. На стержне 42 имеются спиральные выступы, которые при установке фиксатора 40 в отверстие 44 деформируются и обеспечивают плотную посадку фиксатора 40. При этом устраняется возможность вытекания смазки из подшипника через отверстие 44 и попадание в него инородных частиц. Головка 43 фиксатора 40 выступает за наружный диаметр кольца 14 и входит в паз 50 на посадочной поверхности корпуса 34 исключая проворачивание подшипника 10 относительно корпуса. Рекомендуется применять фиксатор 40 с диаметром стержня 42 около 1,86 мм при диаметре отверстия 44 около 1,79 мм [36].

Конструкция проволочного фиксатора для крепления наружного кольца в расточке корпуса описана во французском патенте № 2073198.

Для предотвращения проворачивания наружного кольца в процессе работы подшипника на наружной поверхности кольца выполняется смещенная из центрального положения кольцевая канавка, в которую вводится разрезное пружи-

нящее кольцо 4 (рис. 33). Кольцо 4 изготавливается из металлической проволоки и состоит из двух крайних частей 42а, 42б в форме выпуклых дуг радиусом R_2 и промежуточной части 41, образованной окружностью радиусом R_1 , причем

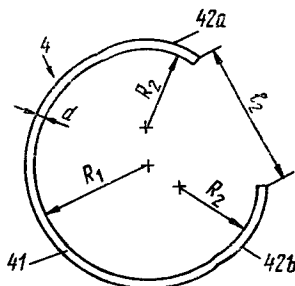


Рис. 33. Проволочный фиксатор для наружного кольца радиального шарикоподшипника

радиус R_2 меньше радиуса R_1 . Части кольца 42а и 42б расположены симметрично относительно промежуточной части 41. Радиус R_1 немного меньше половины диаметра основания канавки наружного кольца подшипника. Расстояние l_2 между концами частей 42а, 42б выбирается так, чтобы кольцо 4 не могло выпасть из канавки под действием своей упругости. Толщина d кольца 4 немного меньше глубины канавки. Такая конфигурация и размеры кольца 4 способствуют тому, что после установки подшипника вместе со сжатым кольцом в отверстие корпуса кольцо, деформируясь в радиальном направлении, создает на поверхности расточки момент трения, препятствующий проворачиванию наружного кольца.

В варианте конструкции крепления установка аналогичного пружинного кольца производится между валом и внутренним кольцом подшипника [37].

В шведском патенте № 341098 описан предложенный фирмой SKF способ фиксирования в осевом направлении наружного кольца шарикоподшипника без применения замка для предотвращения его проворачивания по посадочной поверхности.

Вблизи одного (или обоих торцов на периферии 3 (рис. 34) наружного кольца 1 имеется кольцевая канавка специального профиля 4 для фиксирующих колец. В ближайшую к средней плоскости наружного кольца часть этой канавки закладывается кольцо 9 из эластичного материала, а рядом с ним — разрезное прижимное кольцо 10 из жест-

кого материала. При постановке на место жесткое кольцо 10 прижимается одним своим торцом к торцу 5 канавки наружного кольца, а другим — к опорной торцевой плоскости 11 детали 2, в которой посажено наружное кольцо. При этом

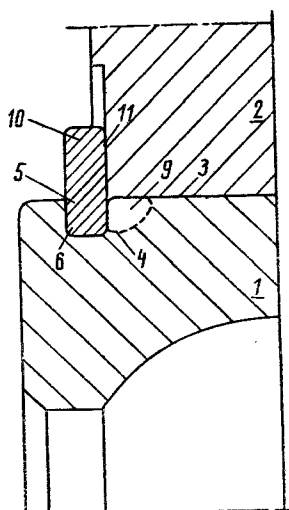


Рис. 34. Кольцевой фиксатор для наружного кольца радиального шарикоподшипника

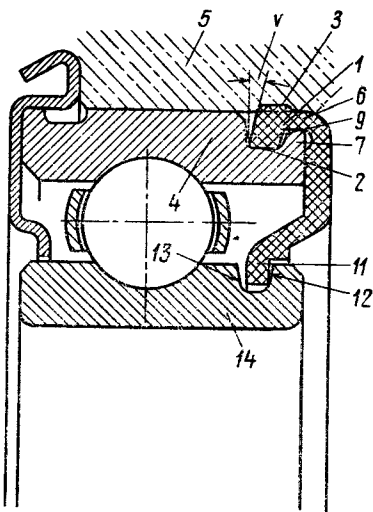


Рис. 35. Фиксатор с защитным щитком для наружного кольца радиального шарикоподшипника

жесткое кольцо 10 распирает эластичное кольцо 9 в канавке и фиксирует наружное кольцо подшипника в установленном при монтаже узла положении [38].

Для дополнительного крепления наружного (или внутреннего) кольца шарикоподшипника в корпусе (или на валу) с одновременной компенсацией влияния некоторых дефектов изготовления деталей и монтажа подшипника предназначается описанное в патенте ПНР № 61724 фиксирующее кольцо, закрепляемое на корпусе (или валу) и прижимаемое к торцу кольца подшипника. Установочное кольцо может также использоваться для сохранения требуемого прижима кольца подшипника при вызванных тепловым расширением осевых смещениях деталей узла. Для обеспечения податливости кольца в осевом направлении оно изготавливается с радиальными прорезями или отверстиями [39].

Для фиксации наружного кольца радиального шарикоподшипника в корпусе с одновременной защитой подшипника от загрязнения английским патентом № 1286872 предлагается конструкция щитка, изготовленного из пластмассы или резины и имеющего для фиксации подшипника в корпу-

се 5 (рис. 35) внешнюю реборду 1, которая заходит в кольцевую канавку на посадочной поверхности наружного кольца 4 подшипника. При этом цилиндрические поверхности 2, 3 реборды 1 с натягом контактируют с кольцом 4 и корпусом 5 и притормаживают кольцо 4. Кроме того, при посадке подшипника в корпус реборда 1 деформируется с образованием угла наклона V к боковой поверхности канавки, величина которого зависит от диаметра расточки корпуса 5 и от выступания щитка за посадочный диаметр наружного кольца 4 подшипника. Такое несимметричное размещение реборды 1 в канавке на наружном кольце 4 позволяет лучше компенсировать изменения давления в контакте кольцо 4 — реборда 1 — корпус 5, возникающие из-за колебания допусков размеров контактирующих деталей. Для исключения чрезмерного увеличения угла V при радиальном нагружении в щитке предусматривается цилиндрическая часть 6 уменьшенного (по сравнению с ребордой 1) поперечного сечения, которая образует с ребордой 1 и поверхностью канавки на наружном кольце 4 зазор 9, ограничивающий деформацию реборды 1. Это ограничение достигается также прижатием корпусом 5 части 6 к фланцу 7 кольца 4. Внутренняя реборда 11 щитка размещается с зазором в канавке внутреннего кольца 14. При этом реборда 11 может иметь незначительный натяг в контакте с боковыми поверхностями 12, 13 канавки, образуя лабиринт, предупреждающий попадание инородных частиц в рабочую зону подшипника. При незначительном избыточном давлении внутри или вне подшипника увеличивается усилие в контакте реборды 11 со сторонами канавки и повышается герметичность подшипника [40].

Конструкция фиксатора для крепления наружного кольца самоустанавливающегося шариподшипника описана в патенте США № 3623782. Установленный в корпусе 11 (рис. 36) подшипник состоит из наружного кольца 14 со сферой по посадочному диаметру, шариков 15, сепаратора 16 и внутреннего кольца 13, закрепленного на валу с помощью винта 12. Для предупреждения попадания в рабочую зону подшипника инородных частиц на торцах подшипника предусмотрены защитные 20 и уплотнительные 18 шайбы. На посадочных поверхностях наружного кольца 14 и корпуса 11 образована полость 24. Смазка подводится в подшипник через резьбовое отверстие 25 в корпусе 11 и смазочный канал 26 в наружном кольце 14, связанные с полостью 24. В полости 24 устанавливается стальной шарик 27. При сборке узла в отверстии 25 размещается втулка 28 с диаметром, меньшим диаметра отверстия 25, имеющая смазочный канал 29. В отверстие 25 заворачивается масленка 30, которая прижимает втулку 28 к шарiku, а шарик 27 — к дну полости 24.

Высота полости 24 выбрана так, чтобы обеспечить некоторую свободу поворачивания наружного кольца 14 относительно корпуса 11 в угловом направлении для самоустановки подшипника и ликвидировать возможность проворачивания кольца 14 относительно корпуса при незначительной нагрузке и больших числах оборотов [41].

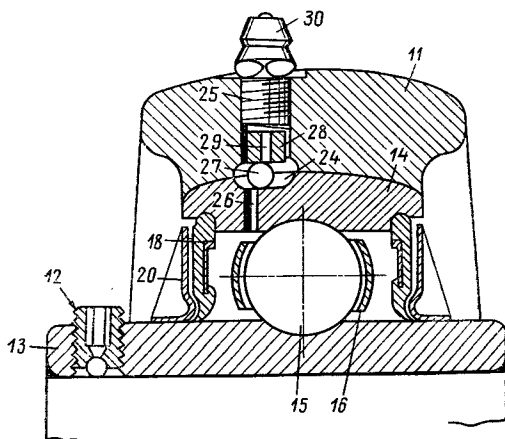


Рис. 36. Фиксатор для наружного кольца самоустанавливающегося шарикоподшипника с устройством для смазки

Другой вид крепления колец шарикоподшипников, применяемый для внутренних колец с плотной посадкой на валу, предназначается для устранения возникновения контактной коррозии, разрушающей посадочные поверхности кольца и вала при наличии небольших относительных смещений сопряженных деталей во время работы подшипника, а также для устранения перекоса кольца при монтаже. Конструкция дополнительного крепления внутреннего кольца на валу с устранением перекоса, предложенная во французском патенте № 2078073, предусматривает применение фиксирующей втулки для установки в коническом отверстии внутреннего кольца подшипника. Втулка с одного конца снабжена продольными упругими лепестками прямоугольной формы, наружная поверхность которых имеет конус, обратный конусу кольца. На противоположном конце втулки выполнена резьба. При сборке втулка, расположенная между валом и внутренним кольцом подшипника, затягивается гайкой, навертываемой на ее резьбу и контрящейся, например, пружинным замком. При этом производится фиксация внутреннего кольца на валу.

Вариант конструкции предусматривает фиксацию втулки узким стопорным кольцом, устанавливаемым между торцом кольца подшипника и буртом втулки, причем на соприкасающихся поверхностях бурта втулки и стопорного кольца выполнены пилообразные зубцы, находящиеся во взаимном сцеплении. Затяжка втулки в отверстия кольца подшипника производится соответствующим поворотом стопорного кольца [42].

8. Уплотнения для шарикоподшипников

В шарикоподшипниках для устранения утечки смазки применяют с одного или обоих торцов уплотнения различного конструктивного исполнения, совмещающие в ряде случаев функции защитных шайб, устраняющих попадание загрязнений внутрь подшипника.

Фетровые уплотнения, заменяющие иногда защитные шайбы, имеют некоторые недостатки, в частности их применение вызывает увеличение высоты подшипника; кроме того, внедряющиеся в фетр инородные частицы могут вызвать повреждение соприкасающейся с уплотнением поверхности внутреннего кольца и снизить эффективность действия уплотнения. Предельная скорость вращения подшипников с фетровым уплотнением 450—610 *м/мин*, допустимая температура от -50° до $+120^{\circ}$ С.

В настоящее время фетровые уплотнения подшипников во многих случаях заменяют более надежными армированными уплотнениями из синтетической резины, которые не требуют увеличения высоты подшипника.

В нормальном исполнении для резиновых уплотнений обычно применяют нитрильную резину, с которой армирующие шайбы (плоские или с ребрами жесткости) соединяются вулканизацией. На периферии диска уплотнения часто выполняется выемка *a* (рис. 37) для повышения его эластичности и снижения деформации наружной поверхности подшипника при установке уплотнения.

Для создания масляной пленки, повышающей эффективность работы уплотнения, канавка на внутреннем кольце, в которую вводится уплотнение, тщательно обрабатывается.

Допустимая частота вращения подшипника зависит от типа уплотнения. Она обычно составляет около 70% от допустимой для подшипников с защитными шайбами.

Уплотнения из нитрильной резины обычной конструкции используются при рабочих температурах от -20° до $+100^{\circ}$ С, в отдельных случаях до 120° С. Для более высоких температур применяют уплотнения из резиновых комбинаций (полиакрилата, этилена, полипропилена, ПТФЭ и т. п.). При

меняемые материалы кроме теплостойкости должны обладать стойкостью к маслам, воде, щелочам.

В подшипниках, работающих в условиях сильного загрязнения или в условиях, когда возможно попадание в них воды (например, для сельскохозяйственных машин), применяются многослойные (многокромочные) уплотнения (рис. 38), собранные из нескольких резиновых дисков, за-

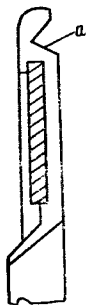


Рис. 37. Кольцевое резиновое армированное уплотнение для шарикоподшипника

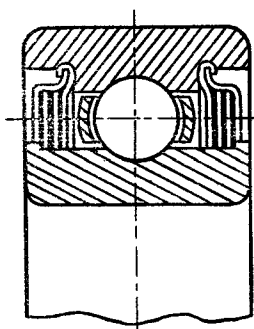


Рис. 38. Многослойное резиновое уплотнение для радиального шарикоподшипника

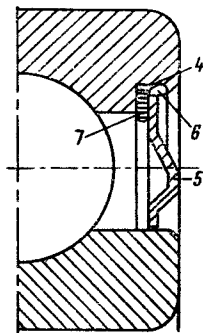


Рис. 39. Сборное уплотнение для радиального шарикоподшипника

ключенных в кожух из листовой стали. Многокромочное уплотнение создает лабиринтовое действие на периферии внутреннего кольца. Верхняя часть кожуха закрепляется в канавке наружного кольца.

Для особо ответственных механизмов, например в системах управления самолетами, применяются уплотнения из стекловолокна пропитанного фторопластом, или фторопластовые диски, которые зажимаются между пружинными разрезными кольцами из нержавеющей стали. Уплотнения этого типа отличаются низким коэффициентом трения и стойки к незамерзающим жидкостям [43].

Сборное уплотнение для радиального шарикоподшипника, описанное в английском патенте № 1268507, состоит из кольца 5 (рис. 39), на внешней кромке которого нанесены отогнутые наружу зубцы 6, и эластичного кольца 7. При установке кромки кольца 5 в канавку квадратного сечения 4 на наружном кольце подшипника вследствие деформации зубцов 6 создается натяг в радиальном направлении. Одновременно с этим эластичное кольцо 7 зажимается в осевом направлении между стенкой канавки 4 и торцом кольца 5, причем зубцы 6 прижимаются ко дну канавки 4. Кольцо 5

имеет выпуклую форму, увеличивающую объем масляной камеры подшипника. Кольцо 7 изготавливается из маслостойкой резины, а для кольца 5 может быть использован металл или другой материал, обеспечивающий упругость зубцов. Предусматривается возможность применения аналогичной конструкции при установке уплотнения в канавке внутренне-го кольца [44].

Кольцевое армированное уплотнение 4 (рис. 40а) для радиального шарикоподшипника, описанное в патенте США

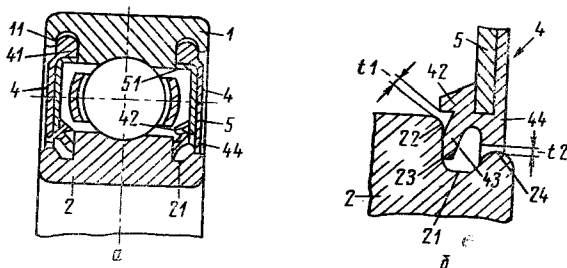


Рис. 40. Армированное резиновое уплотнение для радиального шарикоподшипника

№ 3642335, изготавливается из упругого материала, например резины, и армируется шайбами 5 с отбортовкой 51. Внешние кромки 41 уплотнений 4 входят с натягом в канавки 11 на бортиках наружного кольца 1. На внутренней стороне уплотнений 4 расположены: внутренняя губа 42, образующая зазор t_1 (рис. 40б) с криволинейной фаской бортика 22 внутреннего кольца 2; внешняя губа 44, которая образует лабиринтный зазор t_2 с выступом 24 канавки 21, и промежуточная губа 43, которая прижимается к боковой стороне 23 канавки 21.

Губа 42 служит для удержания пластичной смазки в подшипнике при его эксплуатации. Та часть смазки, которая при увеличении текучести может вытечь из внутренней полости подшипника, удерживается промежуточной губой 43. С помощью лабиринтового зазора t_2 устраняется возможность проникновения загрязнений в подшипник.

При достаточной упругости промежуточной губы 43 ее износ может быть значительно снижен, кроме того уменьшаются момент трения и нагрев подшипника при эксплуатации [45].

Многослойное резинометаллическое уплотнение шарикоподшипника, описанное в патенте США № 3630530, выполнено сборным из пакета шайб, закрепленных в канавке у торцов наружного кольца подшипника. Каждое уплотнение

(рис. 41) состоит из задней деформируемой металлической шайбы 21, внешней тонкой металлической шайбы 22 и одной или нескольких промежуточных эластичных пластмассовых шайб 23. Радиальная внутренняя губа шайбы 23 контактирует с уступом 24 внутреннего кольца 10 подшипника. Слегка развальцованный борт 25 шайбы 22 служит для защиты эластичной губы шайбы 24. Канавка 20 наружного кольца 11 имеет профильное сечение, причем на ее внутренней поверхности выполнены местные углубления 35 и 36 с соответствующими напльвами металла 35' и 36'. При установке уплотнения в канавку 20 радиальный участок 29 шайбы 21 плотно прилегает к стенке 28 канавки 20, а осевой участок 30 шайбы 21 запрессовывается в полость канавки 20, причем кромка 31 шайбы 21 прижимает концы шайб 22 и 23 к участку 29.

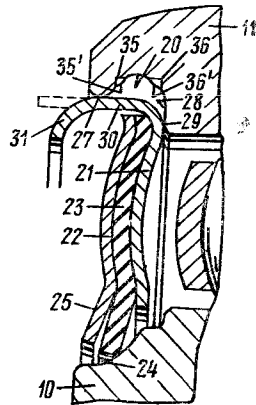


Рис. 41. Многослойное резинометаллическое уплотнение для шарикоподшипника

9. Защитные шайбы шарикоподшипников

Защитные металлические шайбы применяются в шарикоподшипниках закрытого типа для предотвращения проникновения пыли и инородных частиц внутрь подшипника и вместе с этим для сохранения запаса смазки в подшипнике. Перед установкой защитных шайб в канавки на торцах подшипника внутрь подшипника закладывается контролируемое количество пластичной смазки, которое ограничено в связи с необходимостью исключения интенсивного перемешивания смазки в подшипнике и устранения ее вытекания, возникающего при излишках смазки.

При закреплении защитных шайб в канавках наружного кольца обычно применяется развальцовка или чеканка, которая может вызвать деформацию наружной поверхности кольца и потерю подшипником в связи с этим установленного габаритного размера. Поэтому, согласно рекомендациям ISO № 1648, допуск на наружный диаметр стандартных подшипников закрытого типа (при двухточечном измерении) может быть увеличен на $2 \div 24$ мкм (в зависимости от размера подшипника).

В прецизионных и приборных подшипниках для предотвращения такой деформации используют защитные тарель-

чатые шайбы съемной конструкции, которые удерживаются в точно обработанных кольцевых канавках наружного кольца с помощью проволочных запорных колец *a* (рис. 42) [43].

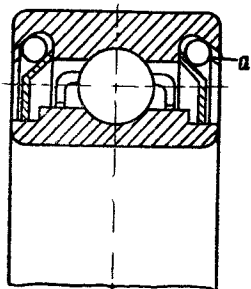


Рис. 42. Тарельчатая защитная шайба для шарикоподшипника

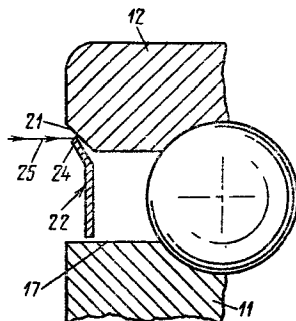


Рис. 43. Тарельчатая защитная шайба для радиального шарикоподшипника

Защитные шайбы специального исполнения применяются в шарикоподшипнике, описанном в английском патенте № 1263263. Защитные шайбы 22 (рис. 43) тарельчатой формы из низкоуглеродистой стали при установке в собранный подшипник прижимаются под давлением, обеспечивающим прилегание по окружности конической части 24 шайб 22 к

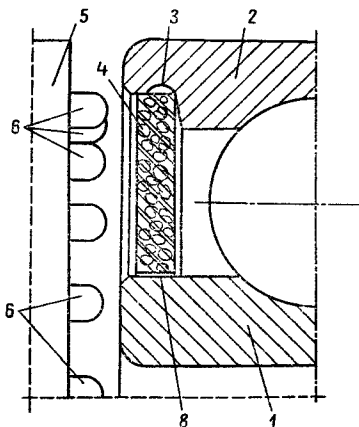


Рис. 44. Армированная пластмассовая защитная шайба для радиального шарикоподшипника

поверхности фасок 21 наружного кольца 12 и небольшой зазор между кромками шайб 22 и бортиками 17 внутреннего кольца 11 подшипника, причем исходный угол конуса конической части 24 делается несколько больше, чем угол конуса фаски 21. Одновременно лучом лазера 25, сфокусированным на стык наружного диаметра шайбы 22 и фаски 21, производится точечная сварка шайбы 22 и кольца 12 в трех точках, расположенных по окружности через 120° [47].

Защитная шайба 4 (рис. 44) для шарикоподшипника, описанная во французском патенте № 2079822, закрепляется в цилиндрической расточке 3 на торце наружного кольца 2. На внешней стороне расточки 3 имеется полукруглая канавка. Защитная шайба 4 выполнена из армированного полиамида, содержащего до 30% стекловолокна. Внутренний диаметр шайбы 4 несколько больше наружного диаметра бортика внутреннего кольца 1, благодаря этому при установке шайбы 4 образуется зазор 8, устраняющий трение между шайбой и бортиком кольца. Толщина шайбы 4 несколько превосходит ширину канавки в расточке 3. Фиксация шайбы производится специальным пуансоном 5, имеющим форму стального диска, на торце которого закреплены стержни 6 с полукруглой головкой, равномерно распределенные по окружности диска. Пуансон нагревается примерно до 160° С и на весьма незначительное время с усилием около 200 кгс прижимается к шайбе. Благодаря местному нагреву часть материала шайбы деформируется и заполняет кольцевую канавку 3. Таким образом обеспечивается соединение шайбы 4 с наружным кольцом 2 подшипника [48].

Защитная шайба, которая помимо защиты шарикоподшипника от загрязнений предназначена для создания небольшого запаса смазки и удлинения срока работы подшипника без возобновления смазки, описана во французском патенте № 2091608.

Защитная шайба 6 (рис. 45) на одной торцевой стороне подшипника имеет выпуклую форму, образующую кольцевую

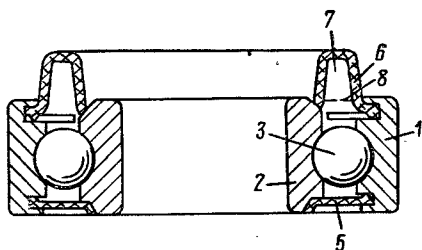


Рис. 45. Защитная шайба с кольцевой камерой для смазки

вую камеру 7 для запаса смазки. Эта шайба, отштампованная из тонкого листового металла, запрессовывается в кольцевую канавку наружного кольца 1 подшипника и имеет скользящий контакт с бортиком внутреннего кольца 2. Кольцевая камера 7 остается открытой по отношению к шарикам 3, благодаря этому смазка может постепенно поступать в зону контакта подшипника. Для устранения возможности захвата смазки, находящейся в камере 7, вращающимися деталями подшипника служит перегородка 8, заложенная в кольцевую канавку наружного кольца. Защитная шайба 5 на другой торцевой стороне подшипника имеет обычную дисковую форму с креплением в кольцевой канавке наружного кольца. Предусматривается возможность установки на этой стороне подшипника второй защитной шайбы 6 (в тех случаях, когда это допускается конструкцией узла) [49].

II. СМАЗКА ШАРИКОПОДШИПНИКОВ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ СМАЗКИ

Для смазывания шарикоподшипников применяются масла, пластичные и твердые смазки, причем масла предпочтительнее при весьма высоких скоростях и высокой рабочей температуре, при отсутствии пыли в окружающей среде и возможности герметизации подшипника с помощью уплотнения.

Основные способы подачи жидкой смазки:

- 1) смазка в масляной ванне;
- 2) разбрызгиванием посредством кольца, закрепленного на вращающемся валу;
- 3) циркуляцией масла;
- 4) смазка масляным туманом;
- 5) впрыскиванием смазки.

Применяемые присадки к смазочным маслам разделяются на несколько видов по их свойствам: улучшающие показатель вязкости; детергирующие; диспергирующие; противокислительные; антикоррозионные; повышающие маслянистость смазки; деэмульгирующие (способные быстро отделяться от воды и влаги, случайно попавших в масло), снижающие склонность масла к вспениванию и другие.

Пластичные смазки предпочтительнее при умеренной рабочей температуре, низкой и средней скорости, при невозможности использовать уплотнения, которые в состоянии утратить утечку масла.

Для пластичных смазок, применяемых в подшипниках качения, характерно явление «каналообразования» (channeling), т. е. тенденция смазки не заполнять пространство, остающееся внутри подшипника после прохода шариков, при-

чем в подшипнике как бы образуется канал, через который шарики перемещаются, не смазываясь. Это отрицательное явление может быть устранено путем подбора консистенции применяемой смазки.

Твердые смазки (MoS_2 , WS_2 , ПТФЭ) главным образом находят применение в шарикоподшипниках для работы в условиях высоких температур и глубокого вакуума. Они используются в сухом виде или в виде присадок к различным маслам, а также путем предварительного нанесения слоя на поверхности отдельных деталей подшипника [50, 51].

1. Жидкие смазки

При применении смазочных масел в шарикоподшипниках особое значение приобретает чистота масла (отсутствие инородных включений), а также устранение окисления масла, ведущего к его загрязнению, что особенно важно при циркуляционных системах смазки. Чистота применяемого смазочного масла оказывает существенное влияние на долговечность подшипника и износ его деталей при эксплуатации.

В Японии проведены исследования работы шарикоподшипника 6204 при радиальной нагрузке 500 кгс и частоте вращения 1150 об/мин с целью определения влияния введенных в смазку инородных частиц порошков глинозема (Al_2O_3) и специальной обожженной глины (Kanto) с размером $0,002 \div 0,08$ мм (в соответствии со стандартом JIS Z8901). Установлено, что по сравнению с работой в нормальных условиях при исследовании масла с порошком глинозема диаметром частиц 0,12 мм или 0,035 мм с добавкой его в количестве 10 мг/ч (или 10 мг через каждые 8 ч) долговечность подшипника соответственно уменьшилась на 10 или 20%. При использовании смеси, состоящей из порошка глинозема с диаметром частиц 0,02 мм и с подачей его через каждые 8 ч в количестве 10 мг и порошка глины с подачей его в количестве 10 мг/ч, долговечность подшипника уменьшилась на 40÷60%. Для определения износа в исследуемых подшипниках фиксировалось изменение радиального зазора. Износ рабочих поверхностей деталей подшипника был больше при использовании порошка глинозема, и увеличение радиального зазора в этом случае составило 0,01—0,36 мм (для порошка глины увеличение составило $0,01 \div 0,012$ мм). Предполагается, что долговечность подшипника при наличии в масле твердых инородных частиц уменьшалась в связи с концентрацией напряжений, возникающих из-за следов, остающихся в результате воздействия этих частиц, на поверхности деталей в зонах качения и скольжения. При этом износ и шероховатость поверхности шариков и желобов колец увеличивается [52].

2. Пластичные смазки

Работоспособность и долговечность пластичных смазок при применении в шарикоподшипниках была проверена в ФРГ опытным путем при благоприятных условиях теплоотвода (на открытом стенде) и при неблагоприятных условиях (на закрытом стенде). Испытания проводились с радиальными подшипниками 6203 (203), 6206 (206), 6209 (209) и со специальным подшипником L13 (RLS 24) размером $76,2 \times 146 \times 27$ мм.

Быстроходность подшипников определялась параметром $d_m \cdot n$, где d_m — средний диаметр подшипника, n — число оборотов в мин. При испытании на открытом стенде $d_m \cdot n = (600 \div 900) \cdot 10^3$ мм·об/мин; на закрытом стенде $d_m \cdot n = (400 \div 700) \cdot 10^3$ мм·об/мин. Осевая нагрузка была выбрана так, что отношение C/P — динамического коэффициента работоспособности подшипника C к эквивалентной нагрузке P — находилось в пределах 6—30. Опыты проводились либо до выхода подшипника из строя, либо до достижения 1000 рабочих часов и прерывались также в тех случаях, когда температура подшипника превышала 100°C . В подшипники закладывалась литиевая смазка консистенции NLG 13, в количестве, составлявшем примерно 35% свободного объема подшипника. Всего проведено 172 опыта с 34 различными комбинациями нагрузки и частоты вращения.

Установлено, что рабочая температура на открытом стенде при $d_m \cdot n$ $800 \cdot 10^3$ мм·об/мин не превышала 45°C для подшипников с диаметром отверстия $17 \div 30$ мм и $65 \div 80^\circ\text{C}$ для подшипника с диаметром отверстия 80 мм. На закрытом стенде рабочая температура при $d_m \cdot n = 600 \cdot 10^3$ мм·об/мин составляла около 90°C , а при опытах со специальным подшипником с диаметром отверстия 76,2 мм приходилось неоднократно прерывать опыты для охлаждения опоры.

Опыты показали, что долговечность смазки V_{10} (при 10% надежности) превысила 1000 ч как при благоприятных условиях теплоотвода ($C/P = 10$, $d_m \cdot n = 450 \cdot 10^3$; $C/P > 20$, $d_m \cdot n$ $630 \div 10^3$), так и при неблагоприятных условиях теплоотвода ($C/P = 10$, $d_m \cdot n$ $350 \cdot 10^3$; $C/P > 20$, $d_m \cdot n = 500 \cdot 10^3$). При превышении указанных значений $d_m \cdot n$ долговечность смазки резко снижается [53].

Пластичные смазки марок ФМ-1322/300 (11-Ф-235), ХС-2-1ВВ (11-Ф-246) ПЭС-С2 (11-С-231) и др., испытанные в СССР на шарикоподшипниках серии 980700 с качательным движением при температуре $200\text{—}250^\circ\text{C}$, показали высокую стабильность в зоне трения и высокую работоспособность при высоких нагрузках и температурах. Стабильность смазки в зоне трения сочетается с высокими термоокислительной

стабильностью и противоизносными свойствами. Наиболее высокие показатели были получены при смазке марки И-С-231 [54].

3. Твердые смазки

Применение твердых смазок для шариковых подшипников в значительной степени обусловлено развитием специальных отраслей техники, в первую очередь, космических аппаратов, вакуумных устройств и ядерной энергетики. В качестве твердых смазок используют графит, дисульфиды молибдена, ниобия, тантала, титана, вольфрама, свинца, хлористые и фтористые соединения кальция, цинка, железа, углерода, ПТФЭ. Использование твердых смазок в качестве присадок к жидким маслам или предварительное нанесение слоя твердых смазок на отдельные поверхности подшипников, работающих на жидкой смазке, обеспечивает снижение потерь на трение и рабочей температуры, а также повышение износостойкости. У радиального шарикоподшипника 6300 (309) при радиальной нагрузке 1920 кгс и частоте вращения 1000 об/мин добавка 8% (по весу) присадки MoS_2 к дизельному маслу (вязкость $\eta = 2,0$ СПЗ при 50°C) обеспечило понижение температуры наружного кольца от 65 до 55°C .

В чистом виде твердые смазки обычно используют при работе подшипников при высокой температуре и в вакууме. Условия применения твердых смазок зависят от требований к точности вращения подшипников. При невысоких требованиях к точности вращения и высокой рабочей температуре до 300°C (например, подшипники качения загрузочных тележек печей) наилучшие результаты показала графитовая смазка (увеличение долговечности в $1,5\div 2,0$ раза по сравнению с дисульфидом молибдена и тефлоном). Дальнейшее увеличение долговечности может быть достигнуто путем замены травленного стального сепаратора сепаратором из графитовых сегментов. При применении твердых смазок в точных подшипниках существенные трудности связаны с тем, что слой смазочного покрытия должен быть очень тонким, не более 5 мкм. Покрытие лаками в этом случае оказываются крайне недолговечными.

Разработанный фирмой Dow Corning способ нанесения твердой смазки, состоит из четырех операций:

- 1) электролитического обезжиривания;
- 2) электролитического нанесения соединений молибдена;
- 3) промывки и сушки;
- 4) преобразования нанесенного электролитическим путем слоя в дисульфид молибдена в автоклаве в парах H_2S при давлении $10\text{—}30$ кгс/см² и температуре $100\text{—}140^\circ\text{C}$.

Продолжительность реакции 6÷10 часов. Для нанесения твердых смазочных покрытий на дорожку качения используют также метод катодного покрытия, при котором покрываемая смазкой поверхность является анодом. Известны случаи работы шарикоподшипников с самосмазывающимися сепараторами и твердыми смазками при температуре 816° С в течение 150 ч и при температуре 649° С в течение 1000 ч. [55] [56].

Целесообразность применения твердых смазок для шариковых подшипников определена результатами исследования усталостной долговечности шариков из различных материалов (хромистая и быстрорежущая сталь, стеллит, твердые сплавы разного состава) при смазывании порошками твердых смазок MoS_2 , WS_2 , ПТФЭ в сухом виде и в виде присадок к различным маслам. Опыты проводились при температурах комнатной, 200° и 280° С и высоких нагрузках.

Лучшие результаты из числа испытанных твердых смазок показал MoS_2 . Однако эффективность его в качестве присадки к маслам зависит от свойств последних и наличия в них других присадок. В процессе испытаний MoS_2 хорошо удерживался во взвешенном состоянии в одном базовом масле и образовывал при этом эффективную пленку на трущихся поверхностях, но выпадал в маслобаке в осадок при другом базовом масле и плохо смазывал поверхности. MoS_2 оказывался также неэффективным в нефтяных маслах, содержащих полярно активные присадки (например, олеиновую кислоту) и в диэфирных синтетических маслах. В то же время он повышал долговечность шариков (по критерию усталостного выкрашивания), будучи введенным в масло с присадкой триэтанолamina. MoS_2 в качестве присадки к сухому маслу обеспечивал усталостную долговечность шариков, вдвое большую, чем в обводненном масле. При смазывании полиэтиленгликолем долговечность шариков незначительно возрастала в результате введения в него MoS_2 и WS_2 . При повышении температуры от 200 до 280° С усталостное выкрашивание шариков не наблюдалось и они выходили из строя вследствие истирания. Наибольшую износостойкость при этом показали шарики из WC. Высокая смазочная эффективность MoS_2 резко снижала истирание шариков из всех материалов. Фосфатирование и сульфидирование шариков в указанных условиях оказались неэффективными.

Опыты с несмазанной образцами некоторых материалов, которые пригодны для сепараторов, осуществляющих самосмазывание трущихся поверхностей колец и тел качения в подшипниках и работающих без смазки извне, показали эффективность ПТФЭ, армированного стекловолокном и содержащего MoS_2 . При смазывании полифениловыми эфирами

ми наилучшие результаты получены на сепараторах из ПТФЭ, армированного графитовым волокном. Введение в него MoS_2 также давало положительный эффект [57].

4. Смазочные устройства

Смазочные устройства для шариковых подшипников предназначаются для поддержания тонкой смазочной пленки на желобах колец и шариков.

В патенте США № 3645592 предложена внутренняя циркуляционная система смазки для радиально-упорного шарикоподшипника, у которого наружное кольцо 18 (рис. 46) име-

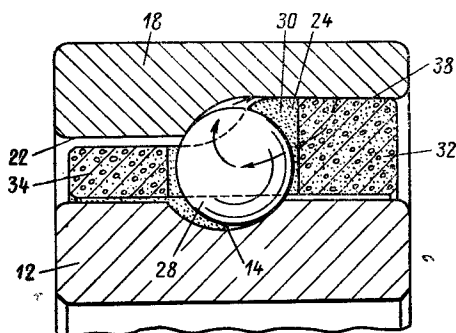


Рис. 46. Радиально-упорный шарикоподшипник с циркуляционной системой смазки

ет один бортик 22, а другой бортик срезан так, что цилиндрическая поверхность 24 плавно сопрягается с желобом; внутреннее кольцо 12 двухбортовое, имеет углубленный желоб 14. Сепаратор 32 из пористого материала центрируется своей наружной поверхностью 38 по цилиндрической поверхности 24 наружного кольца (между наружной поверхностью второй части 34 сепаратора и бортиком 22 наружного кольца, а также между поверхностью сепаратора и бортиками внутреннего кольца имеется увеличенный зазор). Поры в теле сепаратора образуют капилляры, направленные от центрирующей поверхности 38 к внутренней поверхности гнезд 30. Избыточное масло стирается сепаратором с цилиндрической поверхности 24 кольца 18 и, поступая через капилляры внутрь гнезд 30, смазывает соприкасающиеся с поверхностью гнезд шарики 28 и переносится ими на поверхности желобов колец. Такие системы циркуляции масла, в частности, особенно эффективны на работающих на больших скоростях шарикоподшипниках для гироскопов, к которым предъявляются высокие

требования в отношении точности и плавности вращения [58].

Устройство для смазки шарикоподшипников описано во французском патенте № 2053806. На неподвижном кольце 2 шарикоподшипника (рис. 47), в его средней части, предусмотрен канал 3, через который

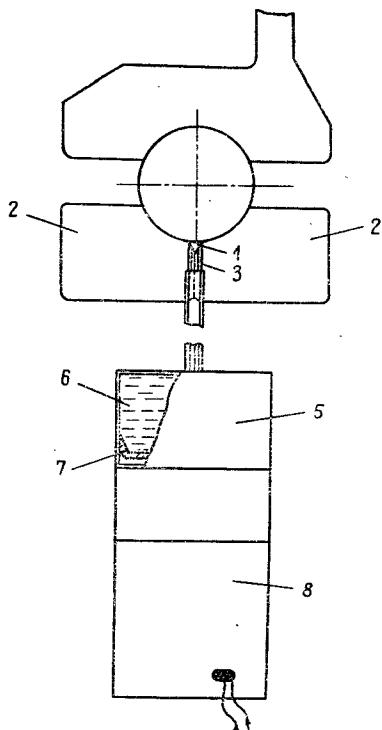


Рис. 47. Устройство для смазки радиального шарикоподшипника

смазка из резервуара 5 поступает в кольцевую канавку 1, расположенную у основания полукруглой дорожки качения кольца. Резервуар включает в себя цилиндрический бачок 6 со смазкой, внутри которого помещен поршень 7, соединенный передачей винт — гайка с валом малогабаритного электродвигателя 8, периодически

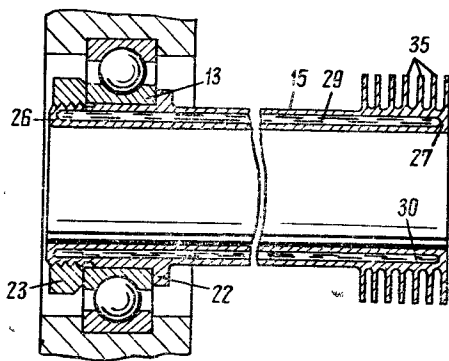


Рис. 48. Радиальный шарикоподшипник с устройством для охлаждения

подающего заданное количество смазки в рабочую зону подшипника. В зависимости от рабочих параметров подшипника определяются расход смазки, ее вязкость, а также геометрические размеры передачи, поршня и канала [59].

В связи с ростом скоростей и нагрузок, при которых работают шарикоподшипники, возрастает выделяемое ими тепло, и обычно применяемая система охлаждения проходящей через подшипник струей масла или воздуха может вызывать перегрев. В предлагаемом устройстве для снятия выделяемого подшипником тепла между валом и внутренним концом подшипника устанавливается пустотелая втулка 15 (рис. 48) с закрытыми концами 26 и 27. Длина втулки выбирается так, чтобы ребра 35 на удаленном от подшипни-

ка конце втулки находились вне корпуса. Внутренняя полость 29 втулки 15 заполняется охладителем 30, обладающим высокой теплопроводностью, например натрием. Втулка закрепляется на валу (вал на рис. не показан) прессовой посадкой или путем приварки. Установленное на втулке внутреннее кольцо 13 подшипника прижимается к бортику 22 гайкой 23. Для повышения эффективности охлаждения тепло-рассеивающие ребра 35 могут охлаждаться в масляной или водяной ванне, либо воздухом. Вариант конструкции предусматривает выполнение внутреннего кольца подшипника за одно целое со втулкой [60].

III. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

1. Определение характеристик шарикоподшипников на базе их кинематических параметров

При работе радиальных, радиально-упорных и упорных шарикоподшипников имеет место комбинированное движение шариков, состоящее из качения и верчения. Оценка соотношения этих двух движений дает возможность характеризовать движение шарика относительно желобов колец. Кроме того, это соотношение может служить вспомогательной величиной, служащей для сравнения эксплуатационных характеристик шарикоподшипников различных конструкций.

Установлено, что напряжения, возникающие в зоне контакта шарика с кольцами, зависят от доли составляющей движения верчения шарика в общем его движении, так как верчение влияет на величину касательных сил, действующих в зоне контакта, и деформаций. Для миниатюрных шарикоподшипников, где зона контакта занимает весьма ограниченное пространство, это имеет еще большее значение, так как движение верчения шарика в них преобладает. В целях оценки влияния кинематики подшипника на уровень напряжений в зоне контакта предлагается введение безразмерного кинематического коэффициента «качества качения» ρ , который определяется отношением величины чистого качения к величине общего движения шарика, т. е. характеризует чистое движение качения, которое ухудшается при наличии движения верчения. Для случая чистого качения коэффициент $\rho = 1$, для случая чистого верчения $\rho = 0$. Указанный коэффициент определяется с помощью получаемых графическим построением угловых скоростей относительного движения качения W_R и верчения W_B в виде $\rho = \frac{|W_R|}{|W_R| + |W_B|}$ Количественное определение коэффициента качества качения про-

изводится в зависимости от направления вращения колец и шариков. Исследованы кинематика и коэффициент качества качения различных конструкций миниатюрных шарикоподшипников с двухточечным и трехточечным контактом шарика с кольцами.

На рис. 49 приводятся полученные в результате этой работы величины коэффициента качества качения для миниатюрных шарикоподшипников. Случаи работы шарикопод-

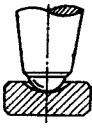
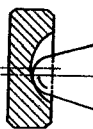
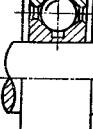

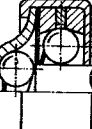
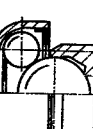
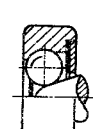
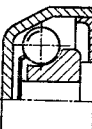
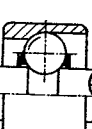
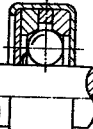
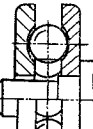
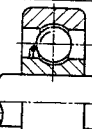
			
$\rho = 0 \dots 0,2$	$\rho = 0,3 \dots 0,5$	$\rho = 0,4 \dots 0,6$	$\rho = 0,5 \dots 0,7$
			
$\rho = 0,6 \dots 0,75$	$\rho = 0,7 \dots 0,8$	$\rho = 0,7 \dots 0,8$	$\rho = 0,7 \dots 0,85$
			
$\rho = 0,7 \dots 0,85$	$\rho = 0,7 \dots 0,85$	$\rho = 0,8 \dots 0,97$	$\rho = 0,97 \dots 1$

Рис. 49. Миниатюрные шарикоподшипники.
Коэффициенты качества качения

шипников при высоких числах оборотов не рассматривались, так как при этом возникают большие напряжения от воздействия центробежных сил в контакте шариков с желобами колец. В результате расчета ряда конструкций шарикоподшипников установлено, что у миниатюрных подшипников, как правило, коэффициент качества качения понижен [61].

2. Исследование движения шариков в шарикоподшипнике при переменной радиальной нагрузке

Для исследования характера движения шариков в подшипнике с глубокими дорожками качения при переменной радиальной нагрузке были использованы подшипники с немагнитными шариками. Движение шарика изучалось по осциллограммам, на которых регистрировался переменный ток, возбуждаемый изменяемым магнитным потоком. Переменное нагружение осуществлялось с помощью несбалансированного груза, вращающегося независимо от приводного вала, на котором находился испытываемый подшипник. Исследования проводились при соблюдении синхронной зависимости между скоростью вращения сепаратора и частотой изменения нагрузки. Установлено, что поведение шариков отличается от поведения их при статическом нагружении. Кроме того, характер движения шарика изменяется в зависимости от углового положения шарика в подшипнике, и при определенной зависимости между нагрузкой и положением шарика последний оказывается ненагруженным; при этом наблюдается значительное проскальзывание его. Проскальзывание уменьшается с увеличением амплитуды изменения нагрузки и скорости вала [62].

3. Исследования момента трения шарикоподшипников

При исследовании момента трения шарикоподшипников с глубокими желобами и радиально-упорного типа, работающих при комбинированной радиальной и осевой нагрузках, учитывалось также влияние угла контакта и числа шариков. Нагрузка прикладывалась к шарикоподшипнику через интервалы в 15° в диапазоне углов от 0 до 90° относительно горизонтальной оси вращения. Частота вращения составляла 2200 об/мин.

Установлено, что момент трения шарикоподшипника зависит от величины как осевой, так и радиальной нагрузки, однако увеличение осевой составляющей нагрузки приводит к более значительному увеличению момента. Это объясняется увеличением сил, нормальных по отношению к площадке контакта шарика с желобом кольца. Для шарикоподшипника с глубокими желобами момент трения M_c при комбинированной нагрузке определяется по следующей эмпирической формуле

$$M_c = \sqrt{M_r^2 + M_a^2},$$

где M_r — момент трения радиальной составляющей комби-

нированной нагрузки, соответствующей его величине при чисто радиальной нагрузке;

M_a — момент трения осевой составляющей комбинированной нагрузки, соответствующий его величине при чисто осевой нагрузке.

Это соотношение справедливо также и для радиально-упорных шарикоподшипников. Момент трения в шарикоподшипниках с увеличением угла контакта уменьшается. Это связано с тем, что момент трения пропорционален силе, нормальной по отношению к площадке контакта шарика с желобом кольца. Момент трения увеличивается с уменьшением числа шариков при остальных идентичных условиях, что объясняется увеличением трения скольжения, вызванного явлением верчения шариков в зоне контакта между желобом и шариками [63].

Для определения момента трения в шарикоподшипниках используется также косвенный метод, основанный на анализе теплового баланса подшипника. Метод заключается в измерении температуры нескольких точек наружного кольца подшипника в процессе работы с соответствующим пересчетом для определения потерь. При выводе расчетных формул сделано допущение, что тепло отводится от подшипника в основном через кольца и что градиент температуры по толщине кольца постоянен. Эксперименты, проведенные на модели цилиндрического роликоподшипника, подтвердили справедливость этих допущений при относительно крупных подшипниках (диаметр свыше 80 мм), при сравнительно высоком уровне потерь и умеренном положительном натяге. Для измерения градиента температур в кольце подшипника просверливают несколько отверстий для размещения термисторов. Описанный метод в отличие от обычно применяемых позволяет определять величину потерь мощности вследствие сопротивления движению в каждом подшипнике отдельно, независимо от общего числа подшипников, одновременно работающих в узле. При использовании термисторов, обеспечивающих точность измерения температуры $\pm 0,07^\circ \text{C}$, метод дает ошибку в определении потерь от трения не более $\pm 10\%$ [64].

4. Исследование износа высокооборотных подшипников качения с помощью радиоизотопов

Исследовательским центром Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (ФРГ) предложен метод измерения износа и исследования кинематики подшипников качения, основанный на применении радиоизотопов. Нужные элемен-

ты подшипника облучались в атомном реакторе или циклотроне. Излучение проходило через коллиматор, соосный с подшипником, и подавалось на чувствительный кристалл.

На шарикоподшипнике наблюдалось проскальзывание сепаратора в широком диапазоне оборотов. С повышением частоты вращения внутреннего кольца сепаратор сначала вращался без проскальзывания, затем скорость сепаратора была почти постоянна, далее скорость повысилась, так как проскальзывание внезапно исчезло. С уменьшением числа оборотов наблюдается гистерезис — проскальзывание начинается при меньшем числе оборотов.

Износ измерялся по количеству меченых частиц, унесенных маслом. На шарикоподшипниках область интенсивного износа совпадает с областью интенсивного проскальзывания сепараторов. Присутствие следов воды в масле увеличивает износ элементов подшипников качения [65].

5. Фреттинг-коррозия шарикоподшипников

Исследование фреттинга (фреттинг-коррозии) в шарикоподшипниках, т. е. коррозии в форме образования зон износа и красновато-коричневого налета на металлических поверхностях подшипника, показывает, что его возникновение возможно не только в подвижных, но и неподвижных соединениях подшипников, подвергающихся длительному воздействию вибраций, вызываемых внешними силами, или соединениях, работающих лишь периодически. Если подшипник полностью погружен в достаточно жидкое масло, возникновение фреттинга затруднено, но и для работы подшипника создаются при этом неблагоприятные условия.

Известны 5 способов предотвращения или, по крайней мере, ослабления явления фреттинга:

- 1) применение уплотнений, поглощающих вибрации;
- 2) полное погружение подшипника в жидкое масло высокой маслянистости;
- 3) применение масла, содержащего MoS_2 ;
- 4) защита поверхностей, которым угрожает фреттинг, от воздействия кислорода;
- 5) применение более плотных посадок в сопряжениях контактирующих металлических поверхностей [51].

6. Исследование шума при работе шарикоподшипников

Проведено теоретическое исследование критического состояния системы радиального шарикоподшипника, обуславливающего возникновение сильного шума при работе. Установлено, что шум у подшипников этого типа является

результатом сочетания в системе различных колебаний: собственных, вызванных деформацией упругих элементов; вынужденных, являющихся следствием эксцентриситета геометрического центра системы; радиальных, вызванных волнистостью поверхности дорожки качения внутреннего кольца подшипника; импульсных, вызванных ударами тел качения при восстановлении контакта с внутренним кольцом. С помощью расчетных схем и формул определяются частоты указанных колебаний. Установлено, что критическое состояние — резонанс в системе подшипника и максимальный уровень шума наступают при равенстве частот указанных колебаний. Снижение шума может быть достигнуто устранением резонанса путем подбора параметров подшипника [66].

Исследование шума и вибрации шарикоподшипника показало, что эти явления зависят не только от конструкции и состояния поверхностей его деталей, но также и от применяемой смазки. Приведены результаты измерений вибрации и шума шарикоподшипников, смазанных несколькими разновидностями минеральных масел и пластичных смазок, а также наблюдения структуры мыльного компонента пластичной смазки с помощью электронного микроскопа. Установлено, что в случае смазывания минеральным маслом вибрация и шум подшипника уменьшаются с увеличением вязкости масла. При смазывании пластичными смазками вибрация и шум подшипника значительно уменьшаются с увеличением вязкости основы смазки, но они зависят от пенетрации и размера мыльных волокон в смазке. Вибрация и шум подшипника зависят от двух различных типов пенетрации, причем они увеличиваются с пенетрацией в виде завихрений в пластичных смазках, но уменьшаются в случае образования в смазке каналов или незаплывающих канавок. Вибрация и шум подшипника повышаются с увеличением длины и толщины мыльных волокон в пластичной смазке [67].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящем обзоре освещены вопросы развития конструкций только шарикоподшипников, охватывающих один из основных разделов современных подшипников качения и широко применяемых в промышленности.

Намечающиеся тенденции развития этого вида подшипников направлены на дальнейшее улучшение их эксплуатационных показателей, на создание таких конструкций, технические параметры которых в наибольшей степени отвечают конкретным требованиям, которые выдвигаются конструкциями машин и приборов, где применяются эти подшипники.

Параллельно с созданием новых более совершенных конструкций шарикоподшипников идет развитие исследователь-

ских работ в этой области, направленных на снижение потерь на трение и износа подшипников, улучшение их эксплуатационных характеристик, снижение шумоизлучений при работе подшипников и т. п.

В связи с крупносерийным и массовым характером производства шарикоподшипников, особое значение приобретает требование дальнейшего улучшения технологичности конструкции шарикоподшипников и их деталей и связанное с этим удешевление производства при одновременном обеспечении конкретных требований к срокам службы подшипников, обеспечения требуемой степени точности и оптимальных способов смазки деталей подшипников в различных условиях их эксплуатации.

Реализация изложенных выше принципов приводит к необходимости параллельного развития конструкций шарикоподшипников с разнообразными техническими параметрами, начиная от подшипников упрощенной конструкции для менее ответственных машин и установок до приборных и прецизионных подшипников для ряда специальных отраслей машиностроения, в частности авиационной и космической техники, электронных машин и т. п.

ЛИТЕРАТУРА *

1. Окамото Хисадзи. Шарикоподшипник. [Ниппон дэнсо кабусики кайся]. Япон. пат., кл. 53A221, (F16c), № 14522, заявл. 1.04.68, опубл. 1.05.72. (РЖ*, 1972, 12.48.455 П)
2. Martin Steven T. Split antifriction-bearing construction [Textron Inc.]. Пат. США, кл. 308—196, (F 16 c, 13/02), № 3592519, заявл. 29.10.69, опубл. 13.07.71 (РЖ, 1972, 5.48.348 П)
3. Mathys Pierre. Roulement à billes miniature et procédé de fabrication de ce roulement. Швейц. пат., кл. F 16 c 19/02, № 520884, заявл. 11.03.70, опубл. 15.05.72 (РЖ, 1972, 12.48.460 П)
4. —. Präzisionslager. «Ing. Dig.», 1972, 11, № 7, 47—49, 51. (РЖ, 1973, 1.48.339)
5. Robinson John F., Shackelford Lynn A. Low-stress ball bearings [North American Rockwell Corp.]. Пат. США, кл. 308/184, (F 16 c, 27/04), № 3619017, заявл. 9.04.70, опубл. 9.11.71 (РЖ, 1972, 9.48.349 П)
6. Bennett John E. R. Method of preloading a bearing [The United States of America as represented by the Secretary of the Air Force]. Пат. США, кл. 29—148.4 A, (B 23 p, 11/00), № 3651550, заявл. 19.08.70, опубл. 28.03.72 (РЖ, 1972, 12.48.458 П)
7. Schweitzer Michael. Ball retainer and bearing [Textron Inc.]. Пат. США, кл. 308/201, (F 16 c, 33/38), № 3624815, заявл. 27.01.70, опубл. 30.11.71 (РЖ, 1972, 10.48.322 П)
8. McKee Lewis W. Lubricated ball bearing having long fatigue life [The Bayden Corp.]. Пат. США, кл. 308—187, (F 16 c, 1/24), № 3630584, заявл. 2.01.70, опубл. 28.12.71 (РЖ, 1972, 10.48.286 П)

* РЖ — Реферативный журнал «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод», за которым следует год издания, номер выпуска, индекс выпуска и номер реферата.

9. — Pendellager mit Mikrokugeln. «Konstruktion», 1972, 24, № 3, 85 (нем.) (РЖ, 1972, 8.48.360)
10. Hřůza Miroslav, Pátik Luděk. Kuličkové ložisko. Пат. СССР, кл. 47 b 12, (F 16 c 19/28), № 141059, заявл. 2.10.69, опубли. 15.04.71 (РЖ, 1973, 4.48.372 П)
11. —. Redundant bearing has long life even at high speed rotation. «Prod. Eng.» (USA), 1972, 43, № 10, 14 (англ.) (РЖ, 1973, 2.48.342)
12. Becker Dieter. Grosswälzlager. «Schweiz. Maschinenmarkt», 1972, 72, № 13, 67—73 (нем.) (РЖ, 1972, 8.48.354)
13. Silver Alexander. Hybrid bearing [The Garrett Corp.]. Пат. США, кл. 308/35, (F 16 c 21/00), № 3642331, заявл. 12.12.69, опубли. 15.02.72 (РЖ, 1972, 10.48.336 П)
14. Loewy K., Harnoy A., Bar-Nefi S. Composite bearing rolling element with hydrodynamic journal. Isr. J. Technol., 1972, 10, № 4, 271—276 (РЖ, 1972, 12.48.475)
15. Roulements à bagues [David James Townsend. Claude Mortimer Townsend.]. Франц. пат., кл. F 16 c 33/00, № 2071089, заявл. 17.12.69, опубли. 17.09.71 (РЖ, 1972, 11.48.299 П)
16. Palier à billes dont les bagues sont en tôle d'acier [Riv-Skf Officine di Villar Perosa S. p. A.]. Франц. пат., кл. F 16 c 19/00, В 21 d 53/00, № 2069550, заявл. 17.11.70, опубли. 3.09.71 (РЖ, 1972, 9.48.346 П)
17. Erner Paul. Kugellager [Österreichische Marley-Werk G.m.b.H.]. Австр. пат., кл. 47 b 8/10, (F 16 c 33/38), № 301961, заявл. 5.02.71, опубли. 25.09.72 (РЖ, 1973, 7.48.302 П)
18. Roulement à billes [Roc.]. Франц. пат., кл. F 16 c 33/00, В 29 d 31/00, № 2061898, заявл. 1.10.69, опубли. 25.06.71 (РЖ, 1972, 6.48.373 П)
19. Gervaise André Marin Marie. Roulement d'axe et de butée à billes. Франц. пат., кл. F 16 c 19/00, № 2078406, заявл. 10.02.71, опубли. 5.11.71 (РЖ, 1972, 12.48.459 П)
20. Roulement perfectionné, en particulier butée roulement pour embrayage [SKF Kugellagerfabriken G.m.b.H.]. Франц. пат., кл. F 16 c 19/00, F 16 d 13/00, № 2078793, заявл. 18.02.71, опубли. 5.11.71 (РЖ, 1972, 12.48.456 П)
21. Suzzani Renato. Cuscinetti a rotolamento in materiali plastici. «G. officina», 1972, 17, № 15—16, 67—68 (итал.) (РЖ, 1973, 1.48.325)
22. Roulements et butées de tous types en matière composite acier-plastique [Marchant André Charles]. Франц. пат., кл. F 16 c 33/00, В 29 d 31/00, № 2076601, заявл. 21.01.70, опубли. 15.10.71 (РЖ, 1972, 12.48.453 П)
23. —. Rillenkugellager aus Kunststoff. «Antriebstechnik», 1972, 11, № 9, 353 (нем.) (РЖ, 1973, 2.48.339)
24. Ehrenstein G. W. Kugellager mit Außenringen aus POM. Wirtschaftlicher Spritzguß—Hohe Festigkeit und Steifigkeit, Günstiges Verschleißverhalten. «Plastverarbeiter», 1972, 23, № 11, 777—779 (нем.; рез. англ., франц., исп., итал.) (РЖ, 1973, 4.48.360)
25. —. Lager mit verschieden großen Kunststoff—Kugeln. «Konstruktion», 1972, 24, № 6, 219 (нем.) (РЖ, 1972, 12.48.452)
26. Белый В. А., Сысоев П. В., Купчинов Б. И., Михневич А. С., Лапичкий И. М., Пинчук Л. С., Кухаренко Л. Б. Разборный пластмассовый сепаратор подшипника качения [Отд. мех. полимеров АН БССР]. Авт. св. СССР, кл. F 16 c 33/38, № 347477, заявл. 31.03.69, опубли. 29.08.72 (РЖ, 1973, 7.48.314 П)
27. Muratore John B., Peterson Paul E. Antifriction bearing with a dual control separator [General Motors Corp.]. Пат. США, кл. 308—193, (F 16 c 33/00, F 16 c), № 3649093, заявл. 10.08.70, опубли. 14.03.72 (РЖ, 1973, 1.48.329 П)
28. Gould Robert J. Ball cage [The Barden Corp.]. Пат. США, кл. 308—201, (F 16 c 19/20, F 16 c 33/38), № 3685877, заявл. 19.01.71, опубли. 22.08.72 (РЖ, 1973, 6.48.462 П)

29. Howe Ralph, Jr. Self-locking bearing ring [Textron Inc.] Англ. пат., кл. F 2 U, (F 16 d 3/76), № 1273165, заявл. 2.12.69, опубл. 3.05.72 (РЖ 1973, 1.48.342 П)
30. McKee Lewis W. Stable bearing cage [The Barden Corp.]. Пат. США, кл. 308—201 (F 16 c 33/38), № 3647269, заявл. 15.05.70, опубл. 7.03.72 (РЖ 1972, 11.48.312 П)
31. Schoen George J., McKee Lewis W. Stable ball cage [The Barden Corp.]. Пат. США, кл. 308—201, (F 16 c 33/38), № 3639017, заявл. 6.03.70, опубл. 1.02.72 (РЖ, 1972, 11.48.311 П)
32. Касино Нобору. Сепаратор шарикоподшипника [Тоё бэарингу сэйдзо кабусики кайся]. Япон. пат., кл. 53A229, (F 16c), № 2803, заявл. 7.03.68, опубл. 26.01.72 (РЖ 1972, 8.48.370 П)
33. Hrabal Ladislav. Klec pro valivá ložiska s distančnimi tělisky. Пат. СССР, кл. 47 b 12, (F 16 c 33/50), № 141602, заявл. 28.02.69, опубл. 15.06.71 (РЖ, 1973, 6.48.463 П)
34. Bille composite légère de roulement antifricition et son procédé de fabrication [Federal-Mogul Corp.] Франц. пат., кл. F 16 c 33/00, № 2067978, заявл. 24.11.69, опубл. 20.08.71 (РЖ 1972, 9.48.363 П)
35. —. Hochgenaue Wolframkarbidkugeln. «Werkstatt und Betr.», 1973, 106, № 3, 186, 4, 7 (нем.; рез. англ., франц.) (РЖ 1973, 7.48.305)
36. Strecelius William J. Support means for mounting a bearing assembly [SKF Inds, Inc.]. Пат. США, кл. 308—236, (F 16 c 35/06), № 3655252, заявл. 13.01.71, опубл. 11.04.72 (РЖ 1972, 12.48.463 П)
37. Dispositif antiglissement pour roulements [Nippon Seiko Kabushiki Kaisha]. Франц. пат., кл. F 16 b 21/00, F 16 c 19/00, № 2073198, заявл. 9.12.70, опубл. 24.09.71 (РЖ 1972, 11.48.302 П)
38. Hallerbäck S. L. Anordning vid inbyggnad av rullningslager [SKF Industrial Trading and Development Co. N. V.]. Швед. пат., кл. 47 b 35/06, (F 16 c 35/06), № 341098, заявл. 13.05.70, опубл. 13.12.71 (РЖ 1972, 10.48.332 П)
39. Werys Wit. Pierścien ustalający łożyska toczne [Zakład Doświadczalny Przemysłu Łożyskowego przy Kraśnickiej Fabryce Wyrobów Metalowych im. Mariana Buczka]. Пат. ПНР, кл. 47 b 35/06, (F 16 c 35/06), № 61724, заявл. 31.10.67, опубл. 30.03.71 (РЖ, 1973, 1.48.343 П)
40. Gothberg Karl Evald Andreas. Rolling bearing unit [AB Svenska Kullagerfabriken]. Англ. пат., кл. F 2A, (F 16 c 33/78), № 1286872, заявл. 21.04.69, опубл. 23.08.72 (РЖ 1973, 5.48.534 П)
41. Nakanishi Tokio, Hayashi Tetsuo. Device for preventing spin of outer race in bearing unit [Toyo Bearing Manufacturing Co.]. Пат. США, кл. 308—187, (F 16 c 1/24), № 3623782, заявл. 30.03.70, опубл. 30.11.71 (РЖ 1972, 9.48.364 П)
42. Manchon de serrage pour la fixation d'éléments de machines sur des arbres ou dans des alésages [SKF. Kugellagerfabriken G.m.b.H.]. Франц. пат., кл. F 16 c 35/00, № 2078073, заявл. 2.02.71, опубл. 5.11.71 (РЖ 1972, 12.48.462 П)
43. Wood R. A. E. Sealing rolling bearings. Part 1. Built-in closures. «Eng. Mater. and Des.», 1972, 15, № 4, 272—274 (англ.) (РЖ 1972, 9.48.347)
44. Hallerback Stig Lennart. Improvements in or relating to rolling bearings, to sealing rings for rolling bearings and to a method of making a rolling bearing [AB Svenska Kullagerfabriken]. Англ. пат., кл. F 2 A, (F 16 c 33/78), № 1268507, заявл. 18.04.69, опубл. 29.03.72 (РЖ 1972, 10.48.402 П)
45. Takahashi Tadanobu, Kan Yoshio. Sealed bearing [Nippon Seiko KK]. Пат. США, кл. 308/187. I, (F 16 c 33/76, F 16 c 33/80), № 3642335, заявл. 11.09.70, опубл. 15.02.72, приор. 12.09.69, Япония (РЖ 1972, 10.48.403 П)

46. Mackas Valdimir, Pomeroy Walter S. Bearing with locked seal [Textron Inc.]. Пат. США, кл. 277—94, (F 16 j 15/54), № 3630530, заявл. 19.03.69, опубли. 28.12.71 (РЖ 1972, 10.48.405 П)
47. Hands Robert Norman. Improvements in or relating to rolling bearings [The Skefko Ball Bearing Co. Ltd]. Англ. пат., кл. В3Р (В 24 к 27/00, F 16 с 33/78), № 1263263, заявл. 13.05.69, опубли. 9.02.72 (РЖ 1972, 8.48.359 П)
48. Roulement protégé et son procédé de fabrication [S. K. F. Cie d'Applications Mécaniques]. Франц. пат., кл. F 16 с 19/00, № 2079822, заявл. 13.02.70, опубли. 12.11.71 (РЖ 1972, 12.48.461 П)
49. Roulement à lubrification prolongée longtemps sans renouvellement [Siemens AG.]. Франц. пат., кл. F 16 с 19/00, F 16 n 1/00, № 2091608, заявл. 14.05.71, опубли. 14.01.72 (РЖ 1973, 4.48.373 П)
50. Coppola V. La lubrificazione dei cuscinetti a rotolamento. «Oleodin-pneum.», 1972, 13, № 7, 349—356 (итал.) (РЖ 1972, 12.48.724)
51. Coppola V. La lubrificazione dei cuscinetti a rotolamento. II. «Oleodin-pneum.», 1972, 13, № 8, 393—399 (итал.) (РЖ 1973, 1.48.584)
52. Okamoto Junzo, Fujita Kiyoshi, Yoshioka Takeo. Влияние инородных частиц в смазке на долговечность шарикоподшипника. «Дзюнкацу, J. Jap. Soc. Lubric. Eng.», 1972, 17, № 5, 279—287 (япон.; рез. англ.) (РЖ, 1972, 11.48.295)
53. Hobbs R. A. Kugellager mit Fettschmierung und ihr Einsatz bei überhöhten Drehzahlen. «Maschinen», 1973, № 1, 27—30 (нем.) (РЖ 1973, 6.48.450)
54. Кобзова Р. И., Климов К. И., Шульженко И. В., Раскуражева Г. Н., Крахмалов С. И., Китаева В. И., Левкина Н. К. Испытание пластичных смазок на долговечность шарикоподшипниках с качательным движением на стенде ЦКБ 16-Т. «Химия и технол. топлив и масел», 1972, № 9, 49—51 (РЖ 1973, 1.48.726)
55. Grünberg Uwe. Feststoffschmierung bei Wälzlagern. «Techn. Rdsch.», 1972, 64, № 48, 17, 19, 21 (нем.) (РЖ 1973, 4.48.651)
56. Scott D. A study of solid lubricants for use with rolling bearings. «Wear», 1972, 21, № 1, 155—166 (англ.) (РЖ 1973, 1.48.598)
57. Scott D. A study of solid lubricants for use with rolling bearings. «ASLE Proc.—Int. Conf. Solid Lubricat., Denver, Colo., 1971». Park Ridge, 1971, 32—40 (англ.) (РЖ 1972, 8.48.614)
58. Flandrena William Kenneth. Lubricant circulating angular contact ball bearing [General Motors Corp.]. Пат. США, кл. 308/187, (F 16 с 33/66, F 16 с 33/38), № 3645592, заявл. 11.09.69, опубли. 29.02.72 (РЖ 1972, 11.48.300 П)
59. Perfectionnement aux dispositifs de lubrification des roulements à billes [Barrand Raymond]. Франц. пат., кл. F 16 с 33/00, № 2053806, заявл. 18.07.69, опубли. 16.04.71 (РЖ 1972, 8.48.616 П)
60. Irwin Arthur S. Heat transfer bearing mounting [TRW Inc.]. Пат. США, кл. 308/189, (F 16 с 37/00), № 3645593, заявл. 13.10.69, опубли. 29.02.72 (РЖ 1972, 11.48.315 П)
61. Fischer E. The quality evaluation of miniature antifriction bearings with regard to their kinematic conditions. «Microtecnic», 1972, 26, № 3, 167—171 (англ.) (РЖ 1972, 8.48.358)
62. Kawakita Kazuaki, Hirano Fujio. Движение шариков в шарикоподшипнике с глубокими дорожками качения при переменной радиальной нагрузке. «Дзюнкацу, J. Jap. Soc. Lubric. Eng.», 1972, 17, № 7, 432—439 (япон.; рез. англ.) (РЖ 1972, 12.48.450)
63. Utsumi Tatsuo, Sato Masao. Определение момента трения в шарикоподшипниках. «Дзюнкацу, J. Jap. Soc. Lubric. Eng.», 1972, 17, № 3, 135—143 (япон.; рез. англ.) (РЖ 1972, 9.48.506)

64. Potrykus Joachim, Kwasny Wojciech. Okreslanie oporów ruchu łożyska tocznego. «Prg. mech.», 1972, 31, № 3, 69—71. (польск.; рез. рус., англ., нем.) (РЖ 1972, 9.48.507)
 65. Herkert Bernhard. Untersuchungen über Verschleiß- und Bewegungsverhalten schnelllaufender Wälzlager mit Hilfe von Radioisotopen. «MTZ», 1972, 33, № 5, 187—192 (нем.; рез. англ.) (РЖ 1972, 9.48.519)
 66. Иванов Ив. За производствения шум при радиалните търкалящи се лагери. Научн. тр. Висш. ин-т хранит. и вкус. пром-ст — Пловдив», 1971, 18, № 2, 185—192 (болг.; рез. рус., франц.) (РЖ 1972, 9.48.344)
 67. Igarashi Tetsuo, Kamiya Norio. Влияние смазки на вибрации и шум шарикоподшипников. «Дзюнкацу, J. Jap. Soc. Lubric. Eng.», 1972, 17, № 3, 154—160 (япон.; рез. англ.) (РЖ 1972, 9.48.540)
-

ПОРИСТЫЕ ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники, получаемые методом спекания металлических порошков, находят широкое применение благодаря их специфическим техническим свойствам, сравнительно низкой стоимости, простоте монтажа, малой чувствительности к загрязнениям и другим преимуществам. Они широко используются в различных бытовых приборах и машинах, во вспомогательных механизмах автомобилей и т. д.

Подшипники, получаемые методом спекания из порошков металлов, можно разделить на следующие группы: 1) беспористые; 2) беспористые, содержащие графит или другие твердые смазки; 3) пористые, пропитываемые смазкой для получения самосмазывающихся подшипников; 4) пористые, пропитываемые полимерами (предназначены для работы без смазки или с ограниченной смазкой). Пористые металлические подшипники изготавливаются из спрессованного металлического порошка спеканием в пресс-формах требуемой конфигурации в восстановительной атмосфере. Используются порошки с размером частиц 150—200 $\mu\text{м}$, редко 5—40 $\mu\text{м}$ и в отдельных случаях 0,5—20 $\mu\text{м}$. Размер частиц влияет на конечную плотность, коэффициент трения и несущую способность подшипника.

Уменьшение размера частиц приводит к непрерывному росту несущей способности. Коэффициент трения уменьшается с уменьшением размера частиц до 100 $\mu\text{м}$ и затем вновь начинает расти. Поэтому оптимальным можно считать размер частиц $\sim 100 \mu\text{м}$.

Характер зависимости несущей способности p от размера частиц и частоты вращения показан на рис. 1.

Количество пор зависит главным образом от размера частиц и не зависит от режима спекания, в то время как размеры пор зависят от обоих факторов.

Различают 3 вида спеченных материалов в зависимости от их плотности ρ .

- 1) $\rho < 5,5 \text{ г/см}^3$ и $\sigma_b = 3-7 \text{ кгс/мм}^2$
- 2) $\rho = 5,5-6,5 \text{ г/см}^3$ и $\sigma_b = 7-15 \text{ кгс/мм}^2$
- 3) $\rho > 6,5 \text{ г/см}^3$ и $\sigma_b = 15 \text{ кгс/мм}^2$

Для высоких удельных нагрузок и низких скоростей ($v < 0,5 \text{ м/с}$) подходит плотность $\rho = 6,1 \text{ г/см}^3$ при размере частиц 60 мкм . При высоких скоростях ($v = 2 \text{ м/с}$) рекомендуемая плотность $\rho = 5,8 \text{ г/см}^3$ при размере частиц 300 мкм . При этом возможны удельные нагрузки до $p = 20 \text{ кгс/см}^2$.

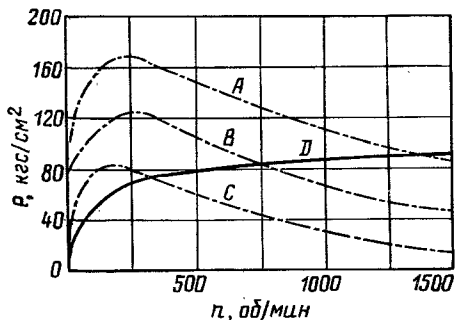


Рис. 1. Влияние размера частиц на несущую способность подшипников:

А — мелкозернистые; В — со средним размером частиц; С — крупнозернистые спеченные подшипники; D — литой бронзовый подшипник

Большинство подшипников изготавливают спеканием из порошков бронзы или железа. Подшипники, изготовленные спеканием из бронзы или железа, могут работать при температурах до 65°С . Подшипники из спеченной бронзы могут применяться при более высоких частотах вращения (порядка 1500 об/мин), чем подшипники из спеченного железа (800 об/мин). Однако последние обладают более высокой несущей способностью.

Подшипники на основе железа используют чаще, чем на основе бронзы, благодаря их низкой стоимости и большей прочности при одинаковой смазывающей способности. Склонность к коррозии подшипников на железной основе может быть уменьшена введением $5-20\%$ меди; при этом увеличивается и несущая способность подшипника. В Европе больше распространены подшипники с ферритной структурой, содержащие $0,1\%$ С, а также железографитовые подшипники ($2-3 \text{ вес. \% графита}$).

Основное ограничение при использовании пористых металлических подшипников вызвано их низкими механическими свойствами. Обычный пористый бронзовый подшипник не пригоден для работы при удельных нагрузках выше

Характеристики некоторых пористых подшипниковых материалов

Состав смеси	Сухая плотность, г/см ³	Пористость, %	Предел прочности при растяжении, σ _b кгс/мм ²
89% меди, 10% олова, 1% графита	5,8	31	5,62
	6,0	29	6,33
	6,3	25	7,73
Мягкое железо без графита	5,2	34	7,73
	5,5	30	8,79
	5,8	26	9,84
	6,0	23	10,90
95—98% железа, 2—5% меди, без графита	5,2	34	8,79
	5,5	30	12,65
	5,8	26	15,82
	6,0	24	17,58
75—90% железа, 10—25% меди, без графита	5,8	27	17,22
	6,1	23	21,79
50% железа, 50% меди	5,6	32	8,44
	5,8	30	9,84

4,9 кгс/мм² (при наличии ударных нагрузок), железный — при нагрузках выше 14,6 кгс/мм², если пористость доведена до минимально возможного уровня при обеспечении удовлетворительной смазывающей способности.

Пористость снижает теплопроводность металла, и хотя тепло рассеивается потоком масла, этого может быть в некоторых случаях недостаточно, особенно когда вал связан с источником тепла или теплопередача вдоль вала мала.

Для пористых подшипников нежелательна механическая обработка поверхности и затруднено достижение точных сборочных размеров. Механическая обработка приводит к закупорке пор. Если подшипник должен сохранять самосмазывающие свойства, поры на рабочей поверхности должны быть увеличенными. В тех случаях, когда закупорка пор не имеет существенного значения, допускается механическая обработка.

Пористость определяет способность удерживать масло и механические свойства материала. Чем выше пористость (меньше плотность), тем ниже допустимые растягивающие и сжимающие напряжения и теплопроводность. На рис. 2 приведена зависимость механических свойств (предела текучести и твердости) от пористости. При выборе степени по-

ристости приходится придерживаться компромисса, удовлетворяя требованиям маслопоглощающей способности и достаточной прочности и теплопроводности.

Оптимальная пористость самосмазывающихся подшипников, пропитываемых смазкой составляет 20—30%. Дальней-

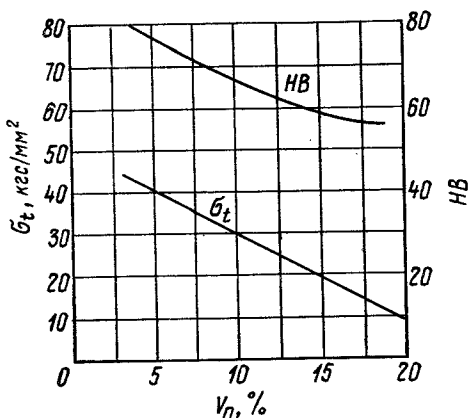


Рис. 2. Зависимость предела текучести и твердости по Бринеллю от пористости металла

шее увеличение пористости приводит к значительному ухудшению механических свойств и повышенному износу поверхности скольжения. Примерно 90% объема пор может быть заполнено смазкой. Максимальная несущая способность достигается при мелкопористой структуре при условии сохранения постоянной величины общей пористости (в %), определяющей маслонаполненность подшипника. Ограничением размера пор является опасность загрязнений пор путем их замазывания при случайном контакте вала с подшипником. Чтобы избежать этой опасности, в некоторых подшипниках на несущую поверхность наносят тонкий слой мелкопористого никеля, обладающего повышенной несущей способностью. По данным исследований, проведенных в ПНР, путем оптимизации размеров пор можно поднять несущую способность подшипников в несколько раз, доведя удельные нагрузки P до 70 кгс/см², с одновременным повышением допустимой скорости скольжения. Чаще всего применяют спеченные подшипники пяти форм (см. рис. 3): цилиндрические (штулки), цилиндрические с фланцем, сферические, полусферические с цилиндрическим участком. Спеченные подшипники трех последних форм используют в шарнирных соединениях. Размеры подшипника определяют его несущую способ-

ность. С увеличением диаметра вала d или длины подшипника b несущая способность растет, но при этом уменьшается точность геометрической формы. Обычно длина подшипника b в зависимости от диаметра вала d находится в пре-

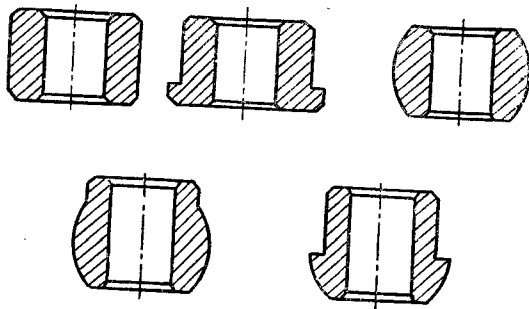


Рис. 3. Спеченные подшипники

делах $b = (0,5—1,5) d$. Максимальная длина для подшипников малых диаметров не превышает $b = 2d$, для больших $b = 1,5 d$.

Увеличение толщины стенок s способствует повышению прочности и возможности большего насыщения пор смазкой. Для больших диаметров

$$s = (0,2—0,3) d$$

для малых

$$s > 2 \text{ мм}$$

Материал вала, с которым подшипник работает в контакте, должен иметь минимальную шероховатость $R_a = (0,2—1,2) \text{ мкм}$. Повышенная шероховатость может вызвать отделение с поверхности подшипника частиц, что приводит к нарушению структуры пор и снижению способности к самосмазыванию. Изменение твердости вала обычно не оказывает существенного влияния на несущую способность подшипника. Диаметральные зазоры обычно определяют из уравнения

$$D - d = (0,001—0,002) d,$$

где D — внутренний диаметр втулки.

Экспериментально установлено, что при $d = 20 \text{ мм}$ увеличение зазора от 20 до 80 мкм при скоростях $v = 1,5 \text{ м/с}$ уменьшает несущую способность примерно на 20%, но при $v \geq 2 \text{ м/с}$ несущая способность несколько возрастает.

При увеличении диаметрального зазора от $2 \cdot 10^{-3}$ до $3 \div 4 \cdot 10^{-3} d$ вследствие улучшения условий работы масля-

ного клина коэффициент трения снижается до уровня коэффициента трения обычных подшипников скольжения со вспомогательной смазкой. Экспериментально установлено, что при скоростях $v \leq 2$ м/с целесообразно использовать меньшие зазоры, а при больших скоростях — большие зазоры. При выборе рабочего зазора в подшипнике приходится придерживаться компромисса, удовлетворяя требованиям низкой рабочей температуры, точного радиального положения вала

и допустимого уровня шума при дисбалансе нагрузки. С помощью графика на рис. 4 можно выбирать рабочий зазор по диаметру вала d и его окружной скорости v . Наклонные линии дают искомую величину рабочего зазора в безразмерной форме c/d , где c — зазор.

Для самоустанавливающихся пористых бронзовых подшипников величины зазоров, представленные номограммой на рис. 4, могут быть уменьшены вследствие отсутствия трудностей с их установкой и малой зависимостью значения зазора от температуры [2].

Проведенными исследованиями влияния диаметрального зазора 38; 63,5 и 89 мкм на допустимую величину pv пористых подшипников не было обнаружено тенденции в изменении момента трения и температуры подшипника с изменением величины зазора [5].

Обычно несущая способность пористых металлических подшипников определяется максимальной величиной pv . Для большинства пористых спеченных подшипников характеристика pv находится в пределах $12 \div 35$ кгс/см²·м/с, и только в отдельных случаях она может быть выше. Для подшипников массового производства следует ориентироваться на величину $pv = 14 \div 22$ кгс/см²·м/с.

На рис. 5 приведены нагрузочные характеристики пористого подшипника типа RZ 16 производства ПНР (на железной основе), работающего без дополнительной смазки при температурах 30—80° С. Зависимость коэффициента трения μ от скорости для этих подшипников приведена на рис. 6.

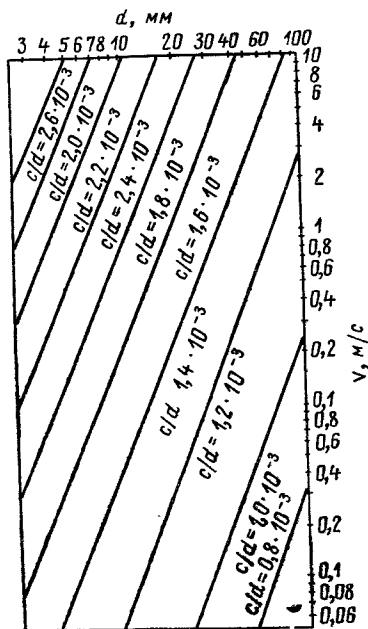


Рис. 4. График выбора зазора c в зависимости от диаметра вала d и скорости скольжения v

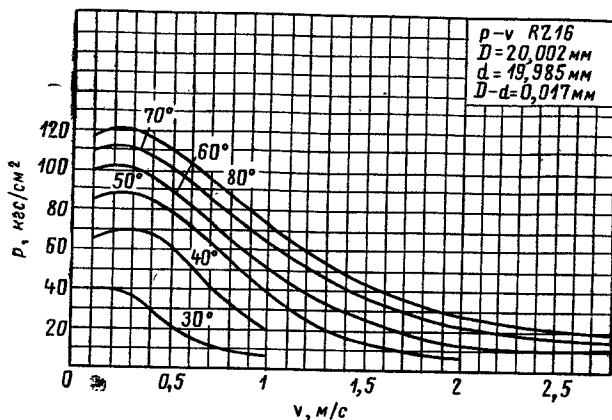


Рис. 5. Нагрузочная характеристика подшипника типа RZ 16 при температурах 30—80°С

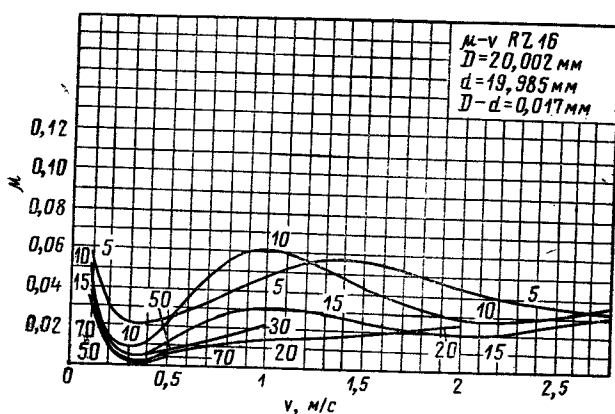


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения подшипника типа RZ 16 от скорости при удельных нагрузках 5—70 кгс/см²

Для нормальных условий работы пористых бронзовых подшипников максимальная величина $p \cdot v$ обычно не должна превышать 17,5 кгс/см²·м/с.

Зависимости коэффициента трения и температуры от нагрузки при фиксированной величине $p \cdot v = 17,5$ кгс/см²·м/с для бронзового подшипника длиной 25,4 мм, $D_H/D_B = 34,9/25,4$ мм и $s = 0,064$ мм показаны на рис. 7. Из графика видно, что температура при всех условиях испытания

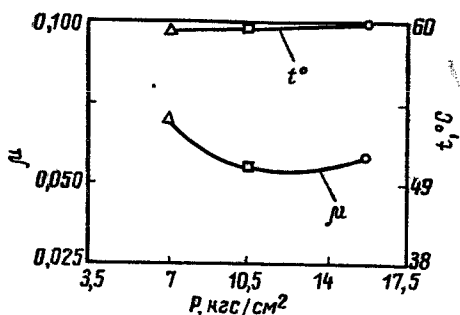


Рис. 7. Зависимости коэффициента трения и температуры от удельной нагрузки для бронзового подшипника:

Δ -частота вращения 1920 об/мин; \square -частота вращения 1275 об/мин; \circ -частота вращения 860 об/мин

является примерно постоянной, что указывает на то, что показатель pv может служить критерием для прогнозирования теплового равновесия подшипника для испытываемого узла [5].

В ПНР проведено исследование эксплуатационных свойств самосмазывающихся пористых бронзовых подшипников. Экспериментальная установка позволяла испытывать подшипники при частоте вращения от 500 до 3500 об/мин, что соответствует скоростям скольжения от 0,2 до 1,3 м/с. Испытывались втулки диаметром 8×12 мм и длиной 18 мм. Диапазон изменения параметра pv от 2 до 40 кгс/см²·м/с. Установлено, что подшипники могут успешно работать при удельных нагрузках до 35 кгс/см², если скорость скольжения не превышает 0,6 м/с. При снижении удельной нагрузки до 10 кгс/см² скорость скольжения может быть увеличена до 1,5 м/с [6].

В самосмазывающемся подшипнике смазочная пленка создается в результате одновременного действия трех факторов:

1) с момента начала вращения вала происходит капиллярная подача масла в зазор. При этом на поверхности образуется слой масла (через 0,02 с);

2) под действием нагрузки на подшипник деформируется металлическая основа подшипника, что способствует выдавливанию масла и созданию несущей пленки по всей поверхности подшипника;

3) с ростом температуры вследствие различия в тепловом объемном расширении масла и металлической основы подача масла увеличивается.

При увеличении нагрузки и скорости температура возрастает. Повышение температуры увеличивает вероятность поступления масла к поверхности подшипника вследствие уменьшения капиллярных сил, удерживающих масло в подшипнике; уменьшение вязкости масла с ростом температуры увеличивает вероятность работы подшипника в условиях граничного трения. Слишком высокая температура будет приводить к коксованию масла. Обычно коксование наблюдается при температуре $\sim 65^\circ\text{C}$.

Основной механизм смазки поверхности пористого металлического подшипника, пропитанного маслом, заключается в создании гидродинамического слоя масла, аналогичного слою, образующемуся при относительном движении вала и подшипника в непористых подшипниках с внешней подачей смазки. Давление, создаваемое в гидродинамическом слое, определяет несущую способность подшипника, препятствуя контакту между валом и подшипником. Из-за пористого строения поверхности подшипника масло поступает в зазор из стенок подшипника в зоны низкого гидродинамического давления и вновь заполняет поры подшипника в зонах высокого гидродинамического давления.

Таким образом обеспечивается циркуляция масла в подшипнике. Если пара трения работает в установившемся режиме при постоянной температуре в зоне трения, не превышающей предельно допустимую, долговечность работы в режиме самосмазывания будет определяться количеством масла, выступающего из пористого подшипника в результате неодинакового расширения масла и пористой металлической основы. Определение количества масла, участвующего в процессе самосмазывания, необходимо для расчета долговечности работы пористого подшипника без дополнительной подачи смазки в зону трения. Количество масла (толщина масляного слоя) зависит от пористости и температуры пористого подшипника.

При расчете долговечности работы пористых самосмазывающихся подшипников существенное значение имеет учет распределения температуры по сечению вкладыша. Проведенные исследования [7] показали, что толщина масляного слоя, определенная с полным учетом изменения температуры по сечению вкладыша, в два—три раза меньше, чем толщина слоя, определенная только с учетом изменения температуры по толщине вкладыша, и в 10—15 раз меньше толщины, определенной без учета изменения температуры. Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что тепловое расширение масла в пористом подшипнике может иметь значение для обеспечения самосмазывания лишь в начальный период работы, когда необходимо обеспечить смачивание поверхности вала маслом, находящимся в порах.

Для циркуляции масла помимо величины пористости важна проницаемость подшипника, зависящая от размера и формы пор. Проницаемость определяется продавливанием смазки объемом Q и вязкостью η под давлением p_t через пористую стенку с поверхностью S и толщиной s при заданной объемной пористости V_{op} и зависит от среднего диаметра капилляров d_p .

$$d_p = \sqrt{\frac{32\eta \cdot s \cdot Q}{V_{op} S p_t}}$$

Условия, способствующие образованию гидродинамической пленки, являются наиболее благоприятными для работы спеченных подшипников, пропитанных маслом. Проводили экспериментальные исследования режимов трения в подшипниках скольжения диаметром 3 мм, длиной 4 мм из пористого спеченного и монолитного материала [9]. Пористые подшипники пропитывались минеральным и синтетическим маслами. Удельные нагрузки составляли от 0,98 до 4,8 кгс/см². Диаграммы изменения коэффициента трения μ в зависимости от частоты вращения (до 6000 об/мин) показали, что критическое число оборотов $n_{кр}$ перехода на режим гидродинамической смазки для спеченных подшипников ниже, чем для подшипников из монолитного материала. Это указывает на образование несущей масляной пленки при меньших скоростях вращения. Для испытанных типов подшипников минимальное значение коэффициента трения с ростом удельного давления падает, а величина $n_{кр}$ от нагрузки почти не зависит. Применение пористых подшипников наиболее эффективно при низких скоростях, при которых в монолитных подшипниках трудно получить удовлетворительные условия смазки. Для пропитки пористых самосмазывающихся подшипников могут применяться металлические смазки, содержащие свинец, олово и др. металлы.

Основные требования, предъявляемые к пропиточным металлическим смазкам: высокая пропиточная способность расплавов-смазок, повышенные смазочные свойства, обеспечивающие низкие коэффициенты трения, низкая упругость паров при повышенных температурах, пониженная диспергирующая способность (свойства смазки, от которых зависит величина износа пары трения). Для решения вопроса выбора оптимального варианта металлической смазки для работы в условиях вакуума при умеренных нагрузках и температурах исследовались подшипники с пористой основой из бронзы ОФ 10-1. В качестве пропиточных металлов-смазок были использованы свинец, олово, индий и галлий. Последний в будущем сможет быть использован как поверхностно-активный компонент сложных металлических смазок, улучшающий смачиваемость и уменьшающий температуру плавления.

Пропитка пористых цилиндрических образцов размером 10×15 мм, спеченных из порошка бронзы сферической формы (размер частиц 0,2—0,4 мм), пористостью 40% производилась путем погружения одного из торцов в расплав металла. Ванна с расплавом продувалась осушенным водородом. Было установлено, что температура пропитки оловом, индием, галлием должна быть 400—500° С, свинцом 750—800° С. Время пропитки 1—2 мин. Степень пропитываемости определялась взвешиванием образца до и после пропитки.

Лучшие антифрикционные свойства были достигнуты при испытании образцов, пропитанных оловом. Пара трения без увеличения темпа изнашивания и коэффициента трения работала при удельных нагрузках 200 кгс/см².

В зависимости коэффициент трения — удельная нагрузка имеет характерный для олова участок значительного повышения коэффициента трения (до 0,17) при удельных нагрузках порядка 60—90 кгс/см² с последующим уменьшением коэффициента трения до значений 0,1—0,08 [10].

У подобного рода материалов, когда количество экструдированного из пор (вследствие разности коэффициентов объемного теплового расширения металла-смазки и металла-каркаса) смазочного вещества зависит от температуры разогрева тела подшипника, одной из причин изменения коэффициентов трения может быть также различная толщина смазочной пленки. Чем выше нагрузка, тем больше толщина разогреваемого слоя подшипника, тем больше объем смазки, выдавливаемый вследствие тепловой экструзии из пор подшипника.

Широкое применение пористая бронза получила при изготовлении многослойных подшипников скольжения. Основой этих подшипников является стальная лента, на которую спеканием наносится порошок бронзы, образуя слой пористостью до 50%. Поры заполняются полимером, служащим смазкой.

Примером такого материала может служить металлопласт, выпускаемый фирмой Ramrus KG (ФРГ). С одной стороны на стальную ленту нанесен слой спеченной свинцовой или оловянистой бронзы, поры которой заполнены составом на основе политетрафторэтилена. Материал предназначен для узлов, эксплуатируемых без подачи смазки. Максимальная температура эксплуатации металлопласта 260°, допустимая статическая нагрузка 4000 кгс/см². Материал имеет низкий коэффициент сухого трения 0,15—0,18 и отличается отсутствием скачкообразного движения при трении. Возможно получение втулок подшипников скольжения с жесткими допусками на размеры. Металлопласт рекомендуется для изготовления самоустанавливающихся сферических подшипников, шарниров и подшипников-конвейеров.

работающих при высоких сжимающих нагрузках, а также для направляющих скольжения металлорежущих станков. Толщина материала 0,48 мм с допуском $\pm 0,015$ мм. С обратной стороны лента протравливается, что облегчает ее склейку при сборке узла трения. В начальный период работы узла небольшое количество ПТФЭ с рабочей поверхности материала переходит на контртело, что способствует созданию условий для длительной работы узла с низким коэффициентом трения. Частичное оголение бронзы не вызывает заметного повышения коэффициента трения [11].

Другим примером многослойного подшипникового материала служит материал Glycodur F (ФРГ), который поставляется в виде ленты и состоит из стальной омедненной основы, на которую наносится пористый слой из микропорошка оловянистой бронзы. Этот слой толщиной 0,25—0,35 мм затем пропитывается смесью ПТФЭ и дисульфида молибдена, при этом образуется прирабочный слой толщиной 10—30 мкм. Полученный таким образом материал обладает антифрикционными свойствами, большой прочностью и хорошей теплопроводностью. Коэффициент трения этого материала от 0,05 до 0,3, рабочий диапазон температур от -200 до $+280^\circ\text{C}$, коэффициент линейного расширения $12 \cdot 10^{-6} \cdot \text{град}^{-1}$, теплопроводность (толщина слоя 1,5 мм) $40 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ [12].

ЛИТЕРАТУРА

1. Glézi Stefan. Fundamental influences on the capacity of the porous bearings. «Zag. tarcia zużycia i smarow.», 1971, № 10, 189—199 (англ.; рез. польск., рус.) (РЖ*, 1972, 7.48.263)
2. Morgan V. T. The application of porous metal bearings. «Ind. Lubric. and Tribol.», 1972, 24, № 3, 129—138 (англ.) (РЖ, 1972, 10.48.284)
3. Kasala Viliam. Konštrukcia spekaných ložísk. «Strojír. výroba», 1972, 20, № 7, 449—455 (словац.) (РЖ, 1972, 12.48.395)
4. Glézi Stefan. Supplementary influences on the load capacity of the sintered bearings. «Zag. tarcia zużycia i smarow.», 1971, № 10, 201—213 (англ.; рез. польск., рус.) (РЖ, 1972, 7.48.264)
5. Cusano C., Phelan R. M. Experimental investigation of porous bronze bearings. «Trans. ASME», 1973, F95, № 2, 173—179. Discuss., 179—180 (англ.) Repr. — «ASME Pap.», 1972, N Lub-9 (РЖ, 1973, 12.48.353)
6. Janczyn Janina. Parametry eksploatacyjne brązowych łożysk porowatych produkcji polskiej. «Techn. smarown.», 1973, 4, № 1, 7—9 (польск.; рез. рус., англ., нем.) (РЖ, 1973, 7.48.273)
7. Зозуля В. Д., вытекающего из пористого металлокерамического подшипника. «Проб. трения и изнашивания. Респ. межвед. науч. техн. сб.», 1973, вып. 3, 95—98 (РЖ, 1973, 6.48.399)
8. Прейс Г. А., Некоз А. И., Зозуля В. Д. О влиянии температуры на выделение масла из пористого подшипника. «Пробл. трения и изнашивания. Респ. межвед. науч.-техн. сб.», 1972, вып. 2, 121—124 (РЖ, 1972, 12.48.401).

9. Dettler H. Der Kennlinienverlauf von Sinterlagern in Streifendiagramm-darstellung. «Feintechn. Micron.», 1972, 76, № 5, 258—261, 2, 3 (нем.; рез. англ., франц.) (РЖ, 1972, 12.48.664)
10. Зозуля В. Д., Сичников В. А. Выбор металлических смазок для пропитки пористых самосмазывающихся подшипников. «Технол. и организ. произ-ва. Науч.-произв. сб.», 1972, № 6, 103—104 (РЖ, 1973, 5.48.384)
11. —. Ein neues hochbelastbares, wartungsfreies Lagermaterial auf PTFE — Basis. «Kunststoffe», 1972, 62, № 11, 779 (нем.) (РЖ, 1973, 4.48.207)
12. Roemer Erich, Hodes Erich. Glycodur — Gleitlager ohne Schmierung. «Antriebstechnik», 1973, 12, № 1, 6—9, A8 (нем.; рез. англ., франц.) (РЖ, 1973, 6.48.244)

* РЖ — Реферативный журнал «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод», за которым следует год издания, номер выпуска, индекс выпуска и номер реферата.

З. Н. Хадзиламбру

ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА ИЗ ПЛАСТМАСС

ВВЕДЕНИЕ

Настоящий обзор является четвертым по данной теме и охватывает период 1970—1973 гг. В нем делается попытка подытожить основные работы по конструкциям, исследованиям и расчету зубчатых колес из пластмасс, опубликованные в мировой научно-технической литературе за указанный период. Обзоры работ по этим вопросам, появившихся до 1970 г., были опубликованы в предыдущих выпусках издания «Итоги науки и техники ВИНТИ АН СССР» [1, 2, 3].

Применение пластмасс для изготовления деталей машин является важным фактором научно-технического прогресса. Пластмассы обладают высокой износостойкостью, малой плотностью и могут работать в условиях отсутствия смазки или ограниченной смазки.

Зубчатые колеса из пластмасс наряду с указанными преимуществами обладают и рядом других положительных свойств. Благодаря своей податливости (низкий модуль упругости пластмассы) при их работе появляются большие контактные и изгибные деформации зубьев, которые компенсируют неточности изготовления и способствуют более равномерному распределению нагрузки вдоль линии контакта зубьев.

Одной из важнейших задач, стоящих перед конструкторами, является создание машин с низким уровнем шума. Низкий уровень шума способствует не только сохранению здоровья операторов, персонала цеха и завода, но и существенно повышает производительность труда. Одним из наиболее мощных источников шума машин являются зубчатые передачи. Зубчатые передачи с пластмассовым колесом дают низкий уровень шума, поэтому их применение призвано сыграть большую роль в решении задачи снижения уровня

промышленного шума. Например, по данным S. Toinsten применение зубчатых колес из полиамида в сверлильном станке позволило снизить уровень шума станка на 70% [4].

В 1971 г. около 5% всех зубчатых колес, изготовленных в Англии, было сделано из пластмасс. Примерно такой же процент составляют зубчатые колеса из пластмасс, выпускаемые в ряде других стран. Наиболее крупное в мире зубчатое колесо с пластмассовым венцом диаметром 4,267 м изготовлено в Англии. Колесо применено на гидроэлектростанции для вращения фильтрующего диска массой 1,5 т (диска, задерживающего твердые частицы, содержащиеся в воде). Первоначально венец колеса был изготовлен из чугуна. Его масса была 499 кг. Затем был использован венец, состоящий из 28 сегментов из литого нейлона. Общая масса сегментов нейлонового венца 70,3 кг. Венец зубчатого колеса имеет следующие размеры: шаг 58,738 мм; ширина 95,25 мм. Частота вращения диска 0,25—0,5 об/мин. Сегменты требуют значительной механической обработки. После литья обрабатывались участки стыковки сегментов и опорные поверхности, сопрягаемые с бандажом. Для получения гладких поверхностей зубьев и других элементов отливка производилась в металлические формы. Каждый сегмент соединен с бандажом с помощью трех болтов диаметром 12,7 мм. Замена чугунного венца пластмассовым позволила уменьшить мощность приводного двигателя. Благодаря малой массе нейлоновых сегментов монтаж венца производился одним человеком без подъемных устройств. Опыт работы с этим колесом показал, что нейлон весьма износостоек и не подвергается коррозии. Изготовители предполагают, что нейлоновый зубчатый венец проработает 15 лет [5, 6].

Из нейлона марки Nylatron MC 901 изготовлено также зубчатое колесо диаметром 230 мм, шириной венца 355 мм, которое работало в приводе углеразмольной мельницы. Мощность привода 50 л. с., частота вращения колеса 100 об/мин. Это колесо после двух лет не имело повреждений, в то время как стальные колеса разрушались через несколько недель из-за абразивного износа [6, 7].

Из этого же материала в Англии было изготовлено зубчатое колесо, установленное в приводе поперечного хода 2-т мостового крана. Из-за незамеченной поломки рамы привода зубчатая передача работала в течение года в условиях сильного перекоса. Несмотря на перекося, сопряженное с пластмассовым колесом металлическое колесо осталось неизношенным [6, 7].

В приводе двух линотипов использовали два зубчатых колеса диаметром 70 и 12,7 мм, изготовленных из нейлона 6. После трех лет эксплуатации повреждений колес не обнаружено. Ранее в этом приводе применялись металлические

колеса, которые выходили из строя в период от одной до шести недель [8].

На приводе машины для производства канатов установлено зубчатое колесо диаметром 101 мм, изготовленное из фенопласта марки Tuinol, которое приводит в движение чугунную рейку. Частота вращения колеса 250 об/мин. Колесо проработало более 13 лет [8].

1. ВЫБОР ПЛАСТМАСС ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Для изготовления зубчатых колес применяют как термопласты, так и реактопласты. Для силовых передач из термопластов, как правило, применяют полиамиды и полиформальдегиды.

Полиамиды — наиболее пригодные пластмассы для изготовления зубчатых колес благодаря свойствам самосмазывания, износостойкости, хорошим механическим свойствам и высокой ударной вязкости. Область применения полиамидов широка: от очень маленьких отлитых под давлением зубчатых колес до массивных литых сегментов для составных зубчатых колес. За рубежом наиболее часто применяют следующие марки полиамидов: найлон 66, найлон 6 и найлон 610.

Малая теплопроводность этих нейлонов затрудняет изготовление колес методом выдавливания из прутков, а получаемые в пресс-формах колеса большого размера имеют низкую точность, и для их изготовления требуется длительное время. Эти недостатки устраняются применением литого нейлона (соответствующий материал, изготавливаемый в СССР, — капролон). Формы для литья такого нейлона делают из алюминия. Получаемые заготовки в виде цилиндров, труб или плит в дальнейшем применяют для изготовления зубчатых колес механической обработкой (резанием) [6].

Часто также применяют полиамиды с наполнителем. Для работы в условиях особо высокого изнашивания и при отсутствии смазки рекомендуется добавлять в полиамид дисульфид молибдена или графит. В СССР хорошую работоспособность показал при испытаниях поликапроамид, наполненный графитом — АТМ-2 [9]. Для придания большей прочности и жесткости при литье под давлением в полиамид добавляют стекловолокно. Добавка 30% стекловолокна увеличивает прочность зубьев в 2 раза, позволяет повысить точность изделия и значительно снизить коэффициент теплового расширения. Однако из-за абразивных свойств стеклонаполнителя сильно увеличивается износ сопрягаемых зубчатых колес [6].

Наряду с преимуществами полиамиды обладают и рядом недостатков, в частности, большой влагопоглощае-

мостью. Они поглощают до 2% влаги в течение первых шести месяцев, при этом размеры деталей из полиамидов увеличиваются на 0,5%. Для устранения этого недостатка детали из полиамидов выдерживают в воде при температуре 80°С в течение 16 ч. При этом они поглощают максимально возможное количество влаги, и в дальнейшем при отсутствии больших перепадов температуры их размеры остаются сравнительно стабильными.

Более влагостойкими термопластами являются полиформальдегиды. Они имеют степень абсорбции влаги, в 10 раз меньшую, чем полиамиды. Износостойкость зубчатых колес из полиформальдегидов составляет от 1/2 до 1/3 износостойкости колес из полиамидов.

Применяются две формы полиформальдегидов: гомополимер (например, типа Delrin) и сополимер (например, типа Hostaform). В основном они обладают одинаковыми свойствами и часто заменяют полиамиды. Механическая прочность гомополимера на 10% выше, чем сополимера, но гомополимер имеет меньшую теплостойкость и химическую стойкость.

Зубчатые колеса из полиформальдегидов изготавливают и обрабатывают такими же способами, как из полиамидов, хотя изготовление в пресс-формах здесь предпочтительнее, поскольку достигается большая стабильность размеров. Могут использоваться такие же наполнители, как и для полиамидов. Стоимость зубчатых колес из полиформальдегида несколько выше, чем из полиамида [6, 7].

Для малонагруженных передач можно использовать зубчатые колеса из полиэтилена. Такие колеса обладают высокой ударной вязкостью и химической стойкостью, но их прочность, примерно, в 4 раза меньше, чем прочность колес из полиамида. Колеса из полиэтилена применяют в химической и текстильной промышленности.

В случае, когда требуется высокая размерная стабильность, применяют зубчатые колеса из модифицированного полифениленоксида (например, марки Noryl). Их прочность примерно равна прочности полиамидных колес, они почти не поглощают влагу, их коэффициент теплового расширения на 40% ниже, чем у полиамидных колес. Но такие колеса обладают малой износостойкостью и низкой ударной вязкостью. Поэтому их применение ограничивается условиями действия низких нагрузок (например, в измерительных приборах) [6].

Из реактопластов для изготовления зубчатых колес широко применяют слоистые пластики на основе фенольной смолы, хотя в последнее время они вытесняются полиамидами и полиформальдегидами.

В качестве наполнителя используют различные ткани (в основном хлопчатобумажные) или картон, которые послойно пропитывают фенольными смолами и прессуют. Тканевый наполнитель уменьшает хрупкость и улучшает механические свойства фенопластов. Существует несколько марок этого вида пластмассы (текстолитов) для различных случаев применения. Например, фенопласты с тонковолокнистой тканевой структурой применяют для мелко модульных или высоконагруженных зубчатых колес, поскольку такой наполнитель позволяет получить чистую поверхность и увеличить допускаемые максимальные напряжения сдвига.

Зубчатые колеса из слоистого фенопласта, имеющие металлический каркас, передают больший (на 50%) крутящий момент, чем полиамидные, и по нагрузочной способности сравнимы с механически обработанными чугуновыми зубчатыми колесами. Однако износостойкость их зубьев вдвое меньше, чем полиамидных, при одинаковых нагрузках из-за расслоения тканевого наполнителя.

Поскольку ткань в текстолите лежит в одной плоскости, свойства материала анизотропны. Поэтому прямозубые и косозубые цилиндрические зубчатые колеса следует нарезать так, чтобы напряжения действовали поперек слоев ткани.

Слоистые пластмассы на основе эпоксидных смол по своим свойствам подобны фенопластам. Они изготавливаются с применением тонковолокнистой ткани и эпоксидной смолы (например, Tufлон 6F/45). Они в 3 раза меньше поглощают влаги, чем фенопласты, и поэтому применяются для изготовления зубчатых колес приборов, к которым предъявляются требования высокой чистоты поверхности.

Слоистые пластмассы на полиэфирной основе обладают более низкими механическими свойствами, чем фенопласты. Но некоторые сорта (например, Orgkot TL) обладают высокой стойкостью против γ -излучения и применяются для изготовления зубчатых колес, используемых в атомной энергетике.

Для изготовления зубчатых колес используют также древесные пластики. Они нашли применение в текстильных машинах, а также в ряде случаев для изготовления червячных колес, заменяя дорогостоящие бронзы.

Все виды пластмасс являются хорошими диэлектриками, и поэтому также их часто применяют в машинах и оборудовании, где требуется электроизоляция.

Несмотря на преимущества пластмасс как материалов для зубчатых колес, существует ряд ограничений к применению пластмассовых зубчатых колес.

Нагрузочная способность пластмассовых зубчатых колес ниже, чем металлических. При замене металла пластмассами, особенно в тяжело нагруженных передачах, необходи-

мо менять размеры передачи. Однако практика показала, что во многих случаях замена возможна без изменения основных размеров зубчатых колес. Это объясняется двумя причинами: 1) металлические колеса часто делаются большими, чем это необходимо, исходя из условий компоновки узла; 2) из-за низкого модуля упругости пластмасс снижаются контактные напряжения в зоне зацепления. Зубчатые колеса из термореактивных пластмасс (слоистых пластмасс) передают больший предельный крутящий момент, чем колеса из термопластов, хотя они менее износостойки и долговечны.

Нагрузочная способность пластмассовых зубчатых колес снижается с повышением температуры. Нормально рабочая температура должна быть не выше 80°C , хотя допустимы кратковременные моменты работы при более высокой температуре. Износостойкость зубьев из термореактивных пластмасс очень быстро падает при температуре выше 80°C , хотя их прочность не меняется до температуры 150°C . Свойства термопластов снижаются не столь быстро при повышении температуры выше 80°C , но при этом они становятся хрупкими.

Теплопроводность пластмасс составляет 0,5—1% от теплопроводности стали, поэтому тепло, выделяемое при зацеплении зубьев, рассеивается очень слабо.

Коэффициент теплового расширения пластмасс в 10 раз выше, чем черных металлов, так что в пластмассовой передаче для компенсации этого расширения необходимо увеличение бокового и радиального зазоров.

Зубчатые колеса из полиамидов и полиформальдегидов можно применять при окружных скоростях до 50 м/с , а зубчатые колеса из слоистых пластмасс — при окружных скоростях выше $2,5\text{ м/с}$, но не более 35 м/с .

Наиболее широко пластмассы применяют для изготовления прямозубых цилиндрических колес. Но используются пластмассовые колеса и в косозубых цилиндрических передачах, где они работают значительно более спокойно, чем металлические зубчатые колеса. Довольно часто встречаются конические прямозубые колеса из пластмасс. Применение червячных передач с пластмассовыми червяками представляет серьезную проблему вследствие высоких скоростей скольжения, хотя использование пластмассовых червячных колес вполне возможно.

Использование пластмасс в червячных передачах рекомендуется только при невысоких скоростях скольжения. Выбор вида материалов зависит от конкретного применения. При скорости скольжения до 1 м/с в условиях отсутствия смазки и до 2 м/с при непрерывной смазке рекомендуется применять следующее сочетание материалов: металлический червяк и червячное колесо из полиамида с добавкой MoS_2

или из полиформальдегида. Такая комбинация материалов создает хорошие условия для отвода тепла, образуемого в зацеплении.

Если оба элемента пары выполнены из пластмасс, то при скорости скольжения до 0,1 м/с при отсутствии смазки или прерывистой работе рекомендуется червячное колесо из полиамида с добавкой MoS_2 сочетать с червяком из полиформальдегида [6, 7].

В силовых зубчатых передачах рекомендуется изготавливать из пластмассы только одно из колес по следующим причинам. Коэффициент трения пары сталь-пластмасса примерно в два раза меньше коэффициента трения пары пластмасса-пластмасса. Поэтому нагрев меньше, а к. п. д. выше в первом случае, чем во втором. Так как пластмасса обладает плохой теплопроводностью, наличие стального колеса способствует лучшему отводу выделяемого тепла.

В ранних работах иногда встречалась ошибочная рекомендация применять пластмассовую шестерню в паре со стальным колесом, так как считалось, что трудно изготовить большие колеса из пластмассы требуемой точности. При этом не учитывали возможностей современной технологии. В настоящее время с успехом изготавливают пластмассовые зубчатые колеса любых размеров 8—10-й степеней точности. Кроме того, необходимо учитывать, что податливость зубьев из пластмасс частично компенсирует ошибки изготовления.

В металлопластмассовой передаче пластмассовым должно быть колесо, а не шестерня. В таком сочетании достигаются следующие преимущества: 1) вес передачи существенно уменьшается; 2) колесо имеет большее число зубьев, следовательно зубья его прочнее зубьев шестерни; 3) число циклов нагружения зубьев колеса меньше числа циклов нагружения зубьев шестерни, следовательно, колесо из наиболее слабого материала пары (пластмассы) работает в более благоприятных условиях. Экспериментальные исследования W. Budich показали, что при сочетании материалов сталь — термопласт наивысшая работоспособность термопластичных колес была в случае, когда ведущим колесом было стальное. Например, износ ведущих колес из полиформальдегида оказался вдвое большим по сравнению с износом тех же колес, но ведомых [10].

II. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИЗ ПЛАСТМАСС

При конструировании пластмассовых зубчатых колес, изготавливаемых литьем под давлением, необходимо решить такие вопросы, как форма отливки, размеры и тип литника, нормы усадки материала, предполагаемые допуски и т. д. Большое внимание необходимо уделить самой конструкции

зубчатого колеса, избегая резких изменений сечения, так как при остывании более толстые сечения сжимаются значительно больше, чем тонкие, а это может привести к короблению и большим остаточным напряжениям. Рекомендуется применять следующие соотношения между размерами зубчатого колеса. Толщина ступицы должна быть на 10% больше толщины диска, соединяющего ступицу и зубчатый венец, а диск должен быть на 5% толще обода зубчатого венца. Толщина обода должна быть не меньше двух модулей. Нежелательно применение ступенек или отверстий в зубчатом венце, что создает дополнительные концентраторы напряжений.

Если применяется шпоночное соединение зубчатого колеса с валом, то толщина ступицы должна быть равна не менее 1,5 диаметра вала.

Методом литья под давлением можно получать зубчатые колеса с минимальным модулем до 0,2 мм при минимальной ширине венца до 0,5 мм. Максимальные размеры могут достигать 12—20 мм по ширине при диаметре 150—200 мм.

Наибольшую работоспособность имеют зубчатые колеса из пластмасс, изготавливаемые любым способом, при ширине зубчатых венцов не менее восьми модулей.

Боковой зазор между зубьями в зацеплении пластмассовых зубчатых колес, изготавливаемых любым способом, должен быть больше, чем для металлических зубчатых колес тех же размеров. Объясняется это большим коэффициентом теплового расширения пластмасс и их большими деформациями. При недостаточном боковом зазоре может произойти заклинивание зубчатой передачи. Минимальные значения боковых за-

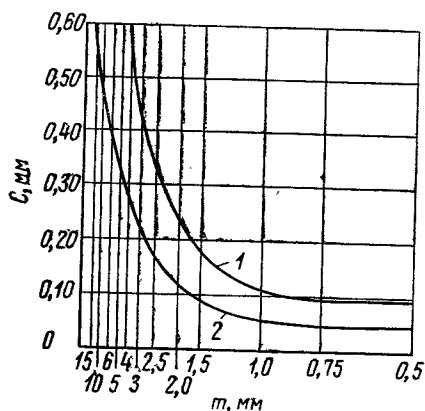


Рис. 1. График для выбора величины минимального бокового зазора в зависимости от величины модуля зацепления

зоров при температуре окружающей среды 30° С можно выбрать по рис. 1, на котором по вертикальной оси отложены значения боковых зазоров (в мм) по горизонтальной шкале — модуль (в мм). Верхняя кривая 1 относится к полиэтилену низкого давления, а нижняя кривая 2 — к полиамамидам, полиформальдегидам и слоистым пластмассам. При непрерывной работе полиамидных зубчатых колес в условиях повышенной влажности требуется еще больший боковой зазор.

Большие боковые зазоры обычно получают путем уменьшения толщины зуба стальной шестерни. Как правило, зубья стальной шестерни выполняются по широкоходовой посадке, а зубья пластмассового колеса — по скользящей посадке. Однако этого же эффекта можно достичь увеличением межосевого расстояния, что позволит, кроме того, иметь увеличенный радиальный зазор для возможного радиального расширения материала.

В зубчатых колесах малых размеров, особенно изготовляемых литьем под давлением, применяют шлицевые соединения для установки на вал, которые обеспечивают точность установки валов. Рекомендуются эвольвентные шлицы, которые обеспечивают большую точность установки валов и легко получают штамповкой, хотя стоимость их изготовления высока.

Для малонагруженных зубчатых колес весьма экономичным способом соединения с валом является применение стопорных болтов. Но такое крепление, если не принимать специальных мер, может привести к дисбалансу. Другой экономичный способ крепления — посадка с натягом (прессовая или горячая); при этом рекомендуется минимальный натяг, равный по величине 0,5% диаметра вала.

Самым распространенным методом соединения с валом является посадка на шпонку, так как при приемлемой стоимости это соединение позволяет передавать высокий крутящий момент. Для уменьшения концентрации напряжений следует применять сегментные шпонки. Не рекомендуется использовать клиновые шпонки, так как они при больших нагрузках могут привести к ослаблению посадки.

При расчете размеров шпоночного соединения следует учесть, что для нормальной работы прямозубых цилиндрических зубчатых колес из пластмасс необходимо предусмотреть гарантированную посадку в пределах 0,05 ÷ 0,10 мм. Если в зацеплении действуют осевые усилия, то необходимо использовать стопорные кольца, торцовые шайбы или буртики.

Величина минимально необходимой площади боковой опорной поверхности шпоночного паза определяется по формуле

$$S = \frac{72,5 \cdot 10^6 N}{n \cdot r \cdot \sigma_k},$$

- где S — площадь боковой опорной поверхности шпоночного паза, $мм^2$;
- N — передаваемая мощность, л. с.;
- n — частота вращения, $об/мин$;
- r — средний радиус шпоночной канавки (0,5 высоты канавки + радиус вала), $мм$;
- σ_k — максимально допустимое напряжение смятия (в $кгс/см^2$) в шпоночном пазе при непрерывной работе определяется по табл. 1.

Таблица 1

Материал	σ_k , $кгс/см^2$
Найлон 66	100
Литой найлон	140
Найлон 6	80
Найлон 610	70
Полиформальдегиды	140
Полиэтилен низкого давления	20
Слоистые пластмассы	400

Если расчет приводит к неконструктивным решениям, то следует применить многшпоночное соединение или посадку на болтах. Рекомендуются два вида соединений при помощи болтов:

1) закрепленный на валу фланец и плоская стопорная шайба, стянутые болтами, проходящими через тело зубчатого колеса;

2) два фланца, закрепленные на валу, стянутые болтами, проходящими через тело зубчатого колеса.

Последний вид соединения дает более низкие напряжения. Количество болтов определяется по формуле

$$n_b = \frac{72,5 \cdot 10^6 N}{\pi r_1 S_1 \sigma_k},$$

где r_1 — радиус окружности, на которой расположены оси отверстий под болты, $мм$;

S_1 — расчетное сечение болта (диаметр болта \times ширина пластмассовой части колеса, находящейся в контакте с болтом), $мм^2$.

При выборе величины радиуса r_1 следует исходить из того, что расстояние от оси отверстия под болт до внешней поверхности должно быть не меньше $2,5 d$, где d — диаметр болта. Нельзя допускать перезатяжку болтов. Желательно в болтовом соединении применять полиамидные шайбы.

Серьезной технологической задачей является сборка с помощью болтовых соединений больших зубчатых ободьев из

отдельных литых зубчатых сегментов. Рекомендуется в каждом отдельном случае искать оптимальное технологическое решение.

Соединение термопластичного зубчатого колеса с валом может производиться также при помощи металлических вкладышей. При этом надо учитывать возникновение остаточных напряжений после охлаждения литых зубчатых колес. Поэтому вкладыши не должны иметь резких изменений сечений, острых выступов и пазов. Необходимо также перед посадкой вкладыша подогреть его по крайней мере до температуры расплавленной пластмассы. Металлические вкладыши иногда применяют в зубчатых колесах большого диаметра для получения лучшей стабильности их размеров, когда другие методы сборки оказываются непригодными. Вкладыши применяют также, когда используется соединение зубчатого колеса с валом при помощи зажимных гаек, навинченных на вал [6, 7].

III. ИССЛЕДОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИЗ ПЛАСТМАСС В СССР И ЗА РУБЕЖОМ

В рассматриваемом периоде в научно-технической литературе появилось много данных о проводимых исследованиях зубчатых колес из пластмасс. Эти исследования, как комплексные, так и частные, охватывают все вопросы, связанные с работоспособностью зубчатых колес почти всех типов и из всех видов пластмасс [10—85]. Ниже приведены результаты наиболее представительных из них.

В процессе испытаний зубчатых колес из термопластов (полиамида и полиформальдегида) на долговечность, проведенных W. Budich [10], и испытаний зубчатых колес из полиформальдегида, проведенных этим же автором вместе с E. A. Sognelius [11], установлено, что пластмассовые зубчатые колеса подвергаются следующим повреждениям: излому, пластическим деформациям, износу и при жидкой смазке выкрашиванию. Зубчатые колеса из полиформальдегида выходили из строя вследствие излома зубьев, начинавшегося в большинстве случаев у их основания. Исключение составляли лишь зубчатые колеса, которые при испытаниях смазывались эмульсией вода — масло в соотношении 30 : 1; в этом случае излом зарождался в зоне износа. Излом зубьев колес с углом зацепления 28° начинался выше основания (выкружки) зуба. Выкрашивание на колесах из гомополимера формальдегида возникало редко. Колеса из сополимера формальдегида имели некоторую склонность к выкрашиванию.

Колеса из полиамида иногда выходили из строя вследствие излома зубьев, но в основном их долговечность ограничи-

валась пластической деформацией. Медленно возрастающую пластическую деформацию можно было наблюдать в течение всего опыта. Незадолго до выхода колеса из строя возрос темп пластической деформации, резко увеличивался шум. На некоторой части полиамидных колес наблюдалось довольно сильное выкрашивание, начинавшееся при 10^7 — $2 \cdot 10^7$ циклов нагружения и непрерывно возраставшее вплоть до $8 \cdot 10^7$ циклов. Выкрашивание охватывало до трети поверхности профиля, так что зона выкрашивания уже сама по себе являлась исходной зоной для начала излома.

Несущественный износ возникал на всех исследованных зубчатых колесах из термопластов в зоне ножки зуба, причем износ никогда не был причиной выхода колес из строя (за исключением колес, смазываемых водой).

Несколько иной результат получил М. D. Gafitanu (СРР) при испытаниях зубчатых колес из полиамида марки Relop [12]. 90% испытанных колес вышли из строя из-за излома зубьев. По-видимому, этот результат представляет собой частный случай. Испытывались зубчатые колеса только из одного вида полиамидов, в основном малых модулей, с целью определения влияния числа зубьев на изломную прочность зубьев.

Исследования, проведенные в Институте механики металлополимерных систем АН БССР показали, что зубчатые колеса из пластмасс с малым модулем в основном выходят из строя из-за излома зубьев, а с большим модулем — из-за выкрашивания. Следовательно, исследования зубчатых колес из полиамидов по всем видам повреждений являются более общим случаем и крайне необходимыми.

Те же самые повреждения встречаются и у зубчатых колес из слоистых пластмасс. Кроме того, здесь часто наблюдается скалывание зубьев. Особенно преобладает скалывание зубьев у зубчатых колес из стеклопластиков. Испытания, проведенные А. М. Копейкиным, показали 100%-ный выход из строя зубчатых колес из стеклопластика АГ-4С из-за скалывания зубьев. При этом даже после достаточно длительной работы передач заметного износа материала зубьев из стеклопластика не наблюдалось [13].

В исследованиях зубчатых колес из термопластов [10] варьировались модуль, число зубьев, угол зацепления, профиль и чистота поверхности парного стального колеса, окружная скорость, температура смазки, сорт смазки, ширина венца, конструктивная форма ступицы пластмассового колеса. Испытывались зубчатые колеса из нейлона 6, нейлона 6,6, гомополимера и сополимера формальдегида, работавшие в паре со стальными колесами. Испытания в некоторых случаях велись до 10^8 циклов нагружения.

Для определения влияния величины модуля зацепления на нагрузочную способность пластмассовых колес испытывались колеса с моделями 2, 3, и 4 мм, а для определения влияния угла зацепления — колеса с модулем 3 мм, и углами зацепления 20°, 24°, 27° и 28°. Ожидалось, что увеличение модуля или угла зацепления повлечет за собой такое же увеличение несущей способности, как и у стальных передач. Однако увеличение нагрузочной способности при этом оказалось незначительным. Объяснить это можно меньшим модулем упругости термопластов, чем стали, что приводит к относительно большим деформациям зубьев под нагрузкой, а значит, и к росту коэффициента перекрытия. При равных усилиях в зацеплении и равных деформациях зубьев под нагрузкой коэффициент перекрытия возрастает тем больше, чем меньше абсолютные размеры зуба. Это приводит к тому, что зубчатые колеса из пластмасс с малыми модулями незначительно отличаются по изгибной прочности от колес с большими модулями.

На рис. 2 показаны зависимости P/b от числа циклов нагружения $N_{ц}$ (где P — предельное окружное усилие; b — ши-

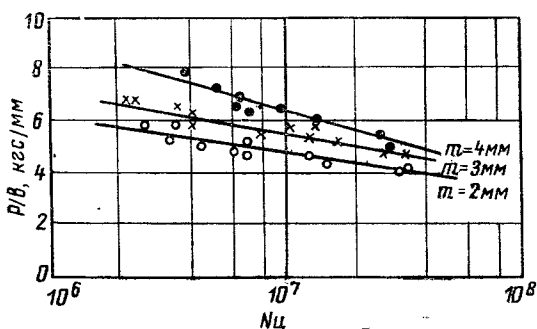


Рис. 2. Зависимость нагрузочной способности зубчатых колес от числа циклов нагружения и модуля зацепления

рина зубчатого венца) зубчатых колес из сополимера формальдегида при скорости $v=10$ м/с и температуре масла 60° С.

Аналогичный результат получил М. D. Gafitanu [12] при исследовании влияния числа зубьев на нагрузочную способность зубчатых колес из полиамида Relon с модулем зацепления $m=2$ мм.

На рис. 3 (шкалы на осях координат — логарифмические) показаны зависимости нагрузочной способности колес от чис-

ла зубьев, кривая 1 — расчетная зависимость, не учитывающая увеличение коэффициента перекрытия; кривая 2 — расчетная зависимость, учитывающая увеличение коэффициента перекрытия; C_{p0} — нагрузочная способность при $z=25$; C_p — нагрузочная способность; z — число зубьев.

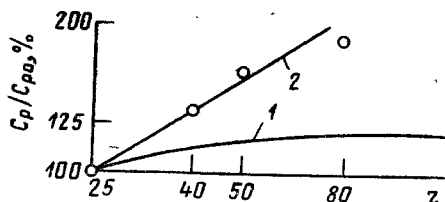


Рис. 3. Зависимость нагрузочной способности зубчатых колес от числа зубьев

У стальных зубчатых колес фланкирование уменьшает динамические усилия при пересопряжении и уровень шума, поэтому их нагрузочная способность при фланкировании возрастает. При испытаниях нефланкированных пластмассовых зубчатых колес шум возрастал с увеличением нагрузки [10]. Фланкирование должно было бы уменьшить шум и одновременно увеличить несущую способность передачи. Результаты опытов оказались отрицательными. Уровень шума не изменился, несущая способность оказалась на 20% ниже, чем у нефланкированных передач. Следовательно, влияние ударов при пересопряжении на несущую способность передачи невелико. Фактический коэффициент перекрытия при фланкировании уменьшился столь сильно, что это уменьшение заметно снизило несущую способность передачи.

Исследовалось также влияние чистоты поверхности парного колеса, так как уменьшение доли нагрузки, передаваемой гидродинамическим слоем смазки, приводит к увеличению мощности потерь и температуры, следовательно, к ухудшению механических свойств термопласта. Испытывались колеса из сополимера формальдегида ($m=3$ мм). Поверхности зубьев парных стальных колес имели высоту микронеровностей $R_t=1\div 2$ мкм, $R_t=4\div 5$ мкм и $R_t=8\div 10$ мкм. Как показали испытания, несущая способность колес из термопластов при $R_t=1\div 2$ мкм и $R_t=4\div 5$ мкм у парных стальных колес практически одинакова, так как при заданных условиях опыта преобладает влияние гидродинамической смазки.

Увеличение высоты микронеровностей поверхности зубьев парного стального колеса до $R_t=7\div 10$ мкм приводит к увеличению потерь и существенному снижению несущей способности передачи. Эти результаты показывают, что для парно-

го стального колеса достаточна чистота поверхности, соответствующая $R_t = 5 \text{ мкм}$.

Одним из наиболее важных факторов работоспособности зубчатых колес из пластмасс, на который обращают внимание все исследователи, является температура. Повышение температуры вызвано как внутренним, так и поверхностным трением, а также плохой теплопроводностью пластмасс. Благодаря большому внутреннему трению при работе передачи появляются большие гистерезисные потери в теле зуба. При этом больше разогреваются внутренние участки зуба у его основания. Поверхностное трение также способствует разогреву зубьев, хотя и в меньшей степени. Повышение температуры приводит к уменьшению модуля упругости, следовательно, к увеличению деформации зубьев, понижению предела прочности материала и к ускоренному износу.

Испытания образцов из капролона, проведенные Б. И. Смирновым [14], показали, что при повышении температуры с 20 до 80°С предел прочности капролона уменьшается на 25%, а модуль упругости — на 75%.

W. Budich [10] провел серию сравнительных экспериментов с целью изучения влияния температуры на работоспособность зубчатых колес из термопластов. В серии сравнительных экспериментов температура впрыскиваемой смазки была 45, 60 и 75°С. Результаты сравнительных испытаний представлены на рис. 4 (кривая 1 — 45°; кривая 2 — 60°; кривая 3 —

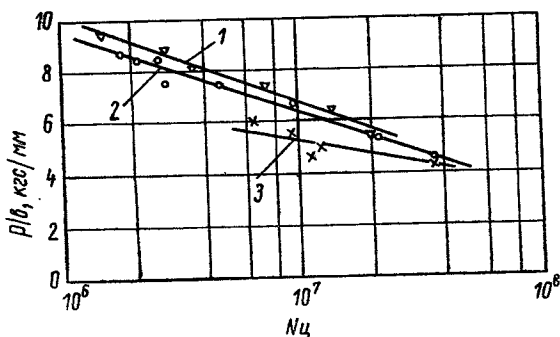


Рис. 4. Зависимость нагрузочной способности зубчатых колес от числа циклов нагружения и температуры масла

75°С). Опыты проводили на колесах из сополимера формальдегида ($m = 3 \text{ мм}$, $v = 10 \text{ м/с}$) с парными стальными колесами, высота микронеровностей поверхности зубьев $R_t = 1 \div 2 \text{ мкм}$). Увеличение температуры снижает прочность термопластов,

а снижение вязкости смазки уменьшает долю усилия, передаваемого гидродинамическим слоем смазки. Линейное расширение зубчатого колеса и увеличение деформаций зубьев (вызванное уменьшением модуля упругости) приводят к увеличению коэффициента перекрытия, снижая тем самым изгибающие напряжения. Поэтому трудно выявить однозначную зависимость между температурой и несущей способностью. Однако, как правило, с ростом температуры несущая способность зубчатых колес из термопластов уменьшается.

Большинство экспериментов проводилось при жидкой смазке, особенно благоприятной с точки зрения нагрузочной способности, потому что при жидкой смазке не только уменьшается трение в зацеплении, но и усиливается отвод тепла.

Эксперименты с колесами из нейлона 6,6 и полиформальдегида, проводившиеся со смазкой жидким маслом и со смазкой, состоявшей из водно-масляной эмульсии, не показали какой-либо разницы в несущей способности. Однако жидкая смазка требует относительно дорогих уплотнительных устройств. Поэтому проводились специальные опыты с пластичной смазкой.

Испытывались скорректированные ($\chi = +0,56$) колеса из сополимера формальдегида ($m = 3 \text{ мм}$) с парными стальными колесами, имевшими $R_t = 1 \div 2 \text{ мкм}$. Результаты сравнительных испытаний с жидкой и пластичной смазками представлены на рис. 5, где 1 — жидкая смазка; температура впрыс-

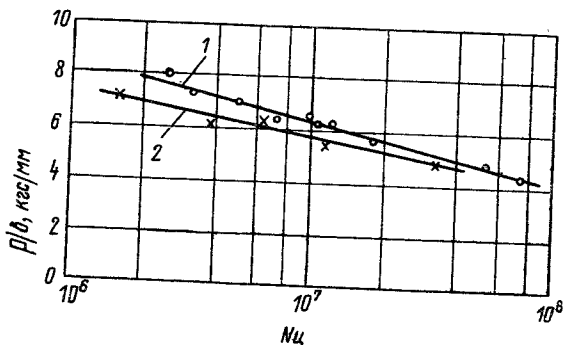


Рис. 5. Зависимость нагрузочной способности зубчатых колес от числа циклов нагружения и вида смазки

киваемого масла 60°C ; окружная скорость $v = 10 \text{ м/с}$; 2 — пластичная смазка; окружная скорость $v = 6,75 \text{ м/с}$. Хотя окружные скорости при опытах были различны, из графиков видно, что колеса из сополимера формальдегида могут при

пластичной смазке передавать значительные мощности. Следует также учитывать, что зубчатые колеса смазываются пластичной смазкой только один раз перед их монтажом. При пластичной смазке влияние окружной скорости на нагрузочную способность передачи намного заметнее, чем при жидкой. Объясняется это тем, что с увеличением окружной скорости пластичная смазка в большей степени (под действием центробежных сил) сбрасывается с профилей зубьев. Поэтому окружная скорость высоконагруженных термопластичных колес не должна при пластичной смазке превышать 10 м/с. Повреждения колес при пластичной смазке: незначительный износ и излом зубьев.

Исследования температурного режима металлопластмассовых зубчатых передач проводились также в СССР [15]. Испытаниям подвергались зубчатые колеса из слоистых пластмасс на основе эпоксидных смол ЭД-5 и ЭД-6 при работе с металлическими колесами (сталь 45, HRC 45). Колеса прямозубые; некоррегированные, имели модуль зацепления $m=4$ мм, число зубьев $z=25$, угол зацепления $\alpha=20^\circ$, ширину зубчатого венца $b=15$ мм. Смазка зубьев осуществлялась поливом индустриальным маслом 45.

Исследовалось влияние нагрузки, температуры подаваемого масла и частоты нагружения на величину и кинетику разогрева.

На рис. 6 представлена кинетика разогрева при различной нагрузке на единицу ширины зубчатого венца, где

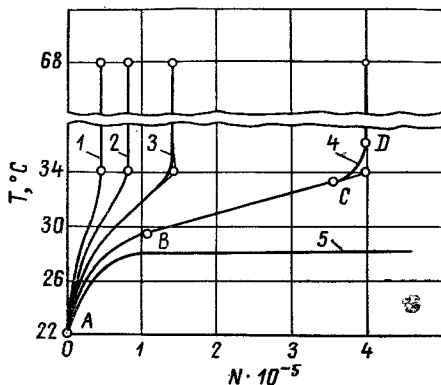


Рис. 6. Кинетика разогрева зубьев пластмассовых колес

1 — $P_n=68$ кгс/см; 2 — $P_n=66,5$ кгс/см; 3 — $P_n=64$ кгс/см; 4 — $P_n=18$ кгс/см; 5 — $P_n=56$ кгс/см; температура подаваемого масла 22°C ; частота вращения пластмассового колеса 1440 об/мин.

При исследованиях влияния температуры подаваемого масла (22; 40 и 60° С) нагрузка и частота вращения были постоянными ($P_n=60$ кгс/см; $n=1440$ об/мин). В результате установлено, что температура подаваемого масла не оказывает существенного влияния на приращение температуры Δt зуба. После определенного числа циклов нагружения приращение температуры было постоянным. Это подтверждает гипотезу о том, что температура повышается главным образом за счет внутреннего трения. Иной результат был получен при постоянных $t_0=22^\circ$ и $P_n=60$ кгс/см, но при разных частотах вращения. При $n=412-524$ об/мин $\Delta t=14^\circ$ С, а при $n=1440-1800$ об/мин $\Delta t=46^\circ$ С. Это объясняется плохой теплопроводностью пластмассы.

Большое число исследований проведено с целью изучения изнашивания зубчатых колес из пластмасс.

W. Budich [10] исследовал зубчатые колеса из полиамида и полиформальдегида. Износ колес измерялся на эвольвентомере по величине риски износа на ножке зуба. Риска износа возникает потому, что из-за сильной деформации термопластичных колес продолжительность зацепления увеличивается и вершина зуба парного стального колеса, скользя по ножке зуба испытываемого колеса, соскабливает часть материала.

На колесах из сополимера формальдегида, работавших в паре со стальными колесами при окружной скорости 10 м/с и температуре впрыскиваемой смазки 60° С, существенное изнашивание наблюдалось лишь в течение первых 100 000 циклов, далее интенсивность изнашивания резко снижалась, а приращение износа имело линейный характер вплоть до излома. У колес из полиамида интенсивность изнашивания резко возрастала, что связано с увеличением пластических деформаций зуба.

Исследования зависимости износа колеса из сополимера формальдегида от высоты микронеровностей поверхности профилей зубьев парного стального колеса показали, что чистота поверхности парного стального колеса при жидкой смазке влияет на долговечность испытываемого термопластического колеса лишь в том случае, если у парного стального колеса $R_t \geq 5$ мкм.

Если колесо из пластмассы будет ведущим, то износ сильно увеличится, поскольку из-за изменившихся условий сопряжения кромка зуба парного стального колеса вначале зацепления внедряется в ножку зуба термопластичного колеса под значительно меньшим углом резания. Износ ведущих колес из сополимера формальдегида вдвое больше износа тех же колес, работающих ведомыми. При этом нагревание ножки зуба больше, а долговечность несколько уменьшается.

Исследования мелко модульных зубчатых передач, проведенные в СССР [16], также показали, что износ пластмассовых колес, работающих ведомыми, меньше, чем при работе ведущими, примерно, на 30%. Исследования проводились на колесах из полиамидной смолы П-68 и полиформальдегида ПФА. Износ колес из термопластов незначителен при пластичной и жидкой смазке. Только при смазке водно-масляной эмульсией износ начинается преимущественно у риска износа; таким образом, несмотря на малый износ, проявляется зависимость между износом и долговечностью.

Результаты, аналогичные данным W. Budich, получены при проведенных во Франции исследованиях зубчатых колес из различных термопластов [17].

В ПНР были проведены испытания зубчатых колес с модулем от 1 до 3 мм, изготовленных из полиамида марки Tagamid T27. Диаметр всех колес 60 мм. В процессе испытаний колеса взаимодействовали со стальными шестернями. Испытания проводились на стенде с замкнутым силовым контуром. Окружная скорость до 5 м/с. Нагрузка подбиралась так, чтобы в результате нагрева зубьев температура в процессе работы не превышала 80°С. Износ колес определялся методом взвешивания и непосредственным обмером. В процессе испытаний установлено, что износ пропорционален скорости скольжения и времени работы (при времени работы до 600—800 ч зависимость линейная, и ускорения изнашивания не наблюдалось), при всех модулях износ прямо пропорционален окружной скорости в течение всего времени испытаний (1000 ч). Вся рабочая поверхность зуба изнашивается примерно одинаково. В результате проведенных исследований получена формула для определения предельного срока службы колеса (в часах) в зависимости от размеров, окружной скорости и долговечности из условия допустимого износа 0,2 мм.

$$t = \frac{N_{ц} \cdot \pi \cdot d}{v \cdot 100 \cdot 3600}$$

где $N_{ц}$ — допустимое число циклов нагружения из условия износа; d — диаметр зубчатого колеса, см; v — окружная скорость, м/с [18, 19]. С целью определения возможности замены некоторых металлических зубчатых колес пластмассовыми Пензенским машиностроительным заводом совместно с Пензенским политехническим институтом были проведены исследования износостойкости зубчатых колес из различных пластмасс на стендах (в условиях сухого трения) и на прямодельных машинах [20].

В качестве экспериментальных были выбраны зубчатые колеса ($m=2$ мм; $z=40$), работающие в наиболее тяжелых усло-

виях. Колеса из текстолита и капролона изготовлены зубофрезерованием, полиамидные колеса — литьем под давлением. Пластмассовые зубчатые колеса находились в зацеплении со стальными и чугунными колесами. Крутящий момент 3 кгс·м; частота вращения 21 об/мин. В лабораторных условиях испытания проводились на базе 10^6 циклов. Суммарное время испытаний в производственных условиях составило 1500 ч.

Испытания показали, что износостойкость пластмассовых колес различна в зависимости от того, с какими зубчатыми колесами они находились в зацеплении. Капролоновые колеса изнашиваются быстрее, если находятся в зацеплении со стальными колесами, и медленнее — в зацеплении с чугунными. Интенсивность изнашивания капролоновых зубчатых колес больше при зацеплении со стальными колесами, изготовленными с увеличенным гарантированным зазором, и меньше при нормальном гарантированном зазоре. Это же наблюдается при работе текстолитовых и полиамидных колес в подобных условиях. Наибольшей износостойкостью обладает зубчатая пара чугун — текстолит, наименьшей — полиамид АК-7 — сталь 45.

Проведены также испытания зубчатых колес из металла, работающих в паре с металлическими колесами. Результаты показывают, что, как правило, интенсивность изнашивания металлических зубчатых колес больше, чем капролоновых и текстолитовых, в одинаковых условиях работы.

В Воронежском политехническом институте проводились исследования изнашивания зубчатых колес из текстолита и древеснослоистых пластиков [21]. Во всех случаях наибольший износ наблюдался у ножки зуба. Износ зубчатых колес из текстолита при работе в паре со стальными колесами при общем числе циклов нагружения 10^6 сравнительно немного отличался от износа зубьев зубчатых колес из древеснослоистых пластиков, хотя он был немного меньше.

Интерес также представляют исследования, проведенные с целью определения действительных изгибных и контактных напряжений зубьев.

А. В. Пещеров [22] исследовал напряжения изгиба в зубьях колес из слоистых пластиков. На основе гипотезы цилиндрических сечений с учетом анизотропности материала выведена формула для определения напряжений в произвольной точке зуба.

$$\sigma = \frac{P \cdot \sin \varphi \cdot E_r}{b \cdot r (\alpha_1 + \alpha_2) \cos \varphi L_2^\alpha}, \quad (4)$$

где P — окружная сила, изгибающая зуб;

φ — угол между направлением на рассматриваемую точку и ось зуба;

E_r — модуль упругости для направления φ ;
 b — ширина венца зубчатого колеса;
 r — радиус цилиндрического сечения, проведенного через рассматриваемую точку;

$$\alpha_1 = \frac{\rho \sin \alpha - r \cos \alpha}{\rho \sin \alpha \cos \alpha}; \quad \alpha_2 = \frac{r}{\rho \sin \alpha \cos \alpha};$$

ρ — радиус кривизны профиля зуба;
 α — центральный угол данного цилиндрического сечения;

$$L_2^\alpha = \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{E_r \sin^2 \varphi d\varphi}{\alpha_1 + \alpha_2 \cos \varphi}$$

— анизотропно-геометрическая характеристика сечения.

Формула (4) была проверена на специально спроектированной установке. Определены напряжения в некоторых точках галтели и опасного сечения зуба, а также зависимость максимальных напряжений в корне зуба от его формы (числа зубьев колеса). Формула (4) дает хорошие результаты при определении напряжений в опасной точке и расхождение с экспериментом до 20% при исследовании напряжений в менее нагруженных точках. Это объясняется влиянием вторых главных напряжений, которые в формуле не учитываются. Установлено, что напряжения сжатия составляют от 4 до 6% от изгибных напряжений, поэтому предлагается напряжениями сжатия пренебречь.

Для выявления работоспособности зубчатых колес из материала АТМ-2 (поликапроамид, наполненный графитом) проводились стендовые испытания в условиях циклического нагружения при работе со смазкой и без нее. Для сравнения испытывались зубчатые колеса из АТМ-2 и ненаполненного поликапроамида. Результаты испытаний показали, что контактная выносливость колес из АТМ-2 несколько выше контактной выносливости колес из поликапроамида [9].

При предельно допустимых нагрузках в процессе испытаний зубчатых колес из АТМ-2 со смазкой на рабочих поверхностях в начальный момент появились следы равномерного изнашивания, и только после 10^7 циклов нагружения на отдельных зубьях возникли мелкие раковины, трудно различимые невооруженным глазом. При повышении на 20% нагрузки выше предельно допустимой в камере увеличилась температура до 60—80°С. На большинстве зубьев появились выкрашивания с образованием раковин. Для поликапроамидных зубчатых колес при тех же нагрузках после $5 \cdot 10^6$ циклов нагружения на поверхности зубьев появились выкрашивания с образованием раковин значительной величины. У колес из АТМ-2 размер раковин был значительно меньше, чем

у поликапроамидных. Полученные результаты позволили сделать вывод, что основным видом разрушений зубчатых колес из материала АТМ-2 при высоких нагрузках со смазкой являются контактные разрушения.

На основе экспериментальных данных получена эмпирическая зависимость, характеризующая контактную прочность зубчатых колес из АТМ-2.

$$P = (122,5 - 12,1 \lg N_{ц}) K_{t\phi} \cdot K_{t_p} \cdot K_{p_b}, \quad (5)$$

где P — допустимая удельная нагрузка на зуб, кгс/см²;

$N_{ц}$ — число циклов нагружения;

$K_{t\phi}$ — коэффициент температуры литейной формы;

K_{t_p} — коэффициент температуры литья;

K_{p_b} — коэффициент давления литья.

Значения этих коэффициентов, полученных в результате экспериментов, приводятся в табл. 2.

Таблица 2

Температура формы, °С	$K_{t\phi}$	Температура литья, °С	K_{t_p}	Давление литья, кгс/см ²	K_{p_b}
20—70	0,86—0,95	250	0,75	250	0,80
70—90	0,95—0,97	265	0,95	500	0,88
90—110	0,97—1,0	280	1,00	700	0,95
110—130	1,0—0,92	295	0,67	1000—1250	1,00

При работе без смазки допустимая нагрузка зубчатых колес из АТМ-2 на 25—30% ниже таковой при работе со смазкой; при этом скорость изнашивания выше.

Сочетание материалов зубчатой пары стальная шестерня — пластмассовое колесо целесообразно для передач с зацеплением Новикова, так как податливость пластмассы компенсирует неточности изготовления. Поэтому металлопластмассовые зубчатые передачи с зацеплением Новикова, как цилиндрические, так и конические, привлекли внимание ряда исследователей.

По сравнению с эвольвентным зубом при зацеплении Новикова зуб колеса легче армировать волокном, так как радиус основания зуба значительно больше. Увеличение изгибной прочности зуба достигается также уменьшением отношения толщины зуба шестерни к толщине зуба колеса от обычного значения 1,5 до 1,0 [24, 25].

Недостатком пластмассовых зубчатых колес с зацеплением Новикова является большой износ, особенно в начальный период работы передачи. Исследования, проведенные в ВНР [25], показали, что в первые 400—500 ч работы величина

износа текстолитовых колес Новикова в 7 раз, а полиамидных в 2,4 раза больше, чем стальных.

В исследованиях пластмассовых конических зубчатых колес с зацеплением Новикова методом лаковых покрытий, проведенных Н. М. Василенко [26—28], установлено, что пятно контакта при касании зубьев поликапроамидных и текстолитовых колес с зубьями стальной шестерни по наименьшей и наибольшей длине образующей имеет форму прямоугольного треугольника с вершиной, направленной к середине зуба. При нагружении зубьев с одной линией зацепления по средней длине образующей пятно контакта имеет форму вытянутого вдоль зуба эллипса, отношение осей которого приблизительно равно 1:4. С увеличением нагрузки размеры площадки касания по концам зуба быстрее растут в сторону головки вогнутого зуба ввиду асимметрии функции зазора вокруг точки начального контакта. В средней части зуба размеры пятна контакта с увеличением нагрузки растут как в сторону головки, так и по длине зуба.

При длительных стендовых испытаниях этих же зубчатых колес выявлен характер разрушения зубьев. На зубьях из поликапроамида с одной линией зацепления первые усталостные выкрашивания возникают в ножках зубьев, а в передачах с двумя линиями — на средней линии зуба. Поверхность зубьев на участке $L \div 0,5b$ (b — длина зуба; L — средняя длина образующей) подвержена усталостному выкрашиванию в большей мере.

Контактные разрушения поверхности зубьев из текстолита становятся опасными, когда на головках зубьев на участке $L \div 0,5b$ появляются усталостные раковины, непрерывно увеличивающиеся до излома.

Надмолекулярная структура полимеров изменяется (сферолиты растут) в зависимости от нагрузки и числа циклов нагружения. Так, для конических зубчатых колес с зацеплением Новикова с модулем 4 мм, $z=19$ при крутящем моменте $M=8,15$ кгс·м и числе циклов нагружения $N_{ц}=2 \cdot 10^7$ размер сферолитов у корня поликапроамидного зуба на растянутой стороне достигает 40 мкм, а на сжатой 30 мкм. Рост сферолитов влечет за собой образование микротрещин, которые вырастают вследствие разрушения сферолитов до усталостных трещин, что ведет к износу зубьев.

Проведенные этим же автором [27—28] исследования усталостной изгибной прочности конических колес зацеплением Новикова из поликапроамида показали, что как правило, разрушение зубьев начинается с зарождения усталостных трещин глубиной 1,5 мм на выкружке зуба по наибольшей длине образующей. В дальнейшем трещины растут в глубь обода по радиусу выкружки. Излом зубьев обыч-

но происходит при допустимой нагрузке после $N_{\text{ц}}=2,05 \cdot 10^7$ циклов.

В Харьковском политехническом институте [29] исследовались цилиндрические зубчатые передачи с зацеплением Новикова, ведомое колесо которых изготовлено из текстолита. В результате испытаний установлено, что предельная удольная нагрузка для дозаполюсного зацепления примерно в 1,5 раза выше, чем для доплюсного. Причины разрушения зубьев при этом те же, что и для конических текстолитовых колес с зацеплением Новикова.

В лаборатории зубчатых передач Краматорского научно-исследовательского и проектно-технологического института машиностроения [30] были проведены исследования с целью изучения нагрузочной способности капролоновых червячных колес при температурах до 100°C . В результате этих исследований установлено, что капролоновые червячные колеса имеют хорошую работоспособность при температурах до 90°C , а при более высоких температурах их износостойкость и изгибная прочность значительно снижаются. Поэтому применение капролона при температурах выше 90°C нецелесообразно.

В дальнейшем испытания червячных передач проходили непосредственно в производственных условиях на Краматорской ТЭЦ. Червячные колеса с капролоновыми венцами были установлены в редукторе питателя пыли. В качестве смазки использовалось масло АК-15.

Через четыре года эксплуатации (20 000 ч) опытный редуктор был осмотрен. На венце не было обнаружено трещин, его размеры не изменились. Износ зубьев колеса оказался меньше, чем у подобных редукторов с бронзовыми венцами червячных колес. Долговечность колес с капролоновыми венцами была в три раза больше, чем с бронзовыми венцами. Расчет показал, что себестоимость редуктора с капролоновым венцом ниже себестоимости редуктора с бронзовым венцом.

Большой интерес представляют упругие деформации зубьев зубчатых колес. Этому вопросу уделено большое внимание со стороны многих исследователей металлических зубчатых передач. Целью этих исследований было выявление закономерностей изгибных и контактных деформаций зубьев, деформации обода колеса, с помощью которых можно было бы определить напряжения в зубьях, динамические нагрузки и степень неравномерности распределения нагрузки как между двумя парами зубьев, так и по длине контактных линий. На основе полученных результатов были предложены значения коэффициентов динамичности и неравномерности распределения нагрузки, которые применяются при расчете металлических зубчатых передач. Но значения этих коэффициентов

для колес с податливыми зубьями или равны 1,0, или близки к 1,0.

В пластмассовых зубчатых передачах динамические нагрузки сравнительно невелики, а распределение нагрузки вдоль линии контакта более равномерно, чем в металлических. Вместе с тем, деформации зубьев пластмассовых колес оказывают большое влияние на работоспособность зубчатых передач. Вследствие больших упругих деформаций существенно увеличивается коэффициент перекрытия передачи и, следовательно, ее нагрузочная способность. Однако эти деформации ухудшают кинематическую точность передачи, создают опасность заклинивания зубьев и вызывают повышенный износ (заедание) в ножке зуба пластмассового колеса. Нередко при испытаниях пластмассовых колес на нерабочем профиле зубьев обнаруживались следы изнашивания и выкрашивания [10], что свидетельствует о заклинивании пластмассового зуба во впадине между зубьями стальной шестерни. При больших изгибных деформациях у «бесшумных» пластмассовых передач появляется шум высокого уровня.

В последнее время в литературе появились сведения [31] о том, что каждый вид пластмассы имеет определенный предел деформации независимо от температуры, режима нагружения (статический или динамический), способа нагружения (осевая или эксцентрично приложенная нагрузка) и т. д., после которого появляются микротрещины, которые в дальнейшем приводят к разрушению материала. Приводятся следующие данные: для термопластов предел деформаций $\epsilon = 0,8\%$, для слоистых пластмасс 2%. Эти данные подтверждают важность оценки величин деформации нагруженных колес.

Исследовали упругие деформации зубчатых колес из пластмасс. Учитывая сложность и большую трудоемкость существующих методик определения деформаций металлических колес, а также невысокую точность изготовления пластмассовых колес, почти все исследователи применяли упрощенные методики на основе зависимости, предложенной Тимошенко и Баудом. Эта зависимость была получена при ряде допущений и согласуется с экспериментальными данными только для зубчатых колес с числом зубьев около 20. Для колес с большим числом зубьев она дает увеличенные значения упругих деформаций примерно на 40%.

Furgow R. W. и Mabie H. H. попытались внести поправку в эту зависимость [32]. При расчете принимали, что зуб имеет трапециевидальный профиль. Они предложили прямую, заменяющую эвольвентный профиль зуба, провести через действительную точку вершины зуба и полюс зацепления. Экспериментальные данные были получены по данным изме-

рения деформации на образцах зубьев из акрилатной прозрачной пластмассы.

На рис. 7 приводятся полученные результаты на паре колес с числами зубьев $z_1=20$, и $z_2=50$ при нагрузке 135 кгс;

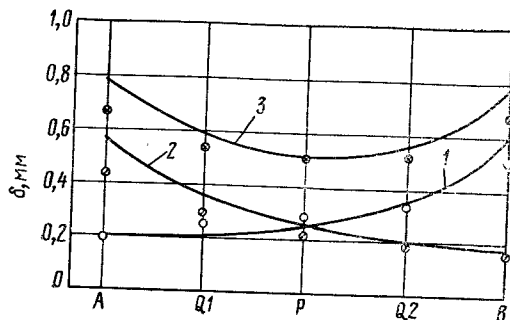


Рис. 7. Изменения деформаций зубьев в течение одного цикла зацепления пары зубьев

ширина венцов 4,5 мм; модуль зацепления $m=3$ мм. На рис. обозначены: 1 — деформация зуба шестерни; 2 — деформация зуба колеса; 3 — суммарная деформация. Измерения проводились в пяти положениях зацепления, указанных по оси абсцисс рис. 7: A — начало зацепления; Q1 — среднее положение между полюсом зацепления и началом зацепления; P — зацепление в полюсе; Q2 — среднее положение между полюсом зацепления и концом зацепления; B — конец зацепления.

Эти результаты показывают, что введенная поправка не дала существенного уточнения зависимости Тимошенко и Бауда. Кривая 1 для шестерни хорошо согласуется с экспериментальными данными, а кривая 2 для колеса дает значительные расхождения в области больших деформаций зубьев колеса.

Более существенное уточнение зависимости Тимошенко и Бауда получено при точном учете плеча момента силы нормального давления, действующей на зуб [33]. При этом сила нормального давления перенесена вдоль линии ее действия до точки, лежащей на оси симметрии зуба, где она была разложена на окружную силу P и радиальную R . При этом получена зависимость

$$\delta = \frac{KP}{Eb}, \quad (6)$$

где δ — перемещение точки на оси симметрии зуба, через которую в данный момент проходит линия действия силы нор-

мального давления на зуб; E — модуль упругости материала; b — ширина зубчатого венца колеса;

$$K = \frac{1,5l^2}{s_0^3} \left[\ln \frac{l}{a} + \frac{a}{l} \left(2 - \frac{a}{2l} \right) - 1,5 \right] + \frac{1,2(1+\mu)l}{s_0} \ln \frac{l}{a},$$

где l — высота равнобедренного треугольника, образованного основанием S_0 и продолженными до пересечения непараллельными сторонами трапеции, определяющей форму зуба;

S_0 — толщина основания зуба;

a — расстояние от точки на оси симметрии зуба, через которую проходит линия действия силы нормального давления на зуб, до вершины указанного треугольника;

μ — коэффициент Пуассона.

Для определения величины перемещения точки оси симметрии, лежащей на окружности выступов колеса, к величине δ необходимо добавить величину δ_1 — дополнительное перемещение за счет поворота свободного конца зуба (участка выше точки приложения нагрузки).

$$\delta_1 = \frac{K_1 P}{Eb},$$

где

$$K_1 = (h + a - l) \frac{0,75l(l-a)^2}{a_0^3}; \quad (7)$$

h — высота зуба.

Если величина δ имеет максимальное значение при приложении нагрузки к вершине зуба, то δ_1 имеет место при

$$a = \frac{l-h + \sqrt{(l-h)^2 + 8(l-h)}}{4}. \quad (8)$$

Экспериментальные исследования показали, что зависимости (6) и (7) хорошо согласуются с опытными данными при числе зубьев колеса $z > 30$. Расхождения составили не более 12%. Поэтому эти зависимости могут быть использованы для расчета металлопластмассовых прямозубых некорригированных эвольвентных колес, работающих в паре со стальными шестернями, где, как правило, числа зубьев колеса большие.

Для прямозубых некорригированных эвольвентных зубчатых колес максимальные значения величин K и K_1 следующие: при коэффициенте высоты головки зуба пластмассового колеса $f_0 = 1,0$ $K_{\max} = 9,25$; $K_{1\max} = 1,21$; при $f_0 = 0,8$ $K_{\max} = 6,75$; $K_{1\max} = 0,86$.

Эти два вида перемещений по-разному влияют на работу передачи. Перемещение δ оказывает влияние на кинематическую точность передачи, а перемещение δ_1 выбирает зазор между нерабочими профилями зубьев и может вызвать заклинивание капролонового зуба.

Как показали опыты, если δ превысит величину, примерно равную Δt_{Σ} — допуску на накопленную погрешность ок-

ружного шага, в передаче нарушается зацепление и появляется шум. Поэтому величину δ необходимо ограничить в пределах Δt_2 .

Заклинивание наблюдается при повышенной температуре, когда боковой зазор уменьшается вследствие температурного расширения. Поэтому величина δ_1 должна быть меньше остаточного зазора после температурного расширения, образования масляной пленки и компенсации неточностей изготовления и монтажа передачи. При подсчете по приближенным данным, имеющимся в литературе, выявлено, что этот остаточный зазор имеет величину, примерно равную величине Δt — допуску на окружной шаг. Поэтому при отсутствии точных данных ориентировочно можно принимать, что δ_1 должен быть меньше Δt .

В условиях работы передачи под нагрузкой силовая схема в зубчатой паре изменяется в зависимости от ошибок изготовления и от скорости вращения колеса. Такое изменение может оказать влияние на величину деформации зубьев.

Исследования И. П. Землякова [34] показали, что жесткость зубьев из полиамидов увеличивается с увеличением скорости нагружения, следовательно, уменьшается величина деформации.

Однако в работе [34] не учтено, что после снятия нагрузки зуб не сразу принимает первоначальную форму. На ликвидацию упругой деформации требуется некоторое время. Вследствие этого при определенной частоте вращения зуб, получивший деформацию и вышедший из зацепления, не успев принять свою первоначальную форму, будет вновь нагружен в следующем цикле нагружения (зацепления). Возникает явление непрерывности упругих деформаций зубьев. Поэтому при каждом новом входе в зацепление нагрузка действует на уже деформированный зуб, что неизбежно вызывает увеличение величины деформации зуба. После совершения некоторого числа оборотов при заданных скорости и окружном усилии величина деформации зуба будет близка к деформации, возникающей от равной нагрузки, действующей в статических условиях [33].

Таким образом, с увеличением скорости вращения колеса увеличивается жесткость зуба, уменьшается деформация изгиба. Вместе с тем с увеличением числа оборотов благодаря непрерывности упругих деформаций конечная величина деформации зуба приближается к величине деформации, возникающей при статическом нагружении.

При учете максимально возможной деформации необходимо принять во внимание неточность изготовления колес, что вызывает кромочные и срединные удары, т. е. появление динамических нагрузок, увеличивающих деформацию. Вмес-

те с тем, следует предположить, что по величине эти динамические нагрузки при наличии колеса из пластмассы при прочих равных условиях будут меньше, чем в зубчатой паре, изготовленной целиком из металла, так как зубья пластмассового колеса обладают большой податливостью и высокой демпфирующей способностью.

Эксперименты на зубчатых колесах из капролона В ($m=5$ мм; $z=36$; $b=30$ мм) показали, что при частоте вращения колеса 1 об/мин значение δ близко к значению δ при статической нагрузке. При дальнейшем увеличении скорости сказывается влияние скорости нагружения, поэтому деформации уменьшаются. В дальнейшем влияние оказывают частично динамические нагрузки, а главным образом при определенной частоте вращения возникновение непрерывности упругих деформаций, вследствие чего деформации достигают величин, примерно равных статическим. Частота вращения колеса, при которой деформации достигают величин, равных статическим, зависит от величины окружного усилия (при $P=117$ кгс $n=80-85$ об/мин, при $P=137$ кгс $n=60-65$ об/мин, при $P=161$ кгс $n=30-35$ об/мин). При дальнейшем увеличении частоты вращения скорость почти не влияет на величину деформации зубьев.

На основании результатов этих экспериментов можно сделать следующий вывод: благодаря явлению непрерывности упругих деформаций практически скорость не оказывает существенного влияния на величину деформации зубьев колес из пластмасс [33].

Этот вывод подтверждается также результатами экспериментов зарубежных авторов [10, 35]. При измерении деформации зубьев колес из полиформальдегида в статических условиях и при работе передачи под нагрузкой разница в полученных данных не превышала 10%; при определении величины возрастания коэффициента перекрытия вследствие упругих деформаций зубьев разницы не обнаружено.

Для определения фактического коэффициента перекрытия за рубежом [10, 35] проведены экспериментальные исследования на колесах из сополимера формальдегида. При этом установлено, что коэффициент перекрытия увеличивается до 40%. Максимальное увеличение коэффициента перекрытия происходит при больших нагрузках в малых модулях зубчатых колес. Таким образом, влияние деформаций на фактический коэффициент перекрытия тем больше, чем меньше ожидаемая долговечность. Увеличение коэффициента перекрытия имеет значение лишь для высоконагруженных передач малых модулей, срок службы которых невелик. Если требуется большая долговечность, то нагрузка должна быть значительно снижена. При этом увеличение коэффициента перекрытия незначительно.

В этом случае, а также при больших модулях можно пойти на некоторое уменьшение высоты головки пластмассового зуба колеса, оставляя при этом полную высоту зуба стальной шестерни. Этим можно улучшить кинематическую точность передачи и уменьшить опасность заклинивания зубьев.

Для увеличения жесткости и повышения изломной прочности пластмассового зуба можно пользоваться рекомендацией Таканаси Сабуро (Япония) [36]: увеличить толщину зубьев пластмассового колеса путем утонения зубьев стальной шестерни. Этот способ имеет ограниченные возможности, так как утонение стальных зубьев может привести к их заострению, следовательно, к быстрому заеданию ножек зубьев пластмассового колеса.

Корригирование может также улучшить работоспособность пластмассовых колес, но оно также имеет ограниченные возможности. Как правило, пластмассовым является ведомое колесо с большим числом зубьев, а для колес с большим числом зубьев корригирование зубьев малоэффективно.

Анализ приведенных результатов исследований показывает что исследовали почти все виды зубчатых передач из различных пластмасс, а также всевозможные факторы и параметры, влияющие на их работоспособность. Иногда разными авторами при исследовании одного и того же фактора или параметра получены разные и противоречивые результаты. Это объясняется тем, что эксперименты проводились в различных условиях и на колесах различных размеров и конструкций. Вместе с тем, следует отметить, что противоречивых результатов стало гораздо меньше, чем раньше.

Результаты этих исследований позволили уточнить методики расчета зубчатых колес из пластмасс, улучшить их конструкцию и расширить их применение.

IV. МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИЗ ПЛАСТМАСС

Основными методиками расчета зубчатых колес из пластмасс являются методика, разработанная Институтом механики металлополимерных систем АН БССР [86], и методика, предложенная Наштапп и Strickle [87]. Последняя подробно описана в предыдущих выпусках данного издания [2].

Схема расчета следующая:

- 1) расчет зубчатых колес на изгиб с учетом усталости;
- 2) расчет на контактную усталость (только для закрытых передач, работающих в масляной ванне);
- 3) расчет из условий максимально допустимого износа зубчатых колес;
- 4) температурный расчет передачи;

5) проверка максимальных деформаций зубьев пластмассовых колес;

6) проверка колес из условия максимально допустимых временных перегрузок.

В течение рассматриваемого периода эти методики на основе проведенных исследований уточнялись и дополнялись применительно к различным видам зубчатых передач и различным материалам.

Несколько отличаются от указанных методик формулы для расчета, предложенные J. M. Rankin [7]. Для расчета напряжений изгиба прямозубых цилиндрических колес из термопластов предлагается следующая формула:

$$\sigma_u = \frac{145 \cdot 10^6 N}{d \cdot b \cdot Y \cdot m \cdot n} \cdot C_1 \cdot C_2 \leq [\sigma]_u \quad (8)$$

где σ_u — напряжения изгиба, $кгс/см^2$;

N — передаваемая мощность, л. с.;

d — диаметр делительной окружности колеса, мм;

b — ширина венца колеса, мм;

m — модуль зацепления, мм;

Y — коэффициент формы зуба;

C_1 — коэффициент температуры;

C_2 — коэффициент, учитывающий скорость скольжения и условия смазки.

Коэффициент формы зуба Y выбирают по графикам в зависимости от числа зубьев, угла зацепления и высоты зубьев. Коэффициенты C_1 и C_2 , а также допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_u$ выбирают по специально разработанным графикам для каждого вида термопласта.

Для проверки напряжений изгиба зубьев из условия кратковременных перегрузок δ_u определяют также по формуле (8) и сравнивают с пределом текучести материала.

Для расчета косозубых и конических зубчатых колес из термопластов в формулу (8) вводят те поправки, которые обычно вводят и для расчета металлических колес. Для расчета червячных колес из термопластов вводят дополнительно коэффициент безопасности, равный 3.

Для расчета зубчатых колес из слоистых пластмасс используется следующая формула [7]:

$$\sigma_u = \frac{2,4 \cdot 10^3 \cdot N}{bmYv} \leq [\sigma]_u \quad (9)$$

где v — окружная скорость колеса, м/с.

Коэффициент формы зуба Y и допускаемые напряжения $[\sigma]_u$ также выбирают по специально разработанным графикам.

Для расчета на изгиб с учетом износа зубчатых колес из слоистых материалов, в частности текстолита, А. В. Пеще-

ров [88] предложил следующую формулу:

$$\sigma_u = \frac{PK_n K_{изн}}{Ybm} \eta \leq [\sigma]_u \text{ кгс/см}^2 \quad (10)$$

где P — окружное усилие, кгс; K_n — коэффициент нагрузки; $K_{изн}$ — коэффициент износа; b — ширина венца колеса, см; m — модуль зацепления, см; Y — коэффициент формы зуба, определяемый по эмпирической зависимости

$$Y = 0,276 - \frac{1,72}{z} - \frac{1,34}{z^2}$$

(z — число зубьев колеса);

$$\eta = 0,54 + \frac{0,14}{\rho/m} + \frac{0,014}{(\rho/m)^2}$$

(ρ — радиус кривизны галтели зуба, см).

Коэффициент K_n и $K_{изн}$ рекомендуется определять по работе [86].

Для расчета на изгиб конических зубчатых колес из пластмасс с зацеплением Новикова Н. М., Василенко [26—28] предложил следующую формулу:

$$\sigma_{max} = \frac{q_{max} \cdot a}{8\Delta} \left(h \cos \mu' \sin \mu' - \frac{a}{3} \sin^2 \mu' \right) \leq [\sigma]_u \quad (11)$$

где q_{max} — максимальная локальная нагрузка на зуб; a — длина пятна контакта; Δ — эквивалентная толщина зуба колеса; h — высота зуба $[\sigma]_u = \frac{\sigma_b}{n}$ — допускаемые напряжения изгиба; σ_b — предел прочности пластмассы при изгибе; n — запас прочности, применяемый в пределах 4—6; μ' — угол наклона плоскости опасного сечения к образующей начального конуса.

Для расчета текстолитовых цилиндрических зубчатых колес с зацеплением Новикова по контактным напряжениям предложены следующие формулы [29]:

$$[M_k]_1 = \frac{K_p K_n d_1^2 m_n \mu [\sigma]_k^2}{K_{\sigma\beta} (1 \pm i_{21})} \geq M_{1расч}, \quad (12)$$

$$[M_k]_2 = \frac{K_p K_n d_2^2 i_{21} m_n \mu [\sigma]_k^2}{K_{\sigma\beta} (1 \pm i_{21})} \geq M_{2расч}, \quad (13)$$

где $[M_k]_1$ и $[M_k]_2$ — допускаемые крутящие моменты на шестерню и колесо соответственно; d_1 и d_2 — диаметры делительных окружностей шестерни и колеса соответственно; m_n — нормальный модуль зацепления; i_{21} — передаточное число; $[\sigma]_k$ — допускаемые контактные напряжения; K_n — коэффициент нагрузки (0,75—0,9); K_p — коэффициент, характеризующий влияние геометрии исходно-

го контура на контактную прочность передачи $K_p = 0,216 \cdot 10^{-12} K_e m^2 / \text{кгс}$,

$$K_e = \frac{r_1}{m_n} \cdot \frac{\alpha}{\text{tg } \alpha};$$

α — угол давления в градусах; r_1 — радиус окружности рабочего профиля выпуклого зуба; $K_{b\beta}$ — коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зуба

$$K_{b\beta} = \frac{K_{b\text{ц}}}{C}$$

$K_{b\text{ц}}$ — такой же коэффициент для металлических колес

$$C = \frac{\alpha_{\text{max}} - \alpha_{\text{min}}}{\alpha} = (1,3 \div 1,4).$$

Коэффициент $K_{b\beta}$ можно также выбирать по графику на рис. 8.

Для расчета пластмассовых конических зубчатых колес с зацеплением Новикова по контактным напряжениям используется следующая формула [26—28]:

$$L = \sqrt[3]{\frac{M_2 (i^2 + 1) \sin \beta \text{ tg } \beta}{\pi^2 (\nu_c + \nu_n) [\sigma]_k^2 \cdot i \cdot K_e \cdot \Delta \lambda \cdot \sin^2 \varphi_2}}, \quad (14)$$

где L — средняя длина образующей; $[\delta]_k$ — величина допускаемого контактного напряжения: для колес из поликапроамида $[\delta]_k = 100 \div 150 \text{ кгс/см}^2$; для колес из текстолита 250—300 кгс/см^2 ; ν_c, ν_n — упругие постоянные для материалов колес (сталь — пластмасса); $\Delta \lambda$ — результирующий угол охвата; K_e — величина смещения; β — угол наклона зубьев.

В расчетах зубчатых колес из пластмасс на изгиб необходимо учитывать фактический коэффициент перекрытия. Для его определения можно пользоваться формулами, введенными теоретически М. D. Gabitanu [12].

$$\epsilon = \epsilon_0 + \Delta \epsilon, \quad (15)$$

где ϵ_0 — коэффициент перекрытия без учета деформаций;

$$\Delta \epsilon = 31,6 \cdot K_2 \cdot z^{3/4} (\delta / \pi m)^{1/2},$$

где z — число зубьев колеса; $K_2 = 0,01$ при передаточном числе $i = 1$; $K_2 = 0,01275$ при $i = 1,5$; $K_2 = 0,0165$ при $i = \infty$; δ — величина деформации зуба в мм; m — модуль зацепления в мм.

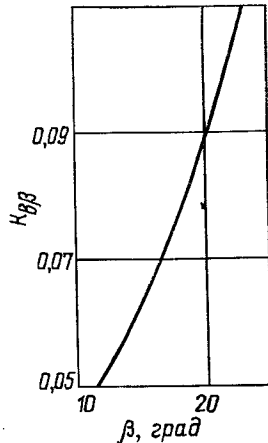


Рис. 8. Кривая экспериментального значения коэффициента $K_{b\beta}$ для расчета на прочность текстолитовых зубчатых колес с зацеплением Новикова в зависимости от угла наклона зубьев β

В этой главе приведены некоторые новые элементы расчета зубчатых колес из пластмасс, которые позволяют при их использовании совместно с методиками расчета, опубликованными ранее (1, 2, 3, 86), рассчитывать прямозубые и косозубые цилиндрические и конические эвольвентные передачи, передачи с зацеплением Новикова и др., содержащие колеса из термопластов и слоистых пластмасс.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании вышесказанного можно делать следующие выводы о состоянии и перспективах развития и применения зубчатых колес из пластмасс.

Расширились области применения зубчатых колес из пластмасс всех видов. Можно предполагать, что зубчатые колеса из пластмасс, цилиндрические и конические (прямозубые и косозубые) эвольвентные, а также с зацеплением Новикова найдут широкое применение преимущественно как ведомые колеса зубчатых передач. Применение также найдут и червячные колеса из пластмасс.

В качестве материалов будут использованы как термопласты, так и реактопласты (слоистые пластмассы), но преимущественно широкое применение найдут наполненные и ненаполненные термопласты (полиамиды и полиформальдегиды). При этом зубчатые колеса малых размеров будут изготавливаться в основном методом литья под давлением из термопластов. Для зубчатых колес больших размеров будут использоваться литой полиамид (в СССР капролон) с последующей механической обработкой.

Исследования зубчатых колес из пластмасс проводят во всех промышленно развитых странах. Эти исследования уже не носят общего характера, проводятся с целью глубокого изучения всех факторов и параметров, оказывающих влияние на работоспособность и долговечность зубчатых колес из пластмасс. В большинстве случаев каждый исследователь изучает всесторонне и глубоко узкий вопрос. Ожидается, что эта тенденция сохранится и в будущем.

Достигнутый уровень методик расчета и конструирования зубчатых колес из пластмасс позволяет конструкторам спроектировать надежные металлопластмассовые зубчатые передачи. Эти методики непрерывно совершенствуются и дополняются на основе результатов проводимых исследований.

В настоящее время имеется мало конкретных данных об экономической эффективности применения пластмасс для изготовления зубчатых колес, но во всех случаях, где эта эффективность была подсчитана, она оказалась высокой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хадзияламбру З. Н. Зубчатые колеса из пластмасс. В сб. «Технология машиностроения, 1965 (Итоги науки и техники ВИНТИ АН СССР)», М., 1967 (РЖ*, 1967, 7.48.472)
2. Хадзияламбру З. Н. Зубчатые колеса из пластмасс. В сб. «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод, 1966—1967 (Итоги науки и техники ВИНТИ АН СССР)», М., 1968 (РЖ, 1969, 2.48.509)
3. Хадзияламбру З. Н. Детали машины из пластмасс. Зубчатые и червячные передачи. В сб. «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод, 1969 (Итоги науки и техники ВИНТИ АН СССР)», М., 1970 (РЖ, 1971, 3.48.521)
4. Joisten S. Tips für den Konstrukteur: Zahnräder aus 6—Polyamid. «Ingr. Digest», 1969, 8, № 12 (РЖ, 1970, 5.48.501)
5. Largest plastic gear. «S. Afr. Mining and Eng. T.», 1970, 82, № 4051 (РЖ, 1971, 6.48.453)
6. Rankin I. M. Design and application of plastic gears. Part 1. «Eng. Dig.», 1970, 31, № 10 (РЖ, 1971, 4.48.473)
7. Rankin I. M. Design and application of plastic gears. Part 2. «Eng. Dig.», 1970, 31, № 11 (РЖ, 1971, 4.48.473)
8. Green D. L'emploi des plastiques dans les engrenages. «Compos. méc. et élec.», 1972, № 33 (РЖ, 1972, 8.48.475)
9. Рагимов А. М. О работоспособности зубчатых колес из графитопластика АТМ-2. «За техн. прогресс», 1972, № 12 (РЖ, 1973, 5.48.587)
10. Budich W. Ergebnisse von Versuchen an geschmierten thermoplastischen Zahnradern. «Konstruktion», 1970, 22, № 10 (РЖ, 1971, 4.48.472)
11. Cornelius E. A., Budich W. Untersuchungen an Zahnradern aus Acetalharzen. «Konstruktion», 1970, 22, № 3 (РЖ, 1970, 9.48.498)
12. Gafitanu M. D. Contributions to the study of the influence of the number of teeth on the loading capacity of polyamide gears. «Rev. roum. sci. techn. Sér. méc. appl.», 1972, 17, № 2 (РЖ, 1973, 2.48.458)
13. Копейкин А. М. К вопросу применения стеклопластиков для изготовления зубчатых колес. «Уч. зап. Ярослав. технол. ин-т». 1970, 12 (РЖ, 1970, 12.48.488).
14. Смирнов Б. И. Механические свойства капролона «В», «Энергомашиностроение», 1970, № 7 (РЖ, 1970, 11.48.145)
15. Кузьмин Н. Ф., Горбунов А. В. О температурном режиме металлополимерных зубчатых передач. «Вестн. машиностроения», 1969, № 12 (РЖ, 1970, 4.48.519).
16. Марков В. Г., Пучков В. В. Применение пластмассовых зубчатых колес в мелкомодульных передачах. «Тр. Ленингр. кораблестроит. ин-та», 1972, вып. 81 (РЖ, 1973, 6.48.566)
17. Accaries, Ribollet. Usure accélérée d'engrenages en matières thermoplastiques. «Plast. Flash.», 1972, № 58 (РЖ, 1972, 11.48.426)
18. Szatkowski Władysław. Dopuszczalne zużycie kół zębatych z poliamidu. «Obr. plast.», 1972, 11, № 2 (РЖ, 1973, 9.48.487)
19. Szatkowski Władysław. Dopuszczalne zużycie kół zębatych z poliamidu. «Mechanik», 1973, 46, № 7 (РЖ, 1974, 2.48.507)
20. Денисова Н. Е., Гонтарь И. Н., Романов В. М. Износостойкость зубчатых колес из пластмасс. «Вестн. машиностроения», 1971, № 3 (РЖ, 1971, 6.48.550)

* РЖ — Реферативный журнал «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод», за которым следует год издания, номер выпуска, индекс выпуска и номер реферата.

21. Сулимов А. К., Скурат Е. В., Трофимов В. Т. К вопросу об уменьшении толщины зубьев шестерен из текстолита и древеснослоистых пластиков. «Сб. тр. Воронеж. политехн. ин-та», 1970, вып. 2 (РЖ, 1972, 12.48.589)
22. Пещеров А. В. Определение напряжений изгиба в зубьях шестерен из слоистых пластиков. «Тр. Горьков. политехн. ин-та», 1970, 26, № 5 (РЖ, 1971, 1.48.450)
23. Ризанов М. П., Дука Э. И. Особенности возникновения и излучения шума зубчатых колес из резины. «Тр. Моск. высш. техн. уч-ща им. Н. Э. Баумана», 1973, № 171 (РЖ, 1974, 1.48.434)
24. Vögös Imre. Tragfähigkeit von Kunststoffzahnradern mit Wildhaber—Novikov—Verzahnung. «Antriebstechnik», 1971, 10, № 7 (РЖ, 1971, 12.48.552)
25. Vögös Imre. Für manche Antriebsprobleme ausreichend. «MM — Industriej.», 1972, 78, № 42 (РЖ, 1972, 10.48.446)
26. Севрюк В. Н., Васильченко Н. М. Исследование напряженного состояния пластмассового зуба конических передач Новикова методом тензомертирования. «Локомотивостроение. Респ. межвед. темат. науч.-техн. сб.», 1971, вып. 3 (РЖ, 1971, 11.48.570)
27. Васильченко Н. М. Исследование напряжений в пластмассовых зубьях методом лаковых покрытий. «Сб. науч. тр. Ворошиловград. машиностроит. ин-та», 1971, № 14 (РЖ, 1972, 10.48.445)
28. Севрюк В. Н., Васильченко Н. М. Пластмассовые конические передачи с зацеплением Новикова. «Сб. науч. тр. Ворошиловград. машиностроит. ин-та», 1971, № 14 (РЖ, 1972, 11.48.428)
29. Дьяченко С. К., Кириенко Т. Н. Расчет текстолитовых зубчатых колес передач Новикова. «Детали машин и подъемно-трансп. машины. Респ. межвед. научно-техн. сб.», 1969, вып. 10. (РЖ, 1970, 8.48.510)
30. Матвиенко В. П., Попов А. А., Фателевич Ф. Б., Иванов В. С. Замена бронзовых червячных колес капролоновыми. «Машиностроитель», 1970, № 12 (РЖ, 1971, 4.48.489)
31. Menges G., Alf E. Dimensionierung von schwingend mehrachsrig beanspruchten Kunststoffteilen. «Materialprüfung», 1972, 14, № 6 (РЖ, 1972, 11.48.118)
32. Furgow R. W., Mabie H. H. The measurement of the static deflection in spur gear tooth. «Journal of Mechanism», 1970, 5, № 12 (РЖ, 1970, 12.48.503)
33. Хадзиламбру З. Н. Выбор формы зубьев колес из полиамидов с учетом деформаций. «Современные конструкции и расчет деталей машин. Сб. тр. ВЗМИ», вып. 1, М. 1970 (РЖ, 1971, 8.48.408)
34. Земляков И. П. Прочность деталей из пластмасс. М. 1972 (РЖ, 1972, 12.48.161)
35. Budich W. Zahnverformung und Überdeckungsgrad von Zahnradgetrieben mit der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff. «Konstruktion», 1971, 23, № 9 (РЖ, 1972, 2.48.564)
36. Таканаси Сабуро. Зубчатые колеса из пластмасс. «Мицубиси дзюси гихо, Mitsubishi jushi gihō», 1971, № 1 (РЖ, 1973, 1.48.458)
37. Лучников А. Ф., Рудницький В. І., Про втомну міцність зубчастих коліс з капролону. «Детали машин. Респ. міжвід. наук.-техн. сб.», 1970, вып. 11 (РЖ, 1971, 3.48, 3.48.523)
38. Марков В. Г., Пучков В. В., Седюв В. А. Влияние модификации зацепления на нагрузочную способность неметаллических зубчатых передач. «Тр. Ленингр. кораблестроит. ин-та», 1969, вып. 67 (РЖ, 1970, 10.48.556)
39. Гонтарь И. Н. Влияние величины и характера износа зубьев зубчатых колес из пластмасс на изменение колебания крутящего момента. «Уч. зап. Пензенск. политехн. ин-т», 1970, вып. 2 (РЖ, 1970, 9.48.611)

40. Кликян А. А., Апинян Л. Т., Мкртчян М. Ц. Опыт изготовления зубчатых колес из полимерных материалов. «Пром-сть Арменции», 1970, № 8 (РЖ, 1970, 12.48.491)
41. Малачиханов Т. Б., Матаев Г. А., Уланкин А. П. Оценка влияния контактных напряжений на долговечность пластмассовых зубчатых колес. «Изв. высш. учебн. заведений. Машиностроение», 1971, № 9 (РЖ, 1971, 12.48.551)
42. Романов В. М. Стенд для испытания зубчатых колес из пластмасс. «Уч. зап. Пензенск. политехн. ин-т», 1970, вып. 2. (РЖ, 1970, 9.48.494)
43. Богдев Атанас. Към въпроса за пресмятане на зъбни колела от пластмаси. «Машинострене», 1971, 20, № 8 (РЖ, 1972, 3.48.524)
44. Szatkowski Władysław. Dopuszczalne obciążenia kół zębatych z poliamidu. «Obr. plast.», 1970, 9, № 3 (РЖ, 1971, 9.48.578)
45. Gafițanu M. Contributions à l'étude de la capacité portante des engrenages cylindriques en polyamide sur acier. I. Contributions à l'étude de l'engrènement des roues dentées cylindriques polyamide—acier avec denture droite. «Bul. Inst. politehn. Iași», 1969, 15, № 1—2 (РЖ, 1970, 9.48.496)
46. Gafițanu M. Contributions à l'étude de la capacité portante des engrenages cylindriques en polyamide sur acier. II. Considérations sur l'influence de l'inclinaison de la denture sur le taux de charge de flexion des engrenages aux roues dentées en polyamide sur acier. «Bul. Inst. politehn. Iași», 1969, 15, № 3—4 (РЖ, 1971, 2.48.548)
47. Gafițanu M. Contributions à l'étude de la capacité portante des engrenages cylindriques en polyamide sur acier. Note III. Considérations sur quelques phénomènes de détérioration des engrenages en polyamide-acier. «Bul. Inst. politehn. Iași», 1970, 16, № 1—2 (РЖ, 1971, 5.48.509)
48. Vörös Imre. Tragfähigkeit von Kunststoff-Zahnradern. «Antriebstechnik», 1970, 9, № 9 (РЖ, 1971, 2.48.549)
49. Vörös Imre. A műanyag fogaskerekek terhelhetősége. «Műanyag és gumi», 1970, 7, № 3 (РЖ, 1970, 9.48.497)
50. Bernard J. Engrenages en matières plastiques réalisés par injection. «Plast. mod. et élastom» (ex «Plastiques informations»), 1971, 23, № 3 (РЖ, 1971, 9.48.576)
51. Horvath L. S. Pour une conception rationnelle des engrenages. «Plast. mod. et élastom.», 1970, 22, № 9 (РЖ, 1971, 4.48.471)
52. Garancsy Zoltán. Csigahajtás Metamid csigakerékkel. «Műanyag és gumi», 1970, 7, № III (РЖ, 1971, 5.48.528)
53. Budich Werner. Hore lágyuló műanyag fogaskerekek vizsgálata. «Műanyag és gumi», 1970, 7, № 9 (РЖ, 1971, 1.48.449)
54. Theberge John E. A guide to the design of plastic gears and bearings. «Mach. Design», 1970, 42, № 3 (РЖ, 1970, 8.48.263)
55. Horvath L. S. Nylon and acetal gears offer new design potential. «Des. Eng.» (Gr. Brit.), 1971, Oct. (РЖ, 1972, 2.48.563)
56. —. Engineering plastics for gear-wheels. «S. Afr. Eng.», 1971, 62, № 636 (РЖ, 1971, 11.48.573)
57. Joisten S. Ruedas dentadas de poliamida-6. «Rev. plást. mod.», 1970, 21, № 168 (РЖ, 1970, 11.48.555)
58. Clerico Margherita, Bongiovanni Guido. Progetto e realizzazione di una macchina sperimentale per prove su piccoli ingranaggi in materiale plastico. «Poliplasti e plast. rinforz.», 1973, 21, № 184 (РЖ, 1973, 10.48.394)
59. —. Hammapörriä 6-polyamidista. «Muoviviesti», 1970, 15, № 8—9 (РЖ, 1970, 12.48.490)
60. Ито Нобуясу. Пластмассовые зубчатые колеса. «Кижай сэккэй», 1973, 17, № 2 (РЖ, 1973, 6.48.567)
61. Таканаси Сабуро. Расчет зубчатых колес из пластмасс. «Госэй дзюси, Plastics», 1969, 15, № 10 (РЖ, 1970, 7.48.420)

62. Масудзава Иосиори. Проектирование зубчатых колес из пластмасс. «Kogē dzairē, Engng Mater.», 1969, 17, № 1 (РЖ, 1970, 9.48.495)
63. Тэратуи Иосио. Вибрация и шумы зубчатых колес и меры по их предотвращению. «Кикай-но кэнкю, Sci. Mach.», 1972, 24, № 7 (РЖ, 1972, 12.48.590)
64. Ямагути Сёсабуру, Оянаги Ясуси, Сато Хидэити, Сасаки Исао, Судзуки Масахару. Экспериментальные исследования точности зубчатых колес из полиформальдегида и АВС. «Госэй дзюси, Plastics», 1970, 16, № 10 (РЖ, 1971, 5.48.508)
65. Alicke Gerhard. Zahnräder aus Polyamid. Erfahrungen aus der Praxis. «Antriebstechnik», 1971, 10, № 6 (РЖ, 1971, 11.48.572)
66. Beitz W., Siedke E. Untersuchungen an Zahnradern aus Polyamid 12. «Kunststoffe», 1972, 62, № 6 (РЖ, 1972, 11.48.425)
67. Beck Karl, Strickle Erich. Schraubenräder aus Polyamiden. «Kunststoffe», 1972, 62, № 6 (РЖ, 1972, 11.48.427)
68. Müller Robert. Maschinenteile aus Kunststoff. «Ausbau», 1972, № 7 (РЖ, 1972, 12.48.588)
69. Horvath L. S. Zahnräder aus Kunststoff. Zahnräder aus Polyazetal (Delrin) und 66-Polyamid (Zytel). «Techn. Rdsch.», 1972, 64, № 8 (РЖ, 1972, 7.48.443)
70. Reinsch Hans H. Zahnräder aus speziellen Kunststoffen. Eigenschaften, Auswahl und Anwendungen. «Getriebe-Motor. — Antriebselem.», 1970, 9, № 1 (РЖ, 1970, 6.48.500)
71. Kaliske G. Programm zur Bearbeitung von Plasteinsatzaufgaben. Präzisierung der Aufgabe, Festlegung des Erfüllungsgrads und der Wertigkeit der Anforderungen und die Konstruktion oder an den Konstruktionswerkstoff. «Plast. und Kautsch.», 1971, 18, № 12 (РЖ «Вопросы технического прогресса и организации производства в машиностроении», 1972, 6.35.63)
72. Green D. Kunststoffe für Zahnräder. «Maschine», 1971, № 8 (РЖ, 1972, 1.48.564)
73. —. Hochbelastbare Zahnräder aus Kunststoff. «Kleipzig Fachber.», 1971, 79, № 6 (РЖ, 1971, 11.48.571)
74. Reinsch H. H. Zahnräder aus speziellen Kunststoffen. Eigenschaften, Auswahl und Anwendungen. «WO — Maschinenfunk», 1970, 21, № 10 (РЖ, 1971, 3.48.522)
75. Maier Ingo. Zahnradgeräusche. «Maschine», 1970, 24, № 4 (РЖ, 1970, 9.48.513)
76. Möller H. Zahnräder und Zahnradgetriebe aus Kunststoffen. «Betriebstechnik», 1970, 11, № 5, (РЖ, 1970, 10.48.557)
77. —. Kunststoff für Maschinenelemente. «Techn. und Betr.», 1972, 24, № 1 (РЖ, 1972, 6.48.537)
78. —. Ein zusammengesetztes Schneckenrad. «PRODOC Chem.- und Kunststofftechn.», 1972, 10, № 1—2 (РЖ, 1972, 7.48.451)
79. Taprogge Rainer. Konstruieren mit Kunststoffen. Werkstoffeigenschaften Gestaltung Festigkeitsrechnung. Düsseldorf, VDI-Verl. GmbH, 1971, 173, S., ill. (РЖ, 1972, 2.48.309)
80. Маркин Ю. С. Экспериментальное исследование влияния деформации зубьев на плавность работы прямозубых цилиндрических колес. «Тр. Казан. с.-х. ин-та», 1970, вып. 55 (РЖ, 1970, 10.48.570)
81. Kunststoff in der Antriebs- und Getriebetechnik. H. P. S. «Maschine», 1970, 24, № 4 (РЖ, 1970, 9.48.465)
82. Morse Tony. Designers can give plastics gears a bigger market. «Engineer» (Gr. Brit.), 1971, 232, № 6002 (РЖ, 1971, 7.48.481)
83. Großmann A. Maschinenteile aus Kunststoff. Konstruktion und Bearbeitung. «Techn. Rdsch.», 1971, 63, № 40 (РЖ, 1972, 2.48.302)
84. McMath Ian. One tenth the cost in plastics. «Brit. Plast.», 1971, 44, № 3 (РЖ, 1971, 7.48.482)
85. Formsgespritzte Kunststoff-Schneckenräder. «Techn. Rdsch.», 1971, 63, № 44 (РЖ, 1972, 2.48.578)

86. Белый В. А., Свириденко А. И., Щербаков Ч. В. Зубчатые передачи из пластмасс. Минск. «Наука и техника», 1965 (РЖ, 1965, 10.48.496)
 87. Nachman H., Strickle E. Poliamide als Zahnrad-Werkstoffe. «Konstruktion», 1966, 18, № 3 (РЖ, 1966, 9.48.434)
 88. Пещеров А. В. Определение коэффициента формы зуба и проверочный расчет на изгиб зубчатых колес из анизотропных материалов. «Тр. Горьковск. политехн. ин-та», 1969, 25, № 8 (РЖ, 1970, 6.48.506)
 89. Gut H. Fluchtlinientafel für die Laufzeit von Zahnradern aus Kunststoff. «Gummi—Asbest—Kunststoffe», 1970, 23, № 2 См. также РЖ, 1970, 8.48.508
 90. Бокшицкий М. Н. Расчет пластмассовых деталей приборов на долговечность. «Тр. Спец. конструктор. бюро по автоматике в нефтепереработке и нефтехимии», 1971, вып. 3 (РЖ, 1971, 8.48.203).
-

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ СЛЕДЯЩИЙ ПРИВОД В МАШИНОСТРОЕНИИ

ВВЕДЕНИЕ

Современное машиностроение характеризуется широким использованием гидравлического привода, в том числе следящего, для механизации и автоматизации технологических процессов и машин различного служебного назначения.

В станко- и авиастроении длительное время и в широком масштабе применяется следящий гидропривод, в частности, в копировальных станках для обработки изделий сложной формы, системах штурвального управления рулями и элеронами, установках наведения и т. д. Практика этих отраслей позволяет сделать вывод, что наиболее перспективным приводом для систем автоматического регулирования является гидропривод дроссельного управления, построенный на основе гидроусилителя мощности (сервоклапана), линейного гидроусилителя или гидроусилителя крутящего момента в различных их модификациях. Там, где необходимо высокое быстродействие, системы дроссельного управления не имеют себе равных; они становятся особенно рентабельными в тех случаях, когда от одного источника питается одновременно несколько гидроприводов. Построенный на основе системы дроссельного управления следящий привод наряду с высокими быстродействием и точностью дает возможность использовать все преимущества электрических методов измерения и управления. Электрогидравлические следящие системы дроссельного управления могут непосредственно управляться от ЭВМ, в том числе цифровых, что весьма важно для современных автоматизированных систем.

Благодаря большому опыту применения, тщательно отработанной технологии и условиям серийного производства следящий гидропривод достиг в станко- и авиастроении высокой степени совершенства. Этому способствовало также 10

обстоятельство, что подавляющее большинство научно-исследовательских и экспериментальных работ в области следящего гидропривода было выполнено, исходя из потребностей станко- и авиастроения. Следует учесть, что лет 15—20 назад элементы следящих гидроприводов: дроссельные гидрораспределители, насосы, гидромоторы и т. д. — выпускались в основном только этими отраслями машиностроения. В них же внедрялись и результаты исследовательских работ.

Станко- и авиастроение оказали значительное влияние на развитие следящего гидропривода и применение его в других отраслях машиностроения. Элементы станочных и авиационных следящих гидроприводов, например электрогидравлические усилители мощности, получают широкое применение в системах автоматического регулирования общего машиностроения.

Вместе с тем расширяющееся применение следящего гидропривода показывает, что результаты исследований, выполненных в основном применительно к нуждам станкостроения и авиации, и конструкторский опыт, накопленный в этих отраслях машиностроения, не могут быть механически перенесены в другие отрасли, а известные концепции построения следящих гидроприводов требуют корректировки, исходя из новых условий применения гидроприводов, а также тенденций развития его в конкретной области машиностроения.

Это положение можно пояснить на примере металлургического машиностроения.

1. ПАРАМЕТРЫ СЛЕДЯЩИХ ГИДРОПРИВОДОВ В МАШИНОСТРОЕНИИ

В условиях станочных следящих гидроприводов потребляемая мощность обычно не превышает 5 кВт [1], а усилие исполнительных гидроцилиндров — нескольких сотен кгс, при этом рабочее давление порядка 30—50 кгс/см² оказывается вполне достаточным. Усилие исполнительных гидроцилиндров нажимных механизмов прокатных станов, осуществляющих перестановку валковой системы в процессе прокатки полос и листов, уже к настоящему времени достигло 4500 тс. Если учесть параметры вновь проектируемых прокатных станов, это усилие должно возрасти в ближайшие годы до 10 000—16 000 тс. При таких усилиях давление в гидроцилиндрах нажимных механизмов должно выбираться, как минимум, в пределах 250—400 кгс/см², так как при меньших давлениях гидроцилиндр не может быть вписан в габарит рабочей клетки. С учетом необходимого запаса давление на входе в золотниковый дроссельный гидрораспределитель должно достигать 375—520 кгс/см².

Копировальные следящие приводы станков работают обычно на скоростях подачи порядка 1—2 м/мин, при этом расходы масла в гидроцилиндр не превышают 25—50 л/мин. В ряде прокатных станов, например трехвалковых станах периодических профилей, скорость следящей подачи достигает 6 м/мин, а в некоторых специальных машинах 80—100 м/мин.

В нажимных механизмах, оборудованных электромеханическим приводом, скорость следящей подачи не превышает 1—2 мм/с. Исходя из потребностей систем автоматического регулирования толщины прокатываемого материала, следует ожидать увеличения скорости до 5—10 мм/с. Однако уже при скорости 2 мм/с мощность нажимного механизма с усилием 4500 тс составляет около 90 кВт (при расходе жидкости 180 л/мин и давлении 300 кгс/см²).

При столь высоких давлениях и расходах гидравлические нажимные механизмы должны обеспечивать весьма высокую точность обработки управляющего воздействия. Например, допуск на ленту толщиной 0,15 мм для кинескопов, прокатываемую на одном из станов, равен ± 2 мкм. С учетом передаточного коэффициента рабочей клетки стана нажимной механизм должен обрабатывать перемещения того же порядка.

Таким образом, основной проблемой применения следящих гидроприводов в металлургических машинах является создание гидроприводов и отдельных их элементов, которые могли бы успешно функционировать при давлениях порядка 250—500 кгс/см². Это требование согласуется и с общей тенденцией развития гидропривода.

II. НЕКОТОРЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СОВРЕМЕННОГО ГИДРОПРИВОДА

Развитие гидропривода общепромышленного назначения характеризуется в последние годы сравнительно медленным и непрерывным совершенствованием конструкций элементов гидропривода и технологии их изготовления, при этом конструкция и технические характеристики основных элементов гидропривода практически не изменились. За рубежом отмечается значительное повышение надежности и долговечности элементов гидропривода — в некоторых случаях до 20 лет [2], рост мощностей насосов и гидромоторов — с 50 до 100—500 л. с., совершенствование систем управления насосами, коренное усовершенствование методов монтажа гидроприводов путем применения модульных клапанов, которые сводятся в функциональные блоки, что позволяет резко снизить число трубных соединений в системе. В конструкциях гидроцилиндров наблюдается переход от регулируемых

уплотнений к самоустанавливающимся, позволяющим обеспечить абсолютную герметичность.

Среди наметившихся в последние годы тенденций развития гидропривода (межфирменная и международная стандартизация гидрооборудования, повышение надежности и долговечности и др.) следует отметить наиболее общую и характерную тенденцию повышения рабочего давления гидрооборудования, в том числе серийно выпускаемого, до 420 и даже 700 кгс/см². Это объясняется тем, что оптимальное значение рентабельности гидроприводов достигается в диапазоне давлений от 350—420 до 700 кгс/см². Так как надежность гидрооборудования высокого и низкого давления совершенно одинакова, выбор рабочего давления определяется только экономическими соображениями [2—7].

На рис. 1 показана сравнительная стоимость гидропривода в целом и отдельных его элементов (за 100% принята

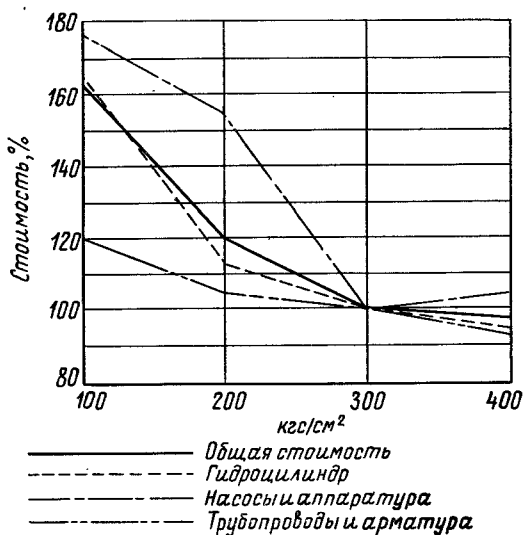


Рис. 1. Сравнительная стоимость гидропривода и его элементов

стоимость при давлении 300 кгс/см²). Из графика видно, что при переходе со 100 на 300 кгс/см² стоимость снижается, в том числе: общая на 63%, насосов и гидроаппаратуры управления на 77%, гидроцилиндров на 65%, трубопроводов и арматуры на 20%. При давлении выше 300 кгс/см² общая стоимость продолжает снижаться, хотя стоимость насосов и гидроаппаратуры возрастает, что объясняется применением

в этом диапазоне более дорогих поршневых насосов преимущественно с клапанным распределением [3].

При сравнении стоимостей одной из конкретных гидросистем (пресса усилием 112 тс), выполненной при различных давлениях, оказалось, что стоимость ее снижается с 19 807 французских франков при 90 кгс/см² до 11 343 франков при 360 кгс/см², т. е. почти вдвое [4, 5].

Повышение рабочего давления снижает вес и габариты гидропривода и, следовательно, потребные производственные площади, облегчает монтаж и обслуживание и снижает потери энергии на транспортировку рабочей жидкости под давлением.

Вместе с тем, высказывается мнение [2], что, хотя оптимальное с точки зрения стоимости давление находится выше 350 кгс/см², что справедливо, однако, при мощностях, превышающих величину порядка 15—25 л. с., по ряду причин (малые усилия исполнительных гидроцилиндров, возможность применения дешевых пластинчатых насосов, нежелательность деформаций силовых элементов, утечек и сжимаемости жидкости) давление в гидроприводах станков в ближайшие годы останется на уровне 70 кгс/см², в зажимных приспособлениях 140 кгс/см²; в самоходных машинах давление будет поднято до 210—245 кгс/см².

Несомненно, что чем большей мощностью обладает гидрооборудование, тем в большей степени величина выбранного рабочего давления должна приближаться к оптимальной. Так, в гидравлических прессах рабочее давление в диапазоне 320—630 кгс/см² является уже стандартным.

Несмотря на несомненные выгоды, а в случае металлургического машиностроения и необходимость применения высоких давлений, тенденция повышения давления, характерная для общепромышленного гидропривода, не распространилась до сих пор на следящие гидроприводы дроссельного управления, хотя во многих случаях они являются оптимальным, если не единственным возможным типом привода.

Причина кроется, очевидно, в условиях работы дроссельного элемента при повышенных перепадах давления.

III. ВЛИЯНИЕ КАВИТАЦИИ НА КОНСТРУКЦИЮ И РАБОТУ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДРОССЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

В гидросистемах часто наблюдается местное падение давления до такой величины, при которой происходит интенсивное выделение растворенного в рабочей жидкости воздуха. Пузырьки воздуха затем растворяются, попадая в зону повышенного давления. В данном случае речь идет именно об этом процессе, условно называемом кавитацией, поскольку

условия его возникновения, протекание и последствия такие же, как и в случае действительной кавитации [8].

Наиболее важные последствия кавитации.

1. Кавитация во всасывающей полости насосов приводит к потерям мощности, толчкам давления, эрозии деталей и сильному шуму. Это объясняется высокими пиковыми значениями температуры и давления, возникающими при сжатии воздушных пузырьков.

2. Кавитация в напорных линиях приводит к колебаниям давления, потере устойчивости дроссельных систем управления и сопровождается сильным шумом в местных сопротивлениях.

3. Если пузырьки воздуха, возникающие в процессе кавитации при дросселировании в сливной линии, попадают в резервуар, то вследствие медленного растворения и выделения воздуха в резервуаре может возникнуть квазистабильная масловоздушная смесь, которая, в свою очередь, ведет к повреждению насоса.

С процессом кавитации часто связано изменение расходных характеристик дросселей. Влияние кавитации на истечение жидкости можно наблюдать, например, на соплах, диафрагмах, а также на насосах. На рис. 2 представлена

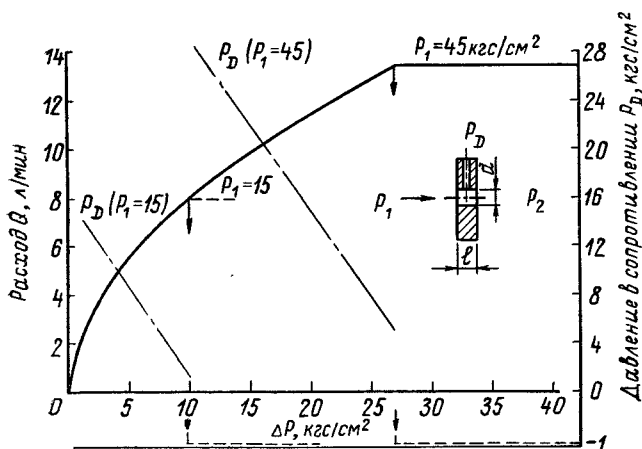


Рис. 2. Расход Q и давление сопротивления p_D в зависимости от разности давления Δp

расходная характеристика дроссельного отверстия. Она описывается известной функцией разности давлений Δp до точки, в которой для определенного входного давления p_1 перед

сопротивлением начинается кавитация.

$$Q = \alpha_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}, \quad (1)$$

где Q — расход;
 α_D — коэффициент расхода;
 A — площадь проходного сечения;
 ρ — плотность жидкости.

Здесь расход достигает максимально возможной величины для соответствующего входного давления p_1 . Он остается постоянным и при дальнейшем снижении противодействия. Это объясняется тем, что при возникновении кавитации давление p_D , замеренное в самом узком сечении сопротивления, внезапно падает приблизительно до нуля, как видно из рис. 2.

При постоянном давлении p_1 разность давлений ($p_1 - p_D$) не может быть увеличена для дальнейшего увеличения Q . Расход может быть увеличен путем повышения давления p_1 . Критическая разность давлений Δp_{hav} для начала кавитации в дросселе и соответствующий расход Q являются функциями входного давления p_1 .

Начиная с определенной величины противодействия (входное давление постоянно) расход перестает увеличиваться и остается неизменным. При повышении противодействия параболическая зависимость между перепадом давления и расходом восстанавливается, но уже при большем противодействии, т. е. между началом и окончанием кавитации имеет место гистерезис. Выделение воздуха начинается у входной кромки, где жидкость испытывает наибольшие касательные напряжения. Пузырьки воздуха при снижении противодействия ниже критического уже не растворяются при удалении от входной кромки, а вызывают отрыв потока от стенки. Двухфазная среда, окружающая поток жидкости, уменьшает проходное сечение, что приводит к дальнейшему падению давления в потоке, в котором начинают выделяться пузырьки воздуха. Как следствие этого кавитация нарастает лавинообразно.

Начало кавитации в дроселирующем сечении системы зависит не только от входного давления p_1 и разности давлений Δp до и после сечения, но и от рабочей температуры и геометрии дросселя [8]. Очевидно, что различные жидкости в силу их специфических свойств могут иметь различную склонность к кавитации.

На рис. 3 представлены результаты испытаний сопротивления с входной фаской, имеющей суммарный угол 90° . Видно, что критическая разность давлений Δp_{hav} , при которой начинается кавитация, растет с увеличением входного давления p_1 и уменьшается с увеличением рабочей температуры θ . Пропорциональность между Δp_{hav} и p_1 соответствует

предполагаемой. Следует заметить, что прямые для различных температур практически параллельны одна другой.

Критический перепад давления на дросселе линейно зависит от входного давления; геометрия входной кромки так-

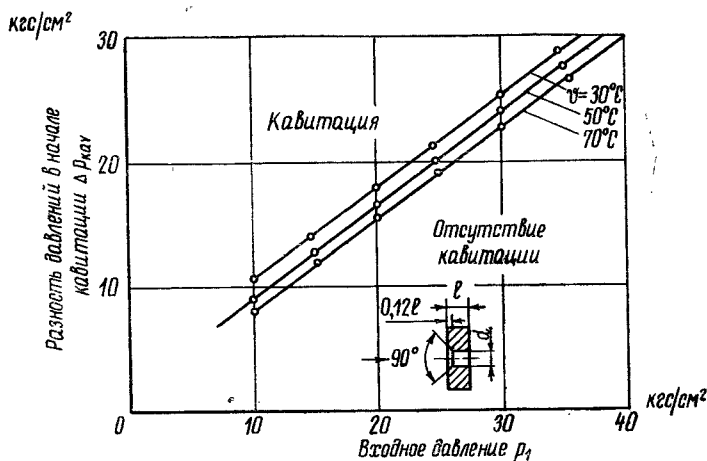


Рис. 3. Разность давлений в начале кавитации ΔP_{kav} в зависимости от входного давления p_1 перед сопротивлением при различных температурах

же оказывает большое влияние на начало кавитации. Влияние вязкости и соответственно температуры рабочей жидкости незначительно.

Для предотвращения кавитации рекомендуется, например, в сливной линии переливного клапана устанавливать постоянный дроссель, обеспечивающий растворение пузырьков воздуха в потоке между переливным клапаном и дросселем. В системах дроссельного регулирования при включении дросселей по мостиковой схеме также важно обеспечить отсутствие кавитации, искажающей характеристики системы. Для этого постоянную часть дроссельного полумостика рекомендуется разбить на несколько ступеней таким образом, чтобы перепад давления на каждой из них не превышал критической величины.

Рассмотренное явление кавитации свойственно и дросселирующим окнам золотниковых гидрораспределителей, для которых также существует критический перепад давления. Получение точных количественных соотношений в этом случае затруднительно из-за быстрого износа кромки во времени и влияния загрязнений на величину проходного сечения дросселя.

По данным фирмы Sperry Rand Corp. [9], при больших скоростях течения рабочей жидкости через дросселирующие окна на выходе окна образуется кавитационная зона, объем и положение которой изменяются. Это приводит к нарушению статического равновесия сил, действующих на золотник, и к появлению вибраций и шума. Для уменьшения скорости в дросселируемом потоке предлагается повышать давление слива после золотника. За оптимальную величину значения подпора принято давление, равное примерно $1/3$ скоростного напора истекающей струи. Для поддержания постоянного давления на сливе необходимо изменять гидравлическое сопротивление сливной магистрали в обратной зависимости от расхода. В качестве регулятора давления подпора использован струйный вихревой элемент.

IV. ВЛИЯНИЕ ЗАГРЯЗНЕНИЙ НА ДРОССЕЛЬНЫЕ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Загрязнения в рабочую жидкость гидропривода могут быть внесены в процессе изготовления (стружка, формовочный песок, абразивная пыль), монтажа (окалина от сварки, стружка, образующаяся при нарезании резьбы), из окружающей среды (вода, пыль). Загрязнения, кроме того, могут генерироваться в процессе функционирования гидропривода в результате износа отдельных его элементов и физико-химических изменений самой рабочей жидкости.

Наличие в любых гидроприводах, особенно с разветвленными трубопроводами большой протяженности (что характерно, в частности, для металлургического машиностроения), застойных зон и тупиковых каналов делает невозможным полное удаление загрязнений из системы.

Так, например, при анализе минерального масла, проработавшего некоторое время в гидросистеме одной из транспортных машин, было установлено (табл. 1), что на каждые 100 мл масла приходится следующее количество частиц [10].

Таблица 1

Размер частиц, мкм	Количество частиц
5—25	750 000 ... 3 500 000
25—50	30 000 ... 100 000
50—100	5 000 ... 20 000
100 и выше	500 ... 2 000

Масло в этой гидросистеме считалось практически чистым, во всяком случае на отдельных ветвях ее были установлены фильтры с тонкостью фильтрации 10 мкм.

Согласно американскому авиационному стандарту NAS 1638, размеры частиц загрязнений и их количество в рабочей жидкости не должны превышать величин, указанных в табл. 2.

Таблица 2

Размер частиц, мкм	Классы							
	00	0	1	2	3	4	5	6
от 5 до 15	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16 000
от 15 до 25	22	44	89	178	356	712	1425	2 850
от 25 до 50	4	8	16	32	63	126	253	506
от 50 до 100	1	2	3	6	11	22	45	90
свыше 100	0	0	1	1	2	4	8	16

Размер частиц, мкм	Классы					
	7	8	9	10	11	12
от 5 до 15	32 000	64 000	128 000	256 000	512 000	1 024 000
от 15 до 25	5 700	11 400	22 800	45 600	91 200	182 400
от 25 до 50	1 012	2 025	4 050	8 100	16 200	32 400
от 50 до 100	180	360	720	1 440	2 880	5 760
свыше 100	32	64	128	256	512	1 024

В последние годы в авиа- и ракетостроении возник вопрос о необходимости полного отфильтровывания частиц размером свыше 5 мкм. Такая чистота масла совершенно недостижима в общепромышленных и тем более металлургических гидроприводах из-за высоких расходов, часто превышающих сотни литров в минуту, больших объемов масла в трубопроводах, частных разъединений трубопроводов при перевалке валков и повышенной общей загрязненности оборудования и окружающей среды (особенно в горячих цехах). Металлургическое оборудование должно непрерывно работать в течение многих лет обычно при отсутствии специальной службы обслуживания. В этих условиях приходится мириться с тем, что спектр загрязнений масел в металлургических гидроприводах будет смещен в сторону больших частиц, вероятнее всего размером 15—50 мкм и более.

Ни один из общепромышленных гидроприводов не охватывается приведенной в табл. 2 классификацией и только системы авиационной и ракетной техники в определенной степени отвечают требованиям, предъявляемым к чистоте рабочей жидкости [11].

Таким образом, загрязнения являются вредным, но неизбежным компонентом любой рабочей жидкости, в которой обязательно будут находиться частицы различной твердости. По своим размерам эти частицы будут меньше, равны или больше зазоров в золотниковых парах.

На рис. 4 показана схема механизма воздействия частиц на гильзу и золотник распределителя [10]. При величине A радиального зазора частицы D , величина которых меньше A , свободно проходят через зазор и не оказывают заметного влияния на работу распределителя. Большие частицы C в зазор не попадают. Наиболее опасны частицы B , величина которых примерно равна зазору A ; эти частицы могут образовать грязевой барьер и привести к «микрорезанию» поверхностей золотника и гильзы. Установлено, что по мере загрязнения рабочей жидкости твердыми частицами усилие, необходимое для перемещения золотника, возрастает [12, 13].

Поверхности скольжения золотника и гильзы обычно изготавливаются с одинаковой высотой микронеровностей. Поэтому можно принять, что усилия трения между частицей загрязнения и золотником и между частицей загрязнения и гильзой одинаковы. Усилие, смещающее частицу загрязнения, складывается из статической и динамической составляющих. Статическая составляющая усилия определяется площадью частицы и разностью давлений до и после частицы. Динамическая составляющая усилия проявляется, если частица, плавающая в рабочей жидкости, внезапно попадает

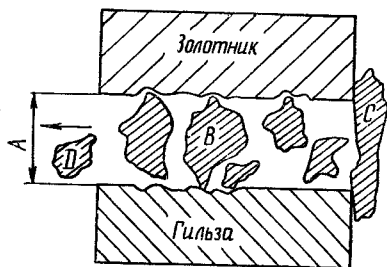


Рис. 4. Схема механизма воздействия частиц загрязнений на гильзу и золотник распределителя

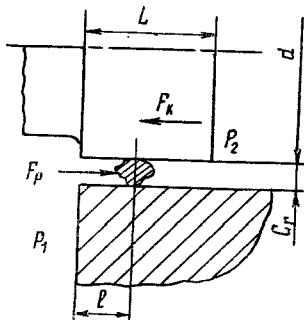


Рис. 5. Схема движения частиц загрязнений между гильзой и золотником

в радиальный зазор между золотником и гильзой, или в том случае, если уже находящаяся в зазоре частица затормаживается вследствие заклинивания (рис. 5).

Скорость частицы может быть найдена из уравнения, по которому в зависимости от радиального зазора определяется утечка. Скорость частицы, таким образом, также зависит

от радиального зазора. На основании этих зависимостей получается уравнение

$$F_k = \frac{m \cdot C_r^4 \cdot \Delta p^2}{576 \mu^2 \cdot l L^2} + \frac{\pi d C_r \Delta p}{2}, \quad (2)$$

где F_k — усилие, защемляющее золотник;
 m — масса частиц загрязнения;
 C_r — радиальный зазор;
 Δp — разность давлений p_1 и p_2 ;
 μ — динамическая вязкость рабочей жидкости;
 l — величина пути торможения частицы;
 L — величина перекрытия;
 d — диаметр золотника.

Подсчитанные по этому уравнению значения F_k , обычно меньше фактических, так как при выводе уравнения не учитывалось усилие «микрорезания» [12].

Ниже приведено уравнение для F_k , которое получено на основании тех же предпосылок, что и уравнение (2), но имеет другую структуру [13].

$$F_k = \frac{m Q^2}{4 l \pi \cdot d C_r} + \frac{A_p \cdot \Delta p}{2}, \quad (3)$$

где Q — утечка через радиальный зазор, определяемая величиной перекрытия, Δp и другими факторами;

A_p — суммарная площадь защемленных в радиальном зазоре частиц.

Максимально возможная величина A_p равна $d l C_r$.

Из уравнения (3) видно, что оба члена его не могут одновременно достичь максимума. Если достигает максимума Q , то A_p становится равным нулю. Если считать, что A_p достигло максимума, то щель C_r абсолютно герметична и Q будет равно нулю.

Цифровая проверка показала, что влияние первой части уравнения настолько мало, что им можно полностью пренебречь. Это справедливо даже в предположении, что частицы металлического происхождения, а их путь торможения равен удвоенному зазору.

Максимальное усилие на пояске, равном длине перекрытия L , получается из соотношения

$$F_{k_{max}} = \frac{\pi}{2} d C_r \cdot \Delta p. \quad (4)$$

Усилие, защемляющее золотник, возрастает с увеличением рабочего давления и числа частиц загрязнений рабочей жидкости, при этом увеличение F_k может быть весьма значительным, вплоть до полного заклинивания золотника,

что естественно приводит к снижению разрешающей способности системы управления или ее отказу.

Минимальные значения рассмотренных параметров дали бы наименьший гистерезис золотника гидрораспределителя, однако их минимизация ограничена, с одной стороны, радиальным зазором и, с другой стороны, возможностями фильтрации.

Таким образом, перевод дроссельных золотниковых гидрораспределителей следящих гидроприводов на высокие рабочие давления требует либо существенного повышения качества фильтрации, либо увеличения мощности устройств, осуществляющих перестановку золотника распределителя в процессе управления. Увеличение же зазоров в золотниковых парах известных конструкций с тем, чтобы частицы загрязнений свободно проходили в зазор, связано с увеличением утечек и ухудшением характеристик привода.

V. ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ДРОСЕЛИРУЮЩЕГО ОКНА ЗОЛОТНИКОВОГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

При расчете следящих гидроприводов рабочие кромки дроселирующего окна гидрораспределителя, исходя из удобства построения математической модели привода, обычно считают абсолютно острыми. Строго говоря, это предположение несправедливо даже для нового золотника, всегда имеющего технологические притупления кромок. В процессе работы привода кромки дроселирующего окна находясь в постоянном контакте с проходящим потоком жидкости, имеющим весьма высокие скорости и всегда содержащим твердые частицы загрязнений, часть которых отличается высокой твердостью. Это неизбежно приводит к износу кромок и, следовательно, изменению геометрии дроселирующего окна. Эти изменения, которые будут в процессе эксплуатации тем более значительны, чем больше перепад давления на окне, следует учитывать при расчете, в противном случае можно ошибиться в оценке статических и динамических свойств следящего привода. Это положение может быть прослежено на примере авиационных гидроусилителей [14].

Замечено, что при эксплуатации гидроусилителей происходит уменьшение зоны нечувствительности золотника. Проверка характеристик 30 гидроусилителей с плоским золотником, проработавших по 50 ч, показала, что зона нечувствительности 12 приводов уменьшилась по сравнению с первоначальной на 48—55%; в семи приводах она уменьшилась на 6—15%, а в остальных — меньше чем на 6%.

Лабораторные исследования подтвердили замеченное в эксплуатации изменение зоны нечувствительности. Плоские

золотники, наработавшие на гидростенде по 300 ч на масле АМГ-10 с загрязненностью, соответствующей ГОСТу 6794—53, имели изменение зоны нечувствительности на 10—40%.

Для определения влияния износа рабочих кромок золотников на динамические характеристики гидроусилителей были выбраны три золотниковые пары с различной степенью износа [14]. Одна из этих пар (кривая 1 на рис. 6) не была в эксплуатации и две пары (кривые 2, 3) с наработкой по 4600 ч, из которых по 2600 ч на вертолете и по 2000 ч на стенде для ресурсных испытаний. На кривых показана зависимость расхода от перемещения золотника. α_1 — α_3 обозначают углы наклона касательных к расходной характеристике.

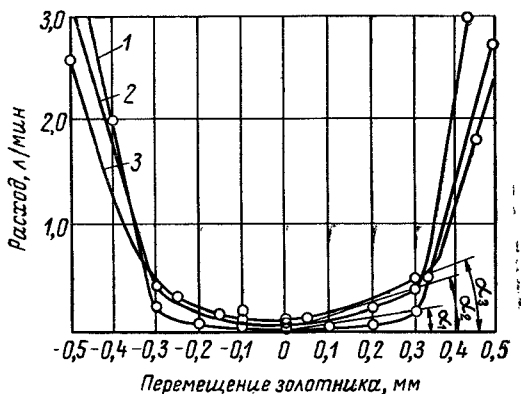


Рис. 6. Статические характеристики исследуемых золотников

Было установлено, что у золотников с изношенными кромками при малых открытиях окна расход жидкости больше, чем у нового золотника. Ввиду того, что переходный процесс гидроусилителя происходит в зоне малых открытий золотника, новый золотник будет вносить меньше энергии в колебания, чем изношенный.

Гидроусилитель с исследуемыми золотниками установили на динамическом стенде, кинематическая схема которого позволяла создавать на входе гидроусилителя ступенчатые перемещения золотника 0,2—1,5 мм.

Параметры исследуемой системы

Рабочая жидкость	АМГ-10
Рабочее давление подачи, кгс/см ²	60
Температура жидкости, °С	40
Масса, приведенная к штоку, кгс·с ² /см	0,25—0,5

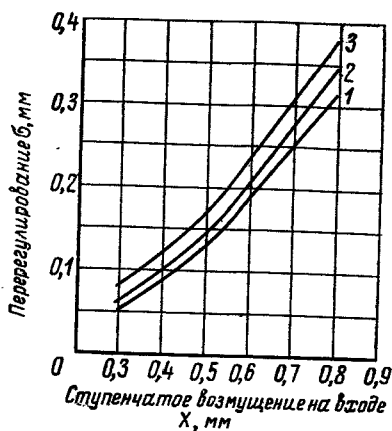


Рис. 7. Зависимости перерегулирования от величины возмущения для нового и изношенного золотников

Переходный процесс оценивали по величине перерегулирования, времени переходного процесса и затуханию. Для идентификации условий работы все три золотниковые пары были установлены в один гидроусилитель.

Зависимость величины перерегулирования σ [мм] от величины входного скачкообразного перемещения x [мм] золотника для приведенной массы $0,5 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{см}$ изображена на рис. 7. Из графиков следует, что величина перерегулирования гидроусилителя с изношенным золотником выше, чем с новым, причем это различие более существенно при малых входных возмущениях. Так, при входном возмущении $0,3 \text{ мм}$ различие в перерегулировании у гидроусилителя с новым и изношенным золотником равно 41% , а при возмущении $0,8 \text{ мм}$ — $16,9\%$. Это объясняется, очевидно, тем, что износ золотника увеличивает площадь окна, пропускающего жидкость, и это увеличение больше при малых величинах открытия золотника.

На рис. 8 приведена зависимость времени переходного процесса от величины входного возмущения. Как видно из графика, у гидроусилителя с изношенным золотником время переходного процесса на $20\text{—}25\%$ больше, чем у гидроусилителя с новым золотником.

Гидравлическим параметром, характеризующим износ отсечных кромок золотника, может служить коэффициент усиления по расходу K_Q в зоне малых расходов (в зоне нечувствительности золотника), который численно равен тангенсу наклона $\text{tg } \alpha$ касательной к кривой расходной характеристики. Эти углы наклона (рис. 6) для различных золотников растут с увеличением износа.

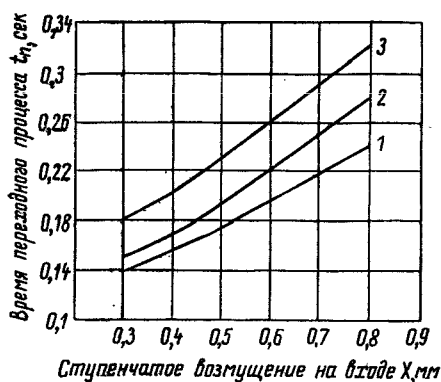


Рис. 8. Зависимость времени переходного процесса от величины возмущения

Возрастание по мере износа коэффициента K_Q приводит к увеличению колебательности системы.

Таким образом, износ отсечных кромок золотника приводит к увеличению перерегулирования и времени затухания переходного процесса гидроусилителя с массовой нагрузкой, что объясняется увеличением коэффициента усиления по скорости в области малых (близких к величине зоны нечувствительности) величин открытия золотника.

Механизм износа рабочих кромок дросселирующего окна не вполне ясен, однако можно предположить, что он является следствием трения жидкости о кромку, кавитации и воздействия твердых частиц загрязнений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Гидравлический следящий привод дроссельного управления благодаря своим свойствам (простоте конструкции, надежности, высокой жесткости по отношению к нагрузке, быстрдействию, большому коэффициенту усиления по мощности, простоте сопряжения с электрическими средствами измерения и управления) является в настоящее время одним из наиболее мощных средств, обеспечивающих возможность построения систем автоматического регулирования любого назначения.

Вместе с тем, условия работы дросселирующего окна золотникового гидрораспределителя при повышенных (более 50 кгс/см^2) перепадах давления (кавитация, износ отсечных кромок, резкое увеличение усилия, заземляющего золотник) не позволяет применять следящий гидропривод в случаях, когда требуется рабочее давление порядка $320\text{—}500 \text{ кгс/см}^2$.

Применение же распределителей с достаточно большим положительным перекрытием дросселирующего окна сужает возможности следящего гидропривода.

Необходимы, следовательно, изыскания новых конструктивных решений, обеспечивающих надежную работу следящих гидроприводов при повышенных до 320—500 кгс/см² давлениях, что соответствует общей тенденции развития гидропривода.

Возможность таких решений может быть подтверждена, например, успешной эксплуатацией в течение ряда лет многокромочного проточного золотникового гидрораспределителя в металлургических следящих гидроприводах на давления 320 кгс/см² и выше, обеспечивающего получение таких же характеристик, как и обычные гидрораспределители низкого давления [15].

ЛИТЕРАТУРА

1. Сосонкин В. Л. Дискретная гидроавтоматика. М., «Машиностроение», 1972, 160 с., ил., 51 к. (РЖ*, 1972, 12.48.768К)
2. Lansky Z. J. Fluid power-a viable technology. «Automation» (USA), 1972, 19, № 4, 62—66 (англ.) (РЖ, 1972, 11.48.551)
3. Gury P. L'hydraulique á haute pression développements et perspectives. «Rev. techn. eur.», 1971, № 10, 31, 33, 35, 37, 39 (франц.) (РЖ, 1972, 2.48.714)
4. Hydraulique industrielle: quelle pression choisir? «Elém. prod.-serv.», 1973, № 30, 50—53, 55, 57—63 (франц.) (РЖ, 1973, 10.48.498).
5. Lavoisière A. L'influence de la pression sur l'économie des circuits oléomecaniques. «Energie fluide et lubrific.+hydraul., pneumat. et asserv.», 1968, 7, № 12, 60—62 (франц.) (РЖ, 1969, 5.48.674)
6. Lavoisière A. L'influence de la pression sur l'économie der circuits oléomecaniques. «Mach.-outil franç.», 1969, 34, № 251, 133, 135, 137, 139 (франц.) (РЖ, 1969, 8.48.658)
7. Henke Russel W. Nouveautés et tendances de l'hydraulique. «Hydraul. pneumat. et asserv.», 1967, № 41, 25—30 (франц.) (РЖ, 1968, 4.48.581)
8. Backe W., Riedel H.-P. Kavitation in ölhydraulischen Systemen. «Ind.-Anz.», 1972, 94, № 8, 153—158 (нем.) (РЖ, 1972, 6.48.688)
9. Ellis Gaylord O. Power transmission [Sperry R and Corp]. Пат. США, кл. 137—81.5 (F15c 1/16), № 3563260, заявл. 8.11.68, опубл. 16.02.71 (РЖ, 1971, 11.48.726.П)
10. Такахаси Цугио. О выборе фильтров для сервосистем. «Юацука сэккэй, Hydraul. and Pneum.», 1971, 9, № 12, 19—23 (япон.) (РЖ, 1972, 5.48.828)
11. Wüsthof P., Hezemans P. M. A. L. Kolloquium über Filter in hydraulischen Systemen. «Ind.-Anz.», 1968, 90, № 60, 1342—1346 (нем.) (РЖ, 1969, 2.48.803)

РЖ* — Реферативный журнал «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод», за которым следует год издания, номер выпуска, индекс выпуска и номер реферата.

12. Mudhar J., Singh. The effect of contaminated fluid on servovalves. «Hydraul. and Pneum.», 1971, 24, № 7, Suppl.: «Int. bd», 30—32 (англ.) (РЖ, 1972, 1.48.794)
 13. Bartholomäus R. Sauberes Öl-funktionierende Servoventile. Die Filterung der Hydroflüssigkeit beim Einsatz von elektrohydraulischen Servoventilen in der Industrie. Teil I. «Ing. Dig.», 1973, 12, № 7, 41—44 (нем.) (РЖ, 1973, 12.48.870)
 14. Головки Ю. С., Кузнецов В. Н. Влияние износа отсечных кромок золотников на переходный процесс гидроусилителей БУ-10. «Сб. науч. тр. Киев, ин-т, гражд. авиации», 1970, вып. 6, 112—114 (РЖ, 1971, 9.48.796)
 15. Романчиков Б. Ф. Золотниковый распределитель для следящих гидросистем. Авт. свид. СССР, № 158770 РЖ, 1964, 10.48.507
-

СОДЕРЖАНИЕ

Н. Д. Сазонова — Углеродные материалы	5
Введение	5
I. Углеродные волокна	6
II. Комбинированные материалы системы углеродное воло- кно-полимерная матрица	14
III. Комбинированные материалы системы углеродное воло- кно-металлическая матрица	19
IV. Комбинированные материалы системы углеродное воло- кно-керамическая матрица	21
V. Комбинированные материалы системы углеродное волокну- углеродная матрица	27
VI. Перспективы применения	36
Заключение	41
Литература	41
В. П. Колесник — Сверхпластичность металлов	44
Введение	44
I. Сверхпластичные сплавы	44
II. Использование явления сверхпластичности в технике	53
Заключение	59
Литература	59
В. З. Фрейдберг — Конструкции подшипников качения	61
Введение	61
I. Шарикоподшипники, их детали и устройства	61
II. Смазка шарикоподшипников и устройства для смазки	98
III. Некоторые вопросы исследования шариковых подшипников	105
Заключение	110
Литература	111
С. Н. Гаврилова, Л. Н. Калмыкова — Пористые подшипни- ки скольжения	116
Литература	127
З. Н. Хадзиламбру — Зубчатые колеса из пластмасс	129
Введение	129
I. Выбор пластмасс для изготовления зубчатых колес	131
II. Конструирование зубчатых колес из пластмасс	135

III. Исследования зубчатых колес из пластмасс в СССР и за рубежом	139
IV. Методики расчета зубчатых колес из пластмасс	158
Заключение	162
Литература	163
Б. Ф. Романчиков, Л. Н. Калмыкова — Гидравлический следящий привод в машиностроении	168
Введение	168
I. Параметры следящих гидроприводов в машиностроении	169
II. Некоторые тенденции развития современного гидропривода	170
III. Влияние кавитации на конструкцию и работу гидравлических дроссельных устройств	172
IV. Влияние загрязнений на дроссельные гидрораспределители	176
V. Износостойкость дросселирующего окна золотникового гидрораспределителя	180
Заключение	183
Литература	184

Технический редактор В. С. Рябова

Г-02884 от 12/II-1975 г.

Формат бумаги 60×90¹/₁₆

Печ. л. 11,75

Уч.-изд. л. 9,29

Тираж 1700 экз.

Цена 1 р. 09 к.

Заказ 3752

Производственно-издательский комбинат ВИНТИ. Люберцы, Октябрьский пр., 403

УДК 678.046.2

Н. Д. Сазонова. Углеродистые материалы.

«Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин, гидропривод» (ВИНИТИ, Итоги науки и техники), 1974, 5, стр. 5, библи. 32.

Рассмотрены методы получения и свойства углеродистых волокон и комбинированных материалов на основе углеродистых волокон и полимерной, металлической, керамической и углеродной матриц по материалам 1972 и 1973 г.

УДК 669.018:539.3

В. П. Колесник. Сверхпластичность металлов.

«Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод» (ВИНИТИ, Итоги науки и техники), 1974, 5, стр. 44, библи. 21.

Кратко рассмотрены основные понятия сверхпластичности металлов, наиболее распространенные и нашедшие применение сверхпластичные сплавы, применяемые установки для испытания, возможности использования явления сверхпластичности металлов при обработке давлением. Обзор составлен по материалам 1972—1973 гг.

УДК 621.822.7

В. З. Фрейдберг. Конструкции подшипников качения.

«Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод» (ВИНИТИ, Итоги науки и техники), 1974, 5, стр. 61, библи. 67.

В обзоре освещаются вопросы развития конструкций шарикоподшипников различных типов и их деталей, смазочных материалов и способ смазки подшипников, а также некоторые актуальные проблемы, связанные с исследованием работы и эксплуатацией шарикоподшипников по материалам 1972—1973 гг.

УДК 621.822.5:669.018.9

С. Н. Гаврилова, Л. Н. Калмыкова. Пористые подшипники скольжения. «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод» (ВИНИТИ, Итоги науки и техники), 1974, 5, стр. 116, библи. 12.

В обзоре рассмотрены вопросы классификации, методы изготовления, основные материалы и конструкции современных пористых подшипников скольжения, по материалам 1972—1973 гг.

УДК 621.833:678.5

З. Н. Хадзиламбру. Зубчатые колеса из пластмасс. «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод» (ВИНИТИ, Итоги науки и техники), 1974, 5, стр. 129, библи. 90.

Аналитический обзор научно-технической литературы за 1970—1973 гг. по зубчатым передачам, содержащим зубчатые колеса из пластмасс. Применение, результаты исследований, проведенных в СССР и за рубежом, методики расчета, рекомендации по конструированию зубчатых колес из пластмасс. Состояние и перспективы развития металлопластмассовых зубчатых передач.

УДК 62-82-526.004.14

Б. Ф. Романчиков, Л. Н. Калмыкова. Гидравлический следящий привод в машиностроении. «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод» (ВИНИТИ, Итоги науки и техники), 1974, 5, стр. 168, библи. 14.

Рассмотрены тенденции развития современного гидропривода, некоторые вопросы построения и эксплуатации следящих гидроприводов.