

- логической безопасности». — Днепропетровск, 1997.— С. 77.
4. Мирошниченко И. С. Закалка из жидкого состояния. — М.: Металлургия, 1982.—168 с.
5. Ограничение поставок порошка в результате взрывов на заводах по получению алюминиевого порошка // Metal Powder Report.—1980.—35, N 5.—Р, 214.
6. Савицкий А. П. Состояние и перспективы развития порошковой металлургии алюминия // Порошковая металлургия.—1985.—№ 10.—С. 41—50.

#### INFLUENCE OF SUPERSPEED CRYSTALLIZATION ON PROPERTIES OF SERIAL ALUMINIUM ALLOYS

E. A. Dzhur, L. F. Silka, O. A. Kavats

The technology of obtaining of aluminium powders is offered by dispersion of melt jet by high-pressure water. The technologies of obtaining of high-precision details for flight vehicles by methods of powder metallurgy are developed.

УДК 621.454.2.04:621.646.2/.4-762

## ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛ ТРЕНИЯ В МЕЛКОПРОФИЛЬНЫХ МАНЖЕТАХ ИЗ ФТОРОПЛАСТА

© О. Л. Ивченко

Державне конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля

Наводяться результати експериментального дослідження вузла ущільнення, що містить дрібнопрофільну манжету з фторопласту-4, в діапазоні температур  $-50^{\circ}\text{C} \dots +200^{\circ}\text{C}$  та тиску робочого середовища (рідини, газу) до 70 МПа. Знайдено залежність сил тертя спокою і руху від перепаду тисків на манжеті, температури, швидкості руху ущільнюваної деталі, наявності різних мастил. Результати можна використати для розрахунку на стадії конструювання вузла.

В агрегатах автоматики для уплотнения штоков, поршней и медленно вращающихся валов широко применяют мелкопрофильные фторопластовые манжеты. Преимущества этого класса уплотнений перед резиновыми являются следствием эксплуатационных свойств фторопласта-4. Он стоек в агрессивных средах (за исключением фтора), имеет широкий диапазон работоспособности по температуре ( $-260^{\circ}\text{C} \dots +260^{\circ}\text{C}$ ). Уплотнение имеет стабильную геометрию после длительного хранения, и минимальные силы трения, что особенно важно для нормального функционирования агрегатов с малыми перестановочными усилиями. Наряду с этим фторопласту присущи низкая эластичность, которая не позволяет самоуплотняться усам манжеты при низких давлениях среды, и высокий коэффициент линейного расширения, из-за которого нарушается контакт между уплотняющими усам манжеты и сопрягаемыми поверхностями при колебаниях температуры в эксплуатационном диапазоне. Конструкция узла уплотнения показана на рис. 1. Манжета 1 устанавливается в кольцевом зазоре между корпусом 2 и штоком 3. Для обеспечения надежной герметизации при низких давлениях среды усы манжеты прижимаются к штоку и стенкам корпуса лепестками пружинящего кольца 5, которое фрезерованной пружиной 4 поджато к доньшку манжеты.

На этапе проектирования агрегата автоматики необходимо проводить оценку сил трения, которые будут возникать в процессе эксплуатации в манжетном уплотнении. Правильность начальной оценки в значительной мере влияет на статические и динамические характеристики разработанного агрегата. Обычно для предварительных расчетов за-

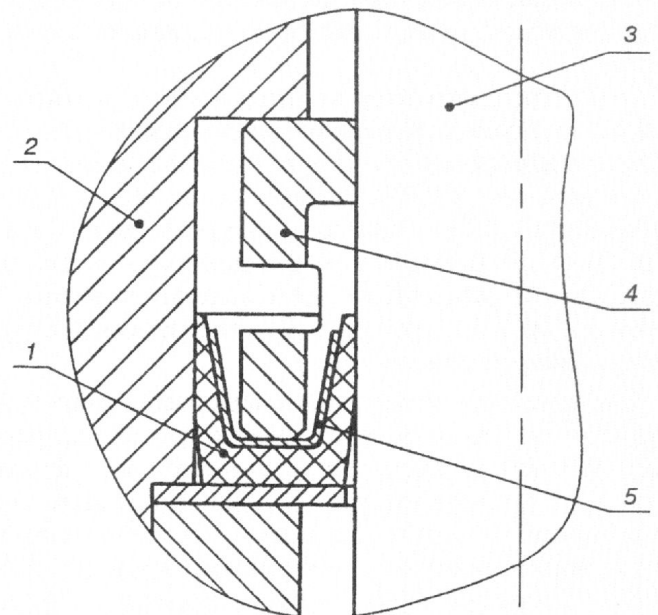


Рис. 1. Конструктивная схема узла уплотнения (см. текст)

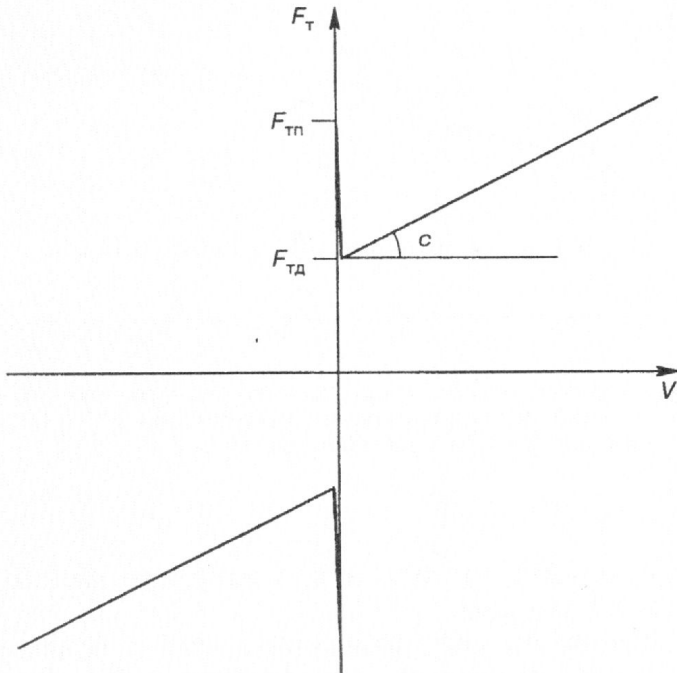


Рис. 2. К модели сил трения.  $F_T = F_{тп}$  при  $v = 0$ ;  $F_T = F_{тд} + cv$  при  $v \neq 0$

даются величиной силы трения и считают ее постоянной в процессе работы. Для двухпозиционных узлов (переключатели, перекрывающая арматура) такое допущение не приводит к значительным погрешностям в расчетах, так как перестановочные усилия выбирают в таких узлах со значительным запасом. Для агрегатов же регулирования силы трения требуется знать точнее, так как они влияют на величину статической ошибки и на устойчивость процесса регулирования. Для получения более достоверной картины необходимо учитывать влияние таких факторов, как переменное давление разделяемых сред, переменная относительная скорость и направление движения элементов в уплотнении. В литературе предложена модель сил трения в виде, показанном на рис 2. Предполагается, что существует так называемое трение покоя  $F_{тп}$  — минимальная сила, необходимая для начала перемещения трущихся тел друг относительно друга. С началом движения, т. е. с приобретением некоторой минимальной скорости, сила трения уменьшается до величины трения движения  $F_{тд}$ , и ее величина изменяется пропорционально скорости относительного движения. Коэффициент пропорциональности  $c = dF_{тд}/dv$  зависит от рода материалов, свойств поверхностей и может изменяться в широком диапазоне, в некоторых случаях принимая даже отрицательные значения. Целью экспериментов было определение параметров сил трения ( $F_{тп}$ ,  $F_{тд}$  и  $c$ ).

Эксперименты по изучению влияния скорости

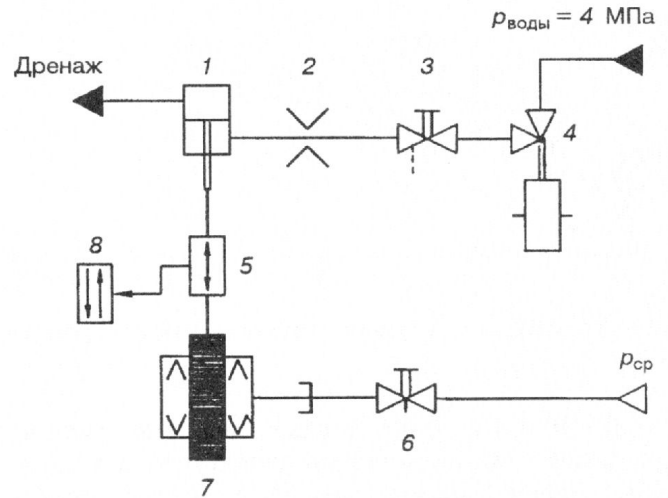


Рис. 3. Схема экспериментальной установки: 1 — гидроцилиндр, 2 — жиклер, 3 — вентиль с дренажем выходной полости, 4 — электропневмоклапан, 5 — датчик замера усилий (тензотяга), 6 — вентиль, 7 — имитатор, 8 — датчик перемещения

перемещения и давления уплотняемой среды на силу трения проводили на экспериментальной установке (рис. 3). Имитатор установки представляет собой корпус с двумя установленными оппозитно манжетами и перемещающимся в манжетах штоком. Между манжетами образована полость, в которую подается давление для имитации давления уплотняемой среды. Конструкция установки позволяет проводить перемещение штока в уплотнении с заданной скоростью, которая обеспечивается подбором жиклера перед гидроцилиндром при постоянном давлении питания. Величину последнего назначали такой, чтобы обеспечить кавитационный режим течения через жиклер. Система регистрации позволяет измерять силу тяги гидроцилиндра и отслеживать перемещение штока. Шток связан с датчиком хода, включенного в цепь регистрации. Силу тяги замеряет тензодатчик, сигнал которого усиливается тензостанцией и регистрируется на осциллографе. Тензодатчик представляет собой упругое металлическое кольцо с наклеенными на него резисторами. Приведенные ниже числовые величины получены для манжеты с уплотнением по штоку диаметром 38 мм. Для манжет другого диаметра величина силы трения будет изменяться пропорционально длине окружности, по которой манжета сопрягается со штоком. Следует иметь в виду, что у манжет меньшего диаметра относительная жесткость усов повышается, из-за чего характеристики несколько изменяются.

При работе записывали силу тяги гидроцилиндра и перемещение штока, изменяя условия работы манжет — давление в манжетной полости в диапа-

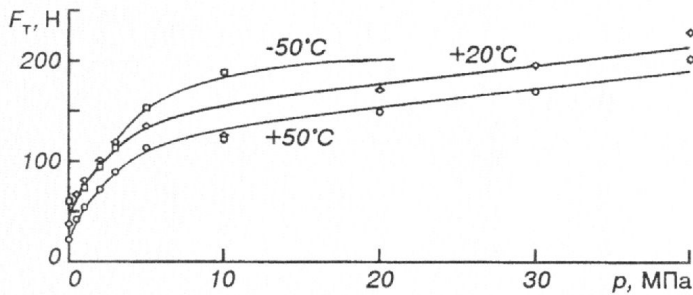


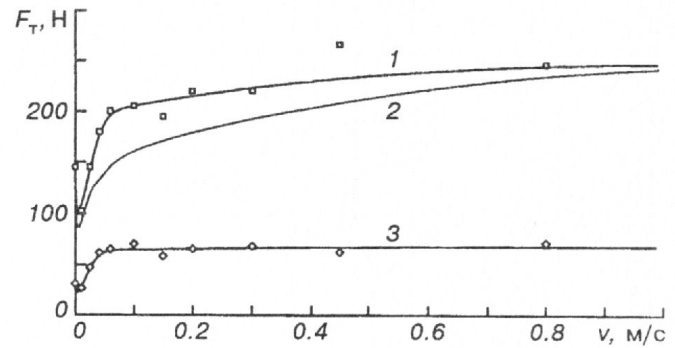
Рис. 4. Зависимость сил трения от давления уплотняемой среды

зоне 0—50 МПа. При каждом значении давления варьировали скорость перемещения штока в уплотнении. Серии замеров проведены при температуре имитатора  $-50^{\circ}\text{C} \dots +50^{\circ}\text{C}$  и при наличии смазки на трущихся поверхностях. Применяли смазки ЦИАТИМ, ВНИИНП. Также проведены эксперименты, при которых подавали воду в манжетную полость имитатора.

При экспериментах получена зависимость силы трения от давления (рис. 4). Экспериментальные значения для разных экземпляров манжет усреднены и сглажены лекальной кривой. На кривой возрастания силы трения есть нелинейный участок, который сменяется линейным. Вероятнее всего, в зоне низких давлений (до 5 МПа) происходит увеличение площади контакта, и с этим связан значительное увеличение сил трения. При давлениях выше 5 МПа, когда произошло полное прилегание манжеты к уплотняемым поверхностям, увеличение сил трения близко к линейному, т. е. «отслеживает» повышение давления среды с некоторым передаточным коэффициентом.

С целью изучения деформации манжеты в процессе нагружения давлением проведен эксперимент по определению площади соприкосновения усов манжеты со штоком и цилиндром и замеру контактных давлений. У внутреннего уса ширина контакта увеличивается с повышением давления уплотняемой среды по закону, близкому к логарифмическому. Наружный ус при температуре меньше  $0^{\circ}\text{C}$  и низких давлениях среды контактирует с сопрягаемой поверхностью по узкому пояску, и для его прижатия требуется тем более высокое давление среды, чем ниже температура:  $p_{\text{ср}} = 0.3$  МПа при температуре  $-25^{\circ}\text{C}$  и  $p_{\text{ср}} = 0.6$  МПа при температуре  $-50^{\circ}\text{C}$ . По достижении этих давлений происходит скачкообразное прижатие уса, ширина контакта становится близкой к 2 мм, а после повышения давления до 2 МПа — увеличивается линейно.

Понижение температуры уменьшает крутизну зависимостей, что объясняется увеличением модуля упругости фторопласта — при изменении темпера-

Рис. 5. Зависимость сил трения от скорости перемещения: 1, 2 — для несмазанного и смазанного уплотнений при  $p = 10$  МПа, 3 — для несмазанного уплотнения при  $p = 0$ 

туры от  $+20^{\circ}\text{C}$  до  $-40^{\circ}\text{C}$  модуль упругости увеличивается в два раза.

Зависимость силы трения движения от скорости движения иллюстрирует график, приведенный на рис 5. При давлениях до 2 МПа сила трения слабо зависит от скорости перемещения, при больших давлениях наблюдается существенное увеличение сил трения при увеличении скорости до 1 м/с, затем тангенс угла наклона характеристики уменьшается. При наличии смазки характер увеличения сил трения аналогичен полученному в уплотнении без смазки. Однако при скоростях более 1 м/с силы трения при смазанном уплотнении выше, чем без смазки. Такой эффект можно объяснить силами гидродинамического сопротивления, которые увеличиваются с увеличением скорости быстрее, чем сила сухого трения.

В большинстве случаев манжеты из фторопласта эксплуатируются при давлениях до 25 МПа. Однако это не предел их работоспособности. Как показали испытания, усы манжеты пластически не деформируются после пятичасового воздействия давления 50 МПа и кратковременного — до 70 МПа. Разрушение манжеты не наступало и при 100 МПа. Дело в том, что тонкое основание манжеты (0.8 мм) давлением уплотняемой среды растягивается, радиальные зазоры между основанием и стенками уменьшаются, и после полного прилегания усов к стенкам материал манжеты находится в состоянии всестороннего сжатия. При этом возможно лишь вытекание фторопласта в зазор между опорой и штоком. При зазоре 0.1 мм после пятичасовой выдержки под давлением 50 МПа высота уступа (вытекание) составляла 0.1 мм.

При давлениях в манжетной полости до 5 МПа силы трения в уплотнении, первоначально обжатом давлением 20 МПа, на 10—40 Н ниже, чем силы трения в необжатом уплотнении. При давлениях



выше 10 МПа величины сил трения для обжатых и необжатых манжет практически одинаковы. Некоторое уменьшение сил трения для обжатых манжет при низких давлениях объясняется, по-видимому, их приработкой и тем, что сила предварительного поджатия, которая при малых давлениях играет основную роль, исчезает или ничтожно мала.

Несмотря на большой разброс в результатах экспериментов, они позволяют четко представить качественную картину влияния внешних условий на работу узла уплотнения рассматриваемой конструкции, что позволяет моделировать поведение проектируемых изделий, в состав которых узел входит. Появилась также возможность определить диапазон, в котором будет находиться сила трения. Ввиду того, что сила трения по своей природе дает значительный разброс значений при одинаковых условиях эксперимента, четкое количественное

описание процессов можно получить, проведя серию замеров для набора статистики и последующую статистическую обработку результатов.

#### INVESTIGATION OF FRICTION FORCES IN SMALL-SIZES FLUOROPLASTIC COLLARS

O. L. Ivchenko

Results of experimental investigation for a sealing unit containing small-sized collar made from fluoroplastic-4 are presented. In the course of experiments the collar's serviceability has been verified within a temperature range from  $-50^{\circ}\text{C}$  to  $200^{\circ}\text{C}$  at working medium (liquids, gases) pressure of up to  $700 \text{ kgf/cm}^2$ . Dependences of both static and dynamic frictional forces versus collar delta pressure, temperature and velocity of the sealed part movement have been determined. The results obtained may be used for both static and dynamic analyses during phase of the sealing unit designing.

УДК 822.621.572

## ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА ЭНЕРГОПОТЕРИ В ОПОРНЫХ УЗЛАХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© Ф. Ф. Кузьминов, Р. Р. Алипперов

Державний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського (ХАІ)

Розглянуто деякі принципи дії гідростатичних підшипників. Досліджувався вплив режимів течії мастильного матеріалу на енерговтрати в опорних вузлах енергоустановок літальних апаратів. Зроблено висновок про величину втрат потужності на тертя і прокачування, побудовано графічні залежності енерговтрат від кутової швидкості обертання та від величини відносного ексцентриситету. Ці дослідження важливі та актуальні для проектування роторів швидкохідних машин, бо при великих швидкостях ресурс інших видів підшипників вкрай обмежений.

При высоких скоростях вращения в опорных узлах энергосиловых установок летательных аппаратов (ЛА) ресурса подшипников качения не хватает, поэтому перспективным для продления сроков службы является использование гидростатодинамических подшипников, смазочным материалом которых может быть рабочее тело энергоустановки. В данной работе представляются результаты исследования двухсторонних упорных (осевых) гидростатических подшипников УГСП (ОГСП) с центральной кольцевой камерой и жиклерной компенсацией давления (рис. 1). Геометрические и рабочие параметры подшипника: радиусы кромок подпятника  $r_1 - r_4$  равны 14, 22, 32 и 40 мм, высота камеры  $h_k = 4$  мм,  $h_0 = 0.1$  мм, эксцентриситеты  $\varepsilon = 0, 0.2, 0.4, 0.6$ ,  $r_0 = 12.5$  мм, толщина диска  $l_2 = 15$  мм,

$R_1 = 45$  мм,  $R_{k2} = 69$  мм. Рабочая жидкость — вода при температуре  $T = 298...303$  К, угловая скорость вращения  $\omega = 210...2100$  рад/с, давление рабочей жидкости на входе  $P_0 = 0.2, 0.3, 0.5$  МПа. Указаны также толщина слоя смазки  $h_1, h_2$ , радиальная и окружная скорости  $v_r, v_\varphi$ , текущий радиус подпятника  $r$ , длина цилиндрической щели  $l_1$ , расход рабочей жидкости через внутренние перемычки  $Q_1^1, Q_1^2$ , расход рабочей жидкости через наружные перемычки  $Q_2^1, Q_2^2$ , давление рабочей жидкости на входе в подшипник, в камерах и на выходе  $P_{k1}, P_{k2}, P_{вых}$ .

Кроме этих обозначений, ниже будут использоваться также:  $Re_\omega$  — число Рейнольдса сдвигового течения,  $Re_{\omega B}$  — число Рейнольдса сдвигового течения внутренней перемычки,  $Re_{\omega K}$  — число Рей-