

ТЕМПЕРАТУРНО-СИЛОВАЯ СОВМЕСТИМОСТЬ МАТЕРИАЛОВ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ ТИПА НШ

В.И. Барышев

Приведены результаты исследований критической температуры граничных слоев различных масел и влияние их на нагрузку заедания антифрикционных материалов подшипников скольжения насосов типа НШ. Подтверждена решающая роль универсального правила положительного градиента механических свойств, при выполнении которого реализуется внешнее трение. Установлено, что низкая несущая способность подшипников скольжения при низкой температуре обусловлена двугорбой эпурой давления, существенно отличающейся от теоретической. Сделан акцент на возможность использования материалов исследований в конкретных конструкциях насосов и условиях их эксплуатации.

В обеспечении постоянно возрастающих требований потребителей к техническому уровню или качеству техники ее конструкция, материалы и технология практически равноценны и взаимозависимы. К общим тенденциям развития техники за счет повышения потребительских качеств относятся постоянное стремление увеличить производительность машин путем повышения их энергонасыщенности, что сопровождается, как правило, увеличением энергонапряженности узлов трения, и постоянное стремление повысить ресурс, т.е. износостойкость, этих же узлов.

Разрешение данного технического противоречия возможно, если найден определенный компромисс по условиям совместимости факторов, определяющих заданные показатели надежности узлов трения для установленных условий эксплуатации. Под совместимостью здесь следует понимать способность поверхностей трения и смазки приспособляться друг к другу в процессе трения движения, без повреждения поверхностей трения, приводящих к выходу из строя узла трения. К факторам, определяющим вид и характер трения и изнашивания, относятся физико-химические и геометрические характеристики поверхностей трения, смазывающая способность масел, контактные нагрузки, относительная скорость перемещения поверхностей трения, температуры, а также конструктивные особенности пар трения и системы смазки.

Поэтому проблема повышения надежности пар трения является многофункциональной. Относительно совместимости материалов она может решаться либо выбором или созданием более износостойких антифрикционных материалов для заданных конструкции узла, режимов нагружения и условий эксплуатации, либо выбором или созданием более эффективных по смазывающей способности масел для заданных конструкции, режимов и условий, либо путем оптимизации параметров трения и условий эксплуатации пар трения с последующей их регламентацией.

Дело в том, что общая закономерность трения и изнашивания в технике такова, что для всех материалов и смазок узлов трения существует диапазон нагрузок и скоростей, в котором трение и износ значительно ниже, чем вне его. Физическая основа этой закономерности - универсальное явление совместимости или структурной приспособляемости материалов узлов трения, сущность которых состоит в том, что при нормальном, а точнее оптимальном, механохимическом трении и изнашивании в зоне контакта материалов образуется диссипативная структура, обладающая свойствами минимального производства энтропии.

Этот диапазон может занимать различное место на шкалах нагрузок, скоростей или температур в зависимости от сочетаний материалов пар трения. Вне этого диапазона находятся, с одной стороны, область неустановившихся процессов трения, а с другой - область повреждаемости (адгезия — • задир — • схватывание — • заедание или контактная усталость и др.).

Частным примером этой закономерности может служить кривая Герси-Штрибека. Основным активирующим фактором возникновения повреждения является упругопластическая деформация материалов пар трения, возникающая при трении. Пассивация трения и изнашивания определяется процессами адсорбции, диффузии и химических реакций на поверхностях и в деформируемых

объемах поверхностных слоев пар трения. Трение - процесс преобразования энергии, а закономерности этого преобразования определяются структурным состоянием материалов пары трения и его изменением [4]. В ходе этого изменения образуются новые вторичные структуры, представляющие новую фазу, спонтанно образующуюся при трении в результате взаимодействия материалов пар трения. Вторичные структуры обладают экстремальными фрикционными и прочностными свойствами, нормализующими трение и износ. Тонкие пленки вторичных структур по составу, строению и свойствам существенным образом отличаются от исходных материалов пар трения. Формирование вторичных структур, как и граничных слоев смазки, - термодинамический неизбежный процесс пассивации активированных трением поверхностных слоев пар трения. В определенных условиях возникающие вторичные структуры защищают, экранируют исходный материал от механической и физико-химической деструкции. Внешние механические и тепловые воздействия неизбежно приводят к разрушению экранирующих слоев, но эти же воздействия и сопровождающие процессы формирования обеспечивают и их регенерацию. В диапазоне нормального трения процессы образования и разрушения вторичных структур находятся в динамическом равновесии и автоматически регулируются. Вне диапазона нормального трения регенерация вторичных структур отстает от интенсивности их разрушения, в результате существенно возрастает работа сил трения и, как следствие, происходит нарушение температурного баланса зон трения, что и приводит к последующему повреждению поверхностей пар трения. В соответствии с первым законом термодинамики работа сил трения, являющаяся источником активации, в основном затрачивается на образование теплоты и частично запасается материалом пар трения. Основные составляющие пассивации: энергия, рассеиваемая парой трения, и энергия, поглощаемая при трении. Уровень эффективной активации определяется величиной энергии, поглощаемой парой трения. При пассивации решающей величиной, от которой зависит диапазон нагрузок при нормальном трении, является энергия, необходимая для образования вторичных структур на поверхностях трения. При этом существенное значение имеет способность пары трения рассеивать энергию в виде теплоты. В этой связи температура является основной мерой средней кинетической энергии материалов (тел) и, в частности, одним из параметров температурно-вязкостной характеристики смазок. Поэтому оптимизация температурного диапазона применения техники и температурно-вязкостного диапазона применения конкретных смазок в узлах трения этой техники, является необходимым условием надежной ее работы.

Так, к основным и наиболее общим проблемам надежности гидропривода мобильных машин относится оптимизация характеристик узлов трения и, в частности, подшипников скольжения насосов и масел.

Проблемы обусловлены особенностями эксплуатации данного вида техники, связанными с широким колебанием температуры окружающего воздуха, пусками гидропривода при низких температурах, резко переменной нагруженностью гидропривода, применением в качестве рабочей жидкости различных марок масел, представляющих сложившуюся в том или ином предприятии номенклатуру масел с учетом структуры парка машин, условий обеспечения, хранения и транспортировки.

В этих условиях для быстрого прогрева гидропривода при низких температурах обычно используют гидробаки малого объема. Так, отношение объема бака к подаче насоса обычно составляет от 0,3 до 1,5 в гидроприводах бульдозеров, скреперов, автокранов и части погрузчиков и от 0,5 до 2,5 - в гидроприводах экскаваторов. Естественно, что при летних температурах окружающего воздуха гидроприводы этих машин работают при высоких температурах рабочих жидкостей.

Вязкость масла продолжает оставаться показателем, характеризующим большинство его эксплуатационных свойств, определяющих утечки, трение и, в частности, несущую способность подшипников скольжения при гидродинамическом режиме смазки.

Требования и к вязкости и к смазывающей способности масел со стороны гидропривода, как правило, противоречивы. Поэтому одно из стандартных правил сводится к тому, что температурные пределы (диапазоны) применяемости конкретных марок рабочих жидкостей должен устанавливаться индивидуально для каждого гидропривода.

По этой причине обычно стандарт устанавливает лишь базовые, ориентировочные значения допустимых вязкостей и температур для типового гидропривода.

Так, в соответствии с ГОСТ 14892 «Машины, приборы и другие технологические изделия, предназначенные для эксплуатации в районах с холодным климатом» вязкость рабочей жидкости

при 50 °С должна быть не менее 10 мм²/с, а при минус 40 °С - не более 2300 мм²/с. Температура застывания не должна превышать минус 60 °С. Ориентировочные значения вязкости рабочей жидкости, определяющие нижний температурный предел ее применения и обеспечивающие минимально необходимую прокачиваемость насосов, не должны превышать 4500-5000 мм²/с; обеспечивающие устойчивую работу насосов при отрицательных температурах - 150-1400 мм /с, а обеспечивающие гидродинамическую смазку пар трения и удовлетворительное значение коэффициента подачи (не менее 0,8) должны быть не ниже 16-18 мм /с.

Действительные уровни минимально допустимой вязкости для насосов различных конструкций, рекомендуемые изготовителями, лежат в пределах от 10-12 до 16-20 мм /с. Допускаемая для гидропривода максимальная вязкость обычно определяется всасывающей способностью или прокачиваемостью насосов.

В первом случае изготовители насосов обычно не рекомендуют применять жидкости с вязкостью больше 850-1000 мм /с. Однако в реальной эксплуатации мобильных машин с гидроприводом при кратковременном пусковом режиме работы насоса и контроле давления эти границы иногда расширяют до 5000 мм /с. Для минеральных масел вязкость 4000-5000 мм /с обычно соответствует температурам, на 10-15° превышающим их температуру застывания.

Изготовителями, например, шестеренных насосов типа НШ минимальная вязкость рабочей жидкости рекомендуется равной 20 мм²/с, а максимально допустимая пусковая - 3000 мм²/с. Минимальная вязкость для насосов с металлофторопластовыми подшипниками - 10 мм /с. При этом учитывается, что минимально допустимая вязкость может ограничиваться и предельно допустимой температурой конкретных марок рабочих жидкостей.

Так, при использовании в качестве рабочей жидкости моторных масел М10Г, минимальная вязкость ограничивается температурой 80 °С, а для масел МГ-30 и М-8Г - 50 °С. За оптимальную вязкость обычно принимается та, при которой достигается наилучший баланс между объемным и механическим КПД насоса при номинальной температуре рабочего режима. В большинстве случаев значения оптимальной вязкости близки к минимально допустимому ее значению и ориентировочно составляют, в зависимости от типа и режима работы насосов, от 20 до 60 мм /с.

В зависимости от наличия смазки и характера ее участия в процессе работы подшипников скольжения различают несколько видов трения, общепринятой классификации которых, основанной на точных определениях и соответствующей современному состоянию науки о трении, не существует.

Так, классификацией Ахматова А.С. [1], основанной на молекулярной физике граничного трения, выделяются три вида трения: ювенильное, граничное и гидродинамическое, а также указывается на существование двух рубежных видов трения, соответствующих переходам от трения несмазанных поверхностей к граничному и от граничного трения к гидродинамическому.

В инженерной практике, например, широко используется следующая классификация видов трения: чистое, сухое, полусухое, граничное, полужидкостное, жидкостное.

Работа подшипников скольжения в гидродинамическом режиме трения не предъявляет особых требований к материалам подшипников, за исключением требований механической прочности, необходимой для восприятия нагрузок.

Однако наличие режима пуска и останова насосов, деформаций вала и втулки, отклонения при обработке и сборке, способствует возникновению режимов несовершенной смазки. Исходя из этого, к подшипникам скольжения обычно предъявляются и требования высокой антифрикционности, сопротивления изнашиванию, коррозии, стабильности свойств во времени и т.п., которые вместе с требованием прочности образуют комплекс служебных свойств материалов подшипников.

Сюда же следует отнести и такое свойство металла, как его поверхностная активность, зависящая от атомарного строения поверхности скольжения, ее ультра- и микроскопического строения. Значительная поверхностная активность, обусловленная силовым полем поверхности металла, способствует образованию на ней адсорбированного слоя полярно-активных соединений, содержащихся в смазке, способного значительно снижать коэффициент трения, предотвращать задиры и износ. Однако этот фактор и его влияние на процессы трения со смазкой требуют всегда дополнительного изучения.

В инженерной практике критериями работоспособности пар трения на режимах граничного или сухого трения, т.е. на режимах несовершенной смазки, являются предельные значения удель-

ной нагрузки $p_{пр}$, максимальной скорости скольжения V_{max} , максимальной температуры T_{max} или допустимые значения pV - или fpV -факторов. Основным физическим смыслом pV -фактора заключается в том, что он с учетом коэффициента трения f может соответствовать удельной мощности трения, определяющей тепловыделение и температуру в зоне трения, которая, как было уже отмечено, существенно влияет на фрикционные характеристики пары трения, потери на трение и интенсивность и характер изнашивания. Кроме того, предельные значения удельной нагрузки выбираются из соображений прочности и деформируемости материалов пары трения.

Различие конструкций и требований к узлам трения, методов исследований и экспериментального оборудования, субъективность в оценке полученных результатов, приводят к тому, что в справочной литературе для одного материала или материалов типовых пар трения приводятся различные значения (пределы) этих критериев. Отсюда следует, что если оценка работоспособности проектируемых узлов трения по справочным данным p, V и pV представляется весьма затруднительной, особенно в случае произвольно изменяющихся параметров режима работы оцениваемого узла трения, то pV или p вполне могут быть использованы в качестве сравнительной характеристики антифрикционных свойств и совместимости материалов при специализированном эксперименте. Такой эксперимент был проведен на подшипниках из бронзы Бр.ОЦС 5-5-5, алюминиевого сплава АМО-7-3 и наполненного фторопласта насосов НШ 1-2, 3 и 4 исполнения. Наряду с рядом серийных масел были испытаны и масла М-2ИХП и М-4ИХП, специально разработанные в свое время институтами НАТИ и ИХП (Азербайджан).

Масла М-2ИХП и М-4ИХП - рабочие жидкости вязкостью 25-30 мм²/с при 50 °С, с индексом вязкости ИВ - не менее 130 и пакетом присадок, обеспечивающих антиокислительные, антикоррозионные, противоизносные, противопенные и вязкостные свойства, оптимальные при их использовании в гидросистемах управления навесным оборудованием тяжелых промышленных тракторов Т-330 и т.п.

Испытания подшипников были проведены на установке типа «Альмен-Виланд».

В качестве испытываемого узла трения использовалась ведущая шестерня насоса НШ-32 и подготовленный к испытаниям подшипник того же насоса. Натурный подшипник разрезался на две половины, кроме того, уменьшалась длина несущей поверхности подшипника.

Уменьшение длины несущей поверхности подшипника было обусловлено конструктивными соображениями, поскольку поверхность подшипника была ограничена из-за дополнительной постановки на нее опорных радиальных подшипников, устанавливаемых в корпусе масляной ванны. Изменение длины подшипника естественно ведет к изменению несущей способности масляного слоя.

Существуют некоторые отличия и в работе подшипников полного и частичного охвата (в нашем случае угол охвата равен 180 °С), что связано с иным характером течения масла в зазоре и иной схемой питания последнего смазкой.

Однако граница применимости минерального масла определялась такой температурно-силовой нагруженностью подшипника, которая вызывает заедание, что происходит на режимах граничного или сухого трения, к которым гидродинамическая теория смазки не относится.

Использование подшипников половинного охвата позволяет значительно упростить узел нагружения подшипника, избежать нежелательного эффекта кромочных давлений, возникающих при испытаниях подшипника полного охвата, и снизить неизбежные погрешности при замере сил сопротивления.

Нагрузка на подшипник и момент трения контролировались с помощью тензометрии.

Замер температуры масла в зазоре осуществлялся шестью термомпарами по три в каждом вкладыше и равномерно расположенными по окружности. Перемычка слоя металла между сплавом термомпары и маслом составляла 0,5 мм.

Температура масла в ванне замерялась термомпарой. Регистрация температур производилась потенциометрическим самописцем.

Определение предельно допустимых нагрузок на подшипник скольжения, вызывающих повреждение поверхностей трения (заедание) при использовании той или иной марки масла на заданных температурах, проводилось по методу ступенчатого нагружения в следующей последовательности.

В корпус масляной ванны устанавливался подшипник и в течение 15 мин производилась его обкатка без нагрузки при номинальной скорости вала. Затем к подшипнику скольжения с помощью узла нагружения прикладывалась ступенчато возрастающая радиальная нагрузка от 0 до нагрузки заедания. Разность между последовательными значениями (ступенями) средней удельной нагрузки на подшипник составляла 1 МПа. Продолжительность испытания на каждой ступени нагрузки определялась временем стабилизации температуры масляной пленки.

В процессе каждого опыта температура масла в ванне поддерживалась постоянной. Нагрузка заедания определялась по резкому возрастанию силы трения и температуры в зоне контакта.

Давление в гидроприводе, соответствующее удельным нагрузкам заедания p_z , рассчитывалось по формуле, предложенной Г.М. Башта [3] для расчета величины равнодействующей радиальных сил, действующих на ведомую шестерню насоса, с учетом сил реакции от вращающего момента.

Гидродинамический расчет проводился с целью определения расчетной нагрузки, которая ведет к вступлению в контакт поверхностей скольжения при определенной температуре (вязкости) масла ($p_{кр}$).

Для схемы нагружения, используемой в экспериментальной установке, прогиб вала отсутствует.

Чистота обработки поверхностей скольжения для подшипников составляет 0,63, для вала - 0,16 R_A .

На рис. 1 представлены зависимости нагрузки заедания подшипников из бронзы Бр.ОЦС 5-5-5 с освинцованной и неосвинцованной поверхностью скольжения от температуры и марки масла, т.е. от вязкости и противозадирных или смазывающих свойств масел. Кривая 1 соответствует расчетным значениям p . Согласно расчету зона, левее кривой 1, соответствует граничному, а зона правее - гидродинамическому режимам смазки подшипника.

Как следует из рисунка, широко используемый расчет параметров подшипника на основе гидродинамической теории смазки (по условию $h_{min} = h_{кр}$) может использоваться только в качестве приближенной оценки режима работы пары трения, так как позволяет определить лишь соотношение вязкости и нагрузок, соответствующее моменту начала контактирования поверхностей, а не моменту заедания, который в отличие от первого, зависит не только от вязкостно-температурной характеристик масла, но и от совокупности физико-химических свойств масел и материала подшипника.

К физико-химическим свойствам масел в первую очередь относится смазывающая способность, т.е. способность создавать на трущихся поверхностях тонкие адсорбированные слои смазки. Эффективность смазывающего действия масел против заедания или износа зависит не только от свойств легирующих его присадок, но и от физико-химических свойств трущихся поверхностей, определяющих совместно характер взаимодействия молекул смазки и трущихся поверхностей подшипника.

Тонкая поверхностная пленка масла ведет себя как многослойное кристаллическое образование высокой упругости, способное выдерживать без разрушения большие нормальные нагрузки. Модуль Юнга, например, для адсорбированных пленок обычно в 2 раза выше, чем для стали [1]. В тангенциальном направлении требуются весьма малые силы для разрушения адсорбированных

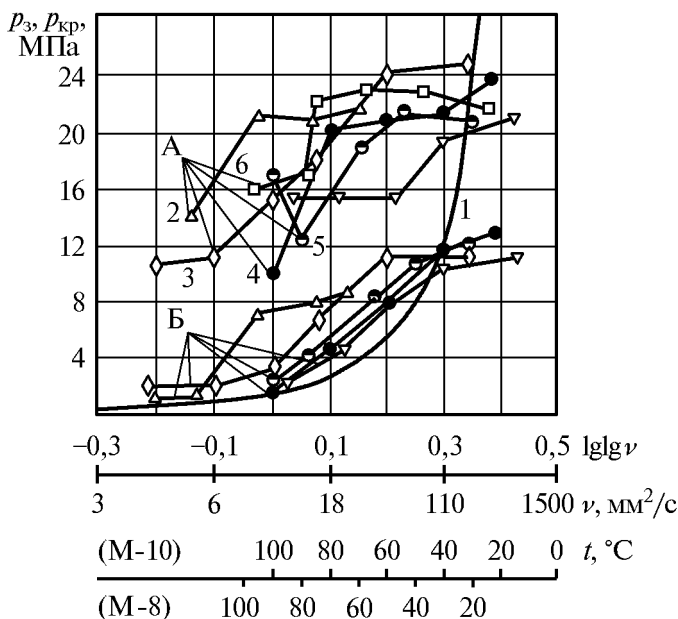


Рис. 1. Зависимость нагрузки заедания подшипника из бронзы Бр.ОЦС 5-5-5 от вязкости и марки масла. Поверхность трения: А - освинцованная, Б - неосвинцованная. Марки масла: 2 - М10Г₂; 3 - М8Г₂; 4 - М-8В₂; 5 - И-20А; 6 - И-12А

смазочных слоев. Эти свойства и обеспечивают эффективную смазку поверхностей при граничном трении.

Адсорбированный граничный слой на поверхностях трения разрушается при термических и механических воздействиях. При повышении температуры кинетическая энергия адсорбированных молекул возрастает и может превысить в отдельных зонах или на всей поверхности трения энергию их связи с поверхностью, в результате чего происходит десорбция молекул в жидкую фазу. Существует критическая температура, соответствующая температуре полной дезориентации граничного слоя масла, при которой смазка не способна защищать поверхности от непосредственного контакта. Так, например, если в диапазоне изменения температуры от 20° до 50° нагрузка заедания неосвинцованного подшипника из бронзы Бр.ОЦС 5-5-5 (втулка) и стали 18ХГТ (вал) снижается незначительно (до 10 %), то дальнейшее повышение температуры приводит практически к обратно пропорциональному снижению нагрузки заедания. Так, при повышении температуры с 50° до 80° нагрузка заедания снижается с 10-12 до 4-8 МПа, т.е. от 30 до 60 %. Критической температурой, в этом случае, выше которой дальнейшая дезориентация граничного слоя практически прекращается, является температура 100–110 °С.

Как показывают эксперименты, температурный фактор оказывает существенное влияние на изменение несущей способности подшипников скольжения. Применение масел с различной смазывающей способностью или степенью их легирования, позволяет изменить несущую способность указанных подшипников в пределах 30 %.

Существенным фактором повышения несущей способности подшипника скольжения является улучшение антифрикционных свойств материалов подшипника. Так, из результатов эксперимента следует, что использование освинцованных бронзовых втулок, например, позволяет не менее чем в 2 раза поднять нагрузку заедания при тех же температурах и маслах. При этом появляется возможность расширить и диапазон рабочих температур, повысив, в частности, для ряда масел его верхнюю границу с 50 до 80 °С.

Для освинцованного подшипника это связано с повышенной пластичностью поверхности скольжения по сравнению с неосвинцованным подшипником, а также с хорошей прирабатываемостью свинца.

В результате вступление в контакт поверхностей вала и втулки не приводит к резкому увеличению сил сопротивления и температуры масла, при которых начинается разложение граничной пленки.

Повышенные антифрикционные свойства освинцованной бронзы обусловлены и тем, что при контакте поверхностей втулки и вала подшипника, вызывающем резкое повышение температуры

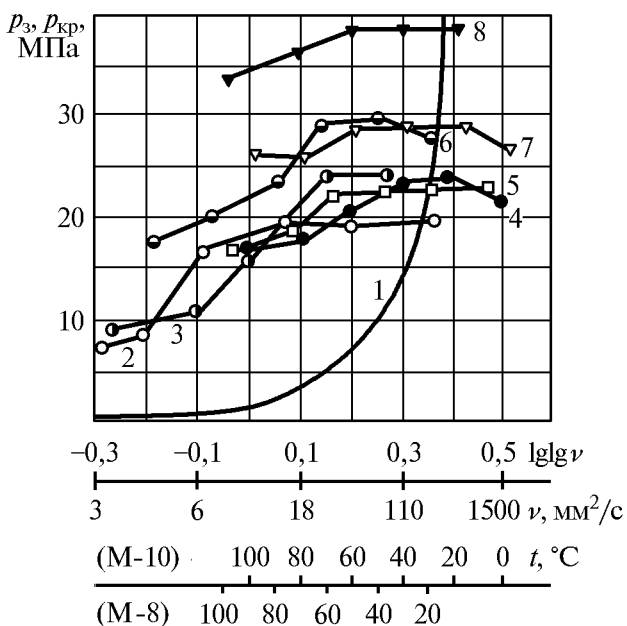


Рис. 2. Зависимость нагрузки заедания подшипника из сплава АМО-7-3 от вязкости и марки масла: 2 – И-12А; 3 – И-20А; 4 – М-8Г₂; 5 – М-10В₂; 6 – М-10Г₂; 7 – М-40ХП; 8 – М-2ИХП

в его зоне, происходит подплавление слоя свинца и его расплав становится смазкой, которая предупреждает сваривание поверхностей трения в зоне контакта. Данный принцип предупреждения сваривания поверхностей используется и при разработке подшипниковых сплавов на основе алюминия. Так, например, в сплаве АМО-7-3 используется олово, образующее слой на поверхности зерен основного металла, подплавление которого повышает нагрузки заедания подшипника.

Зависимости нагрузки заедания подшипников из сплава АМО-7-3 от температуры и марки масел представлены на рис. 2.

Применение данного сплава обеспечивает расширение с 60 до 80 °С температурного диапазона устойчивых значений нагрузки заедания подшипников при использовании большинства марок масла. Кроме того, сплав АМО-7-3 повышает и нагрузку заедания, при этом наиболее существенно на масле М-10Г₂.

Другим существенным фактором повышения несущей способности подшипников скольжения является создание для них специальных рабочих жидкостей с комплексом присадок, обладающих высокими противозадирными и противоизносными свойствами. Примером таких жидкостей является масло М-2ИХП.

Как следует из материалов испытаний, представленных на рис. 2, по своим противозадирным свойствам рабочая жидкость М-2ИХП превышает другие масла в 1,3-1,6 раза.

Исследованиями установлено, что имеется определенный уровень вязкости (около $200 \text{ мм}^2\cdot\text{с}^{-1}$), выше которого заедание вызывается нагрузками, при которых по расчету не должно происходить контакта трущихся поверхностей подшипника (точки, правее кривой 1). Это говорит, в частности, о том, что действующий метод расчета параметров подшипников скольжения на основе теории гидродинамической смазки имеет ограничения по его применению.

Одной из причин нарушения пропорциональности между несущей способностью и вязкостью может являться снижение расхода масла через зазор подшипника относительно расчетного значения (непрокачка масла) в результате возникновения пристенного скольжения, отсутствие которого принимается в качестве одного из допущений в уравнении Рейнольдса. В то же время для минеральных масел, способных образовывать на поверхностях трения граничный слой, наличие этого эффекта оказывается существенным и обусловлено более слабыми силами взаимодействия на границе раздела между граничным и гидродинамическими слоями. Поскольку снижение температуры и повышение вязкости минеральных масел, с одной стороны, стабилизирует граничный слой, а с другой, упорядочивает и гидродинамический слой, то можно считать, что и эффект пристенного скольжения будет значительнее при низких температурах.

Полученные при испытаниях значения удельных нагрузок, вызывающих заедание подшипника p_z , в зависимости от вязкости масла на входе показаны на рис. 3.

На рис. 3. видно существенное снижение величины p_z при температурах ниже минус 20°C , несмотря на увеличение вязкости смазки. Здесь же показана теоретические кривые 1 и 2 удельной нагрузки $p_{кр}$, вызывающей контакт микронеровностей вала и подшипника.

Расхождение фактических и расчетных результатов в несущей способности подшипников при низких температурах обусловлено уменьшением расхода масла через подшипник, т.е. его масляным голоданием за счет действия эффекта пристенного скольжения. Так, установлено, что при одной и той же нагрузке на подшипник и скорости вращения вала, по мере снижения температуры эпюра давления качественно меняется, превращаясь из традиционной для подшипников «одногогорбой» в «двугорбую» с резко выраженным провалом в зоне подшипника, несущей нагрузку (рис. 4). При удельной нагрузке на подшипник, близкой к p_z , гидродинамическое давление в указанной зоне равно нулю, что свидетельствует о наличии в ней граничного трения. Причиной образования второго «горба» является, возможно, интенсивный разогрев масла в зоне граничного трения и «восстановление», начиная с этого участка, условия равенства скоростей жидкости и стенки на их границе.

Провал эпюры исчезает при повышении температуры и сохранении уровня нагрузки, поэтому учитывая относительно малые давления для металлических подшипников, считать в качестве причи-

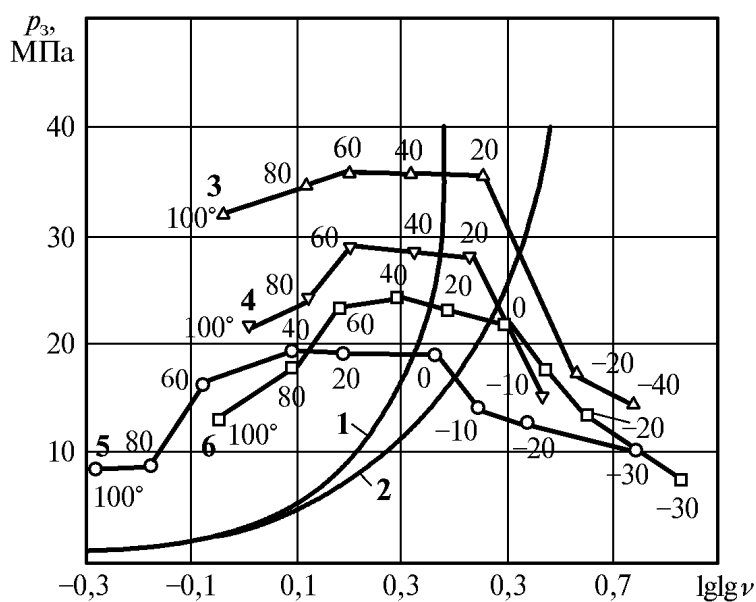


Рис. 3. Зависимость удельной нагрузки заедания и критической нагрузки подшипника от вязкости и марки масла: 1 – изотермическое и 2 – неизотермическое течение масла; 3 – М-2ИХП; 4 – М-4ИХП; 5 – М-8Г; 6 – И-12А

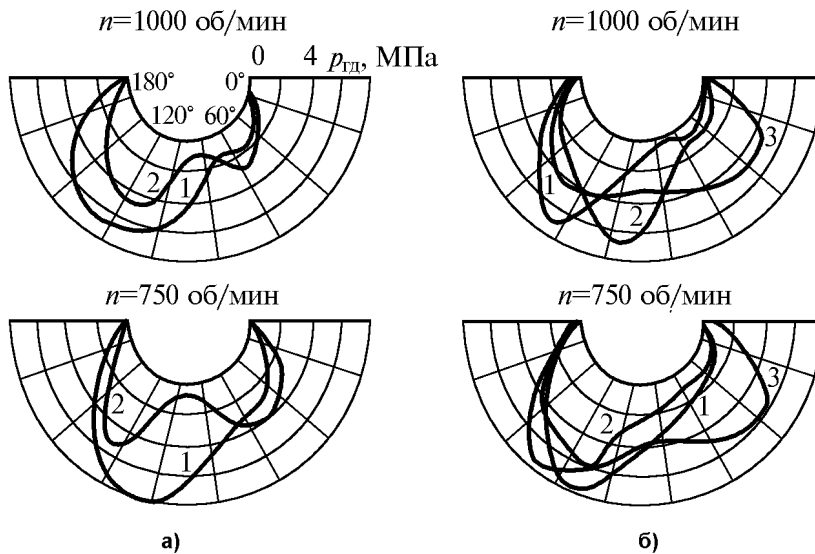


Рис. 4. Эпюры гидродинамического давления в статически нагруженном подшипнике при различной температуре масла на входе в подшипник: а – М-8Г2; б – М-2ИХП; 1 – $T = 0^\circ\text{C}$; 2 – $T = -20^\circ\text{C}$; 3 – $T = -40^\circ\text{C}$

повышения надежности подшипников насосов не всегда целесообразны.

В определенных условиях повышение надежности подшипников скольжения обеспечивается применением в них материалов нейтральных к смазывающим свойствам масел и, в частности, металлофторопластовых подшипников.

Исследование температурно-силового диапазона их применения были проведены на подшипниках половинчатого охвата из наполненного металлофторопласта марки ДИ фирмы «Глассер». Подшипники работали на цапфах шестерен насосов НШ-10 и НШ-32 на масле М-2ИХП.

Антифрикционные свойства подшипников оценивались по значениям коэффициента трения f

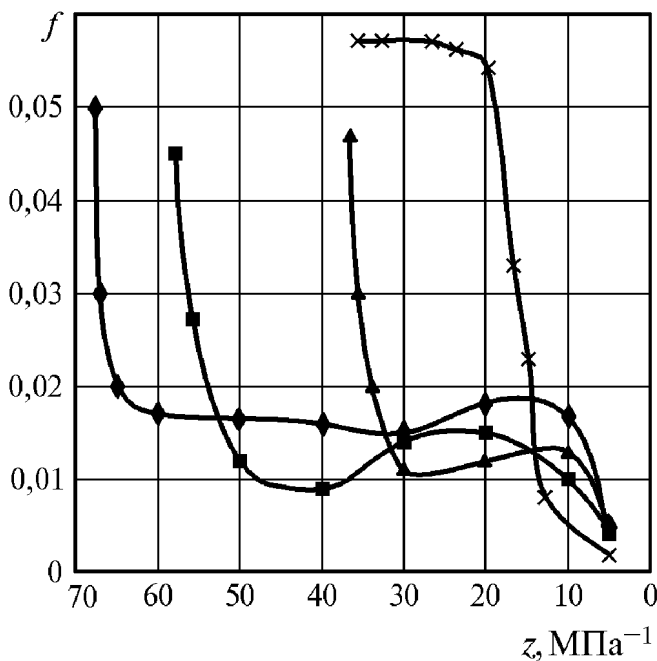


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения подшипников от материала и нагрузки: 1, 2, 3 – металлофторопласт; 1 – $dn = 1,8 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$; 2 – $dn = 3,0 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$; 3 – $dn = 4,0 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$; 4 – сплав АМО-7-7, $dn = 3,0 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$

Дальнейший рост значения f левее зоны А связан с увеличением пропорционально нагрузке площади контакта трущихся поверхностей при полужидкостном режиме смазки. Последнее определяется в основном свойствами рабочей жидкости.

ны этого явления упругие контактные деформации поверхности подшипника, видимо, не приходится.

Следовательно, повышение надежности подшипников скольжения возможно путем экспериментального обоснования температурно-силовых диапазонов применимости в них различных марок масел или значительным сокращением номенклатуры допускаемых к использованию марок масел и, как предел, применением единого специального маловязкого и высоколегированного масла.

Однако практически и экономически такие пути по-

Исследованиями установлено, что характер изменения величины коэффициента трения f в зависимости от критерия режима нагружения $Z = \frac{\mu \cdot u}{p}$ соответствует

кривой Герси-Штрибека (рис. 5). Опыты проведены при постоянных значениях μ и u . Изменение коэффициента трения отражает переход одного вида трения в другой.

Так, в диапазоне нагрузок от 0 до 6 МПа при заданных условиях работы сохраняется гидродинамический режим трения (зона А).

Некоторое различие в величине минимального значения коэффициента трения ($f = 0,003-0,005$) и в характере его изменения при переходе с гидродинамического режима трения на полужидкостный обусловлено влиянием различных материалов трущихся поверхностей на образование слоя смазки, т.е. степенью их деформации и совместности.

Для сплава АМО-7-3 зона граничного трения несколько шире и находится в пределах от 14 до 22 МПа, а переход от граничного к сухому трению резко обозначен некоторым снижением интенсивности роста f с увеличением нагрузки. Это объясняется тем, что при нагрузках около 20 МПа начинает оплавляться олово на границах алюминиевых зерен в сплаве, которое играет в этом случае роль смазки, что снижает силы трения и сдвигает в сторону более высоких нагрузок заедание подшипника ($p_3 = 28-25$ МПа). Для подшипников из металлофторопласта изменение коэффициента трения f при граничном и сухом трении характеризуется периодическим повышением и снижением его среднего значения, равного 0,015, более низкая величина которого, по сравнению с подшипниками из алюминиевого сплава, стабильность значения в широком диапазоне нагрузок и характер изменения вызваны рядом причин.

Так, более низкий модуль упругости данного пластимера по сравнению с металлами обуславливает увеличение площади фактического контакта и снижение контактных напряжений, а следовательно, и сил трения.

При дальнейшем нарушении тонкого слоя фторопласта в результате приработки или повышения нагрузки вал подшипника вступает в контакт со слоем пористой бронзы. Сила трения в этом случае возрастает, что приводит к повышению температуры в микрообъемах поверхностей трения. Ввиду более высокого, чем у металла, температурного коэффициента линейного расширения фторопласта, он увеличивает объем, выступает из пор, образованных частицами бронзы, оплавляется, течет и смазывает поверхность трения на этом участке. Происходит самовосстановление поверхностного слоя и сохранение высоких антифрикционных свойств.

При дальнейшем износе или пластической деформации подшипника, вызванных повышением нагрузки, продолжается вскрытие более плотных слоев пористой бронзы, наступает заедание, так как в этих слоях бронзы фторопласта уже недостаточно для смазки и надежного разделения трущихся поверхностей.

Исследования показывают, что с повышением скорости скольжения значения нагрузки заедания металлофторопластового подшипника пропорционально снижаются, так как в этом случае увеличивается работа трения и повышается температура, от которой в значительной степени зависят антифрикционные свойства полимеров.

Так, если при скоростном факторе $d \cdot n = 1,8 \cdot 10^4$ мм·мин⁻¹ нагрузка заедания соответствует 65 МПа, а при $d \cdot n = 3,0 \cdot 10^4$ мм·мин⁻¹ – 45 МПа, то при $d \cdot n = 4,0 \cdot 10^4$ мм·мин⁻¹ уже соответствует лишь 30 МПа.

Таким образом, проведенные исследования вновь подтверждают, что знание температурно-силовой совместимости материалов подшипников скольжения, представленной для практических целей в виде регламентированных температурно-силовых диапазонов применимости различных марок масел в конкретных насосах позволит существенно повысить показатели их надежности.

Актуальность подобных исследований сегодня связана и с тем, что рынок насосов продолжает расширяться не только за счет наполнения ряда их рабочих объемов, но за счет миниатюрных насосов, высокая энергонасыщенность которых обеспечивается высокими показателями номинального давления и номинальной частоты вращения.

Литература

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. - М.: Физматгиз, 1963.
2. Матвеевский Р.М. Исследование температурной стойкости смазочных слоев при трении// Трение и износ. - 1980. - Т. I. - № 1.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. - 2-е изд. - М.: Машиностроение, 1971.
4. Костецкий Б.И. О роли вторичных структур в формировании механизмов трения, смазочного действия и изнашивания// Трение и износ. - 1980. - Т. I. - № 4.