

УДК 621.822.1:621.43

ОСОБЕННОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ КАК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА

Болтянский О. В., к.т.н.

Стефановский А. Б., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел.: (0619) 42–04–42

Аннотация – проанализированы сходство и отличия цилиндрического подшипника скольжения по отношению к другим гидравлическим устройствам средств мобильной энергетики. Предлагается считать подшипник скольжения особым видом гидроаппарата, где расход жидкости регулируется за счет изменения режима работы механизма и насоса системы смазки. Отмечены расхождения в способах расчёта этого расхода, опубликованных в различных источниках информации. Сопоставлены способы определения числа Рейнольдса для подшипника скольжения и плоского канала, и отмечены расхождения в принятых способах расчёта определяющей скорости жидкости. Рассмотрены ограничения, налагаемые на параметры подшипника скольжения условием ламинарного движения рабочей жидкости. В частности, при диаметрах шеек коленчатых валов двигателей более 100 мм может требоваться применение более вязких моторных масел.

Ключевые слова – подшипник скольжения, рабочая жидкость, гидравлическое устройство.

Постановка проблемы. Цилиндрические подшипники скольжения (ПС) издавна применяются в технике благодаря простоте конструкции и достаточному уровню надёжности. Например, их количество в современных автотракторных двигателях превышает 10, и там эти ПС – одни из основных потребителей потока моторного масла, создаваемого в системе смазки. По данным Ярославского моторного завода (ЯМЗ), коренные и шатунные ПС быстроходного дизеля поглощают 40...80% общей подачи масла, создаваемой шестерённым насосом этой системы [1]. Отказ даже одного ПС в двигателе, как правило, требует дорогостоящего ремонта.

Стремление постичь процессы, происходящие в ПС, и улучшить показатели последних привело к появлению в конце XIX века и развитию гидродинамической теории смазки (ГдТС; Н. Петров, О. Рейнольдс и др.) [2].

Система смазки двигателя и гидросистема транспортного средства, например трактора, весьма похожи. В обеих системах применяются сходные по свойствам, а иногда даже идентичные рабочие жидкости (РЖ). Сходны и наборы используемых элементов, содержащие насос, резервуар жидкости, фильтры, клапаны, трубопроводы.

Различия этих систем можно разделить на два вида: параметрические (обусловленные количественными различиями одноимённых параметров сходных элементов) и атрибутивные (обусловленные разным назначением систем). Если система смазки двигателя служит, в основном, для снижения трения и интенсивности износа подвижно сопряжённых деталей до приемлемых уровней, то гидросистема обеспечивает привод гидродвигателей (гидроцилиндров или гидромоторов) и управление ими с помощью распределителя, аккумулятора, регулятора и т.д. Благодаря свойствам РЖ, в гидросистеме решается также задача снижения трения и интенсивности износа её элементов.

В известных руководствах по расчёту и моделированию ПС и гидросистем, на наш взгляд, не выяснены и не учтены особенности ПС как гидравлического устройства.

Анализ последних исследований. В работах [3, 4, 5, 6] ПС моделируется на базе ГдТС, а в работах [7, 8, 9, 10] также учтено влияние деформаций вала и вкладышей ПС под нагрузкой («эластогидродинамика»). В частности, предлагаются различные формулы для расчёта расхода РЖ через ПС, учитывающие вклады нагруженной и ненагруженной зон ПС, способ подвода РЖ и т.д.

В работах [11, 12, 13] предлагается выбирать величину подачи моторного масла (ММ) насосом системы смазки двигателя с помощью упрощённых статистических соотношений, учитывающих: а) изменение температуры ММ, движущегося по трубопроводам и каналам системы (5...20 К), и ту долю общего теплового потока, выделяющегося внутри цилиндров за цикл, которая отводится с помощью системы смазки (около 2% при отсутствии масляного охлаждения поршней и около 5% – при его наличии); б) величину удельной подачи, рекомендуемую в интервале 11...28 л/кВтч для карбюраторных двигателей и 28...56 л/кВтч для дизелей. Подача ММ насосом должна существенно превосходить суммарный расход масла всеми ПС двигателя, чтобы не допускать их «масляного голодания», вызывающего их перегрев и усиленный износ.

Для поршневых компрессоров, снабжённых циркуляционными системами смазки без охладителей масла, рекомендуется удельная подача масла насосом 2,5...5 мл/кДж (где 1 кДж = 1 с х 1 кВт мощности привода компрессора) [14].

В работах [15, 16, 17] рассмотрено устройство гидросистем и гидроприводов различных механизмов, а в работах [18, 19, 20] изложены основы моделирования их функционирования. Принцип действия радиального ПС ниже рассмотрен в соответствии с работами [3, 6].

Формулирование целей статьи (постановка задачи). Проанализировать сходство и отличия цилиндрического ПС по отношению к элементам гидросистемы, а также условия ламинарного движения рабочей жидкости в зазоре ПС.

Основная часть. Хотя отношение длины к диаметру шейки вала (l/d) для цилиндрических ПС невелико (может быть меньше 0,5 в поршневых двигателях), всё же, благодаря относительной малости диаметрального зазора $\Delta \approx (0,0005...0,002)d$ ПС имеет сходство с длинным плоским или щелевым трубопроводом, у которого отношение длины к эквивалентному диаметру (равному 2Δ) превышает 150...200.

В действии цилиндрического ПС с неподвижным корпусом принято выделять следующие фазы (рис. 1).

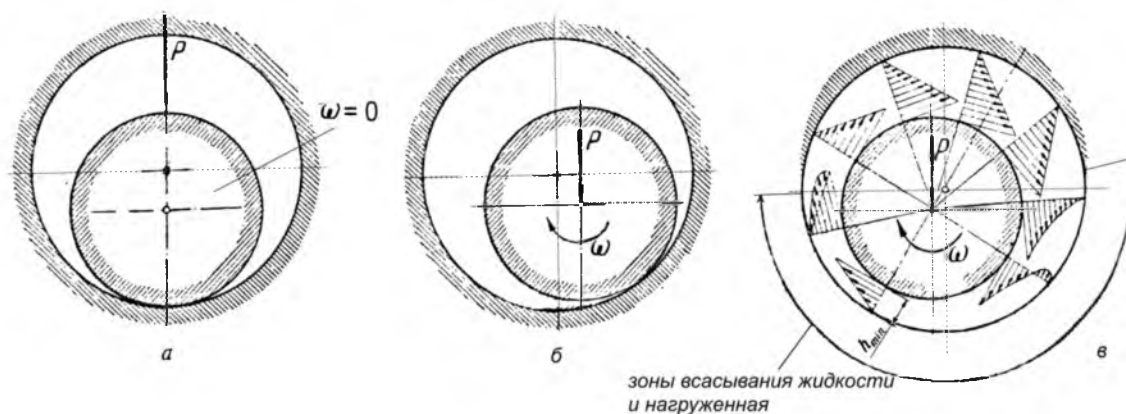


Рис. 1. Фазы функционирования радиального подшипника скольжения

1 – фаза покоящегося вала (рис. 1,а): вал покоится на нижней контактной зоне корпуса или прижат к его верхней контактной зоне. В этой фазе ПС напоминал бы упомянутый выше длинный плоский трубопровод, если бы через зазор прокачивалась РЖ. В действительности же при невращающемся вале РЖ (масло) в ПС не подаётся, так как не работает насос системы смазки; внутри ПС может лишь сохраниться остаточная масляная плёнка.

2 – фаза граничного трения (рис. 1,б): вал как бы вкатывается по вогнутой поверхности корпуса и затем буксует, заняв некоторое неустойчивое положение; в работе [23] считается, что вал смещается в противоположную сторону реакцией со стороны жидкости. Через зазор ПС прокачивается РЖ, чтобы снизить трение (достаточно большое в этом случае) и соответствующий износ деталей. Длительная работа ПС в этой фазе недопустима, так как подача РЖ по зазору не позволяет существенно уменьшить эти явления.

3 – фаза полужидкостного и жидкостного, или гидродинамического, трения (режима) – основная (рис. 1,в): при повышении угловой скорости вала он увлекает настолько много РЖ в контактную зону, что как бы всплывает на сжатой жидкости и перестаёт касаться корпуса. При этом РЖ неравномерно сжата в окрестности области минимального зазора; максимальное давление РЖ там может в несколько раз превышать среднюю удельную нагрузку ПС (отношение нагружающей силы к произведению d_l).

В то же время, вне этой окрестности давление РЖ близко к её давлению на входе в зазор ПС, и возможна даже местная кавитация жидкости [21, 22].

Если направление и величина нагрузки ПС непостоянны, что типично для валов поршневых машин (двигателей, компрессоров, насосов), то внутри корпуса вал циклически перемещается и иногда может касаться корпуса, вызывая местный повышенный износ. Считается [24, 25], что если такие касания занимают не более 20% времени цикла нагружения, то ПС работоспособен, но при этом материалы вала и вкладышей должны быть износостойкими.

В фазах 2 и 3 цилиндрический ПС аналогичен трубопроводу, внутри которого вращается эксцентрично расположенный стержень, помещённый там с очень малым средним зазором. Этим вращением искажается поперечный профиль скорости РЖ, типичный для ламинарного движения жидкости (турбулентное её движение считается нежелательным для ПС), и дополнительно предотвращается явление облитерации узкого зазора молекулами вязкой РЖ [23]. Кроме того, в фазе 3 в зазоре ПС возникает пространственное поле давления РЖ, имеющее максимум; давление РЖ спадает от этого максимума и в осевом, и в окружном направлениях.

Сопоставим особенности цилиндрического ПС в основной фазе 3 и особенности насоса. В гидросистеме и системе смазки применяются объёмные насосы, например шестерённые, где РЖ периодически вытесняется из переменного замкнутого объёма силами давления [23]. Однако для ПС такой процесс нехарактерен, так как через его зазор непрерывно течёт РЖ, часть которой нагнетается вращающимся валом в нагруженную зону, а остальная жидкость сразу

вытекает из торцов зазора. Следовательно, ПС мог бы иметь сходство не с объёмным, а с динамическим насосом, камера которого постоянно соединена со входом и выходом. Но в отличие от динамического насоса, нагруженная зона ПС хотя и генерирует поток РЖ, имеющий избыточное давление (по отношению к давлению РЖ на входе), однако этот поток вне ПС не используется для привода гидродвигателя и просто стекает в сборный резервуар, частично разбрызгиваясь и смазывая другие детали механизма.

Видимо, среди динамических насосов ПС наиболее сходен с лабиринтным или лабиринто-винтовым насосом (рис. 2) [26]. Однако в последнем поток жидкости создаётся благодаря её вихревому взаимодействию с системой перекрёстно направленных канавок на корпусе 1 и роторе или винте 2, что невозможно для ПС, гладкие сопряжённые поверхности которого тщательно обрабатываются. Кроме того, относительная величина зазора между этими деталями лабиринтного насоса имеет порядок 0,004...0,005 (без учёта канавок, глубина которых в несколько раз больше величины этого зазора), что намного больше, чем принято в ПС. Наконец, РЖ подводится в зазор ПС в его центральной части (в ненагруженной зоне) и вытекает из торцов, а не так, как в лабиринтном насосе.

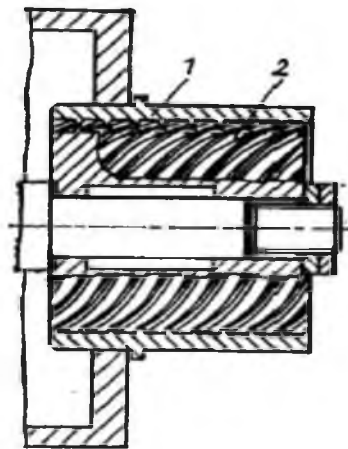


Рис. 2. Схема лабиринто-винтового насоса [26]

Сопоставим также особенности цилиндрического ПС в основной фазе 3 и особенности гидромотора. В последнем энергия давления РЖ преобразуется во вращение выходного вала посредством периодического наполнения жидкостью рабочих камер, где движутся вытесняемые тела [27]. Как видно из изложенного выше, в ПС, напротив, повышенное давление РЖ в нагруженной зоне возникает вследствие достаточно быстрого вращения вала (при умеренной вязкости жидкости), приводимого в движение внешними силами и моментами. Поэтому ПС не имеет сходства с гидромотором.

Сопоставим также цилиндрический ПС, находящийся в фазе 3, с

гидроаппаратом.

Последний может быть регулирующим, регулируемым или направляющим, а по виду запорно–регулирующего органа – клапанным, золотниковым или крановым [28]. Из принципа действия ПС следует, что он, на первый взгляд, сходен с регулирующим или регулируемым гидроаппаратом, так как расход РЖ через ПС непостоянный. Но у всех гидроаппаратов изменяется проходное сечение, тогда как сечение зазора ПС практически постоянное (если пренебречь влиянием изменений температуры деталей и РЖ на величину зазора). Поэтому ПС несходен с этими гидроаппаратами; также направление движения РЖ через ПС можно считать неизменным – от подающего канала к резервуару РЖ. Давление РЖ, поступающей в зазор ПС и покидающей его, определяется в основном скоростным режимом насоса и настройкой клапанов системы смазки, а также изношенностью ПС, но внутри зазора ПС форма поля давления РЖ зависит от скоростного и нагрузочного режимов механизма, а также от вязкости и температуры РЖ. Следовательно, ПС можно считать особым видом гидроаппарата, где расход РЖ регулируется за счет изменения режима работы механизма и насоса системы смазки.

О влиянии режимных параметров на объёмный расход РЖ через ПС $Q_{РЖ(ПС)}$ ($м^3/с$) в источниках есть разные точки зрения: а) он линейно зависит от частоты вращения вала и входного давления жидкости [29, 7, 3, 30], или б) он пропорционален частоте вращения и линейному двучлену, содержащему это давление [4, 31]:

$$Q_{РЖ(ПС)} = a_n n + a_p p_{РЖ,вх(ПС)}, \quad (1a)$$

$$Q_{РЖ(ПС)} = n(b_{0p} + b_{1p} p_{РЖ,вх(ПС)}), \quad (1б)$$

где n – частота вращения вала, 1/мин;

$p_{РЖ,вх(ПС)}$ – давление РЖ на входе в зазор ПС, МПа;

a_n , a_p в (1a) и b_{0p} , b_{1p} в (1б) – размерные коэффициенты, зависящие от размеров ПС, параметров его скоростного и нагрузочного режимов и средней динамической вязкости (СДВ) РЖ в зазоре ПС.

Наличием таких зависимостей усложняется и делается нелинейным влияние частоты вращения вала на расход РЖ $Q_{РЖ(ПС)}$. По данным ЯМЗ [1], он пропорционален n в степени, несколько меньшей 1. СДВ РЖ, в основном, зависит от средней температуры жидкости в зазоре. В свою очередь, эта температура зависит от интенсивности (полу)жидкостного трения, также зависящей от выше перечисленных факторов, а прирост температуры РЖ, протекающей через зазор ПС, обратно пропорционален расходу $Q_{РЖ(ПС)}$.

Рекомендуется допустимая температура РЖ (смазочного масла)

в зазоре ПС 90...100 °С [7]. Она ограничена сверху, с одной стороны, ускорением нежелательных химических реакций (окисление, взаимодействие с металлами ПС), а с другой – опасностью слишком сильного снижения СДВ и разрушения несущего сжатого слоя жидкости. При снижении величины $Q_{РЖ(ПС)}$ («масляное голодание») эти значения температуры РЖ, особенно на выходе из зазора ПС, могут быть превышены. В отличие от гидросистем, где часто используется давление РЖ больше 1 МПа, в системах смазки оно обычно намного меньше 1 МПа, так что возможность повышения расхода $Q_{РЖ(ПС)}$ за счёт этого давления незначительна, хотя это также затрудняло бы кавитацию РЖ в ПС [22].

Отмеченные взаимосвязи затрудняют моделирование ПС даже в упрощённой постановке, вследствие чего в литературе до сих пор встречаются рекомендации о подборе параметров ПС на основании величины произведения средней удельной нагрузки на линейную скорость поверхности вала в зазоре ПС [32]. На необоснованность такого подхода справедливо указывал ещё С.А. Чернавский [4].

По данным сотрудников британской фирмы The Glacier Metal Co. Ltd. [33], второе слагаемое линейной функции (1а), при условии подачи РЖ в ПС через круговую канавку, выполненную по центру вкладыша, пропорционально квадратичной функции относительного эксцентриситета ПС ($1+1,5\epsilon_{отн}^2$). Такой же вид имеет соответствующая функция в выражении для расчёта объёмного расхода жидкости, ламинарно текущей в очень узком (практически плоском) зазоре между двумя трубами [34]. Последняя конфигурация соответствует схеме ПС на рис. 3 при нулевой угловой скорости вала. Конструкция вкладыша ПС с центральной круговой канавкой типична для автотракторных поршневых двигателей [35].

Представляет интерес вопрос о предельных величинах средней скорости потока РЖ и её расхода, когда прекращается чисто ламинарное течение, желательное для нормальной работы ПС. В гидравлике их принято определять с помощью критического числа Рейнольдса $Re_{кр}$. Вообще, число Рейнольдса Re для канала пропорционально средней (по сечению) скорости потока жидкости и эквивалентному диаметру $d_{кан}$ канала, причём $d_{кан} = 4F_{кан}/P_{кан}$ ($F_{кан}$ и $P_{кан}$ – соответственно площадь и периметр сечения), а для плоского канала $d_{кан} = 2\Delta$ [34]. Среднюю скорость потока можно определить как отношение объёмного расхода жидкости $Q_{кан}$ к площади $F_{кан}$. Отношение $d_{кан}/F_{кан}$ равно $4/P_{кан}$, а для практически плоского канала между двумя трубами равно $4/(2\pi d)$, где d – диаметр, например, внутренней трубы (для ПС – это диаметр шейки вала). Тогда условие ламинарного течения жидкости в плоском канале имеет вид

$$Re_{(кан)} = 2Q_{кан}/(\pi d v) \leq Re_{кр(кан)} \approx 2 \cdot 10^3; \quad (2)$$

в то же время это условие для зазора ПС имеет вид [4, 7, 29]

$$\text{Re}_{(\text{ПС})} = \pi d \Delta n / (120\nu) \leq \text{Re}_{\text{кр}(\text{ПС})} = 41,3(d/\Delta)^{0,5}, \quad (3)$$

где ν – средняя кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Из (3) видно, что: а) разработчики ПС определяют число Рейнольдса через окружную скорость вала $\pi d n / 60$ ($\text{м}/\text{с}$), а не через отношение расхода РЖ $Q_{\text{РЖ}(\text{ПС})}$ по (1а) или (1б) к площади сечения зазора; б) критическое значение $\text{Re}_{\text{кр}(\text{ПС})}$ существенно зависит от относительного диаметрального зазора Δ/d и уменьшается при его увеличении [4]. Для интервала $\Delta/d = 0,0005 \dots 0,002$ это значение изменяется примерно от $1,8 \cdot 10^3$ до $0,9 \cdot 10^3$. Однако, вследствие разных определений средней скорости потока в (2) и (3), нельзя заключить, что в зазоре ПС ламинарное течение менее устойчивое, чем в плоском канале.

Чтобы учесть специфику течения РЖ в зазоре ПС при оценке уровня числа Рейнольдса с помощью неравенства (2), нужно не только определить среднюю скорость РЖ с помощью (1а) или (1б), но и умножить полученный результат на отношение чисел Рейнольдса $\text{Re}_{(\text{ПС})}/\text{Re}_{(\text{кан})}$ (для конкретности использована функция (1а)):

$$\frac{\text{Re}_{(\text{ПС})}}{\text{Re}_{(\text{кан})}} = \frac{\pi^2 d^2 \Delta n}{240(a_n n + a_p \rho_{\text{РЖ, вх}(\text{ПС})})}. \quad (4)$$

Исследуем возможные пределы изменения этого отношения, рассмотрев два набора параметров ПС, соответствующих малоразмерному быстроходному и крупноразмерному более тихоходному механизмам:

а) $d = 0,05$ м; $\Delta = 0,05 \cdot 0,0005 = 2,5 \cdot 10^{-5}$ м; $n = 10^4$ 1/мин;
 $Q_{\text{РЖ}(\text{ПС})} = 10^{-5}$ $\text{м}^3/\text{с}$ и

б) $d = 0,20$ м; $\Delta = 0,20 \cdot 0,0015 = 3 \cdot 10^{-4}$ м; $n = 10^3$ 1/мин;
 $Q_{\text{РЖ}(\text{ПС})} = 10^{-3}$ $\text{м}^3/\text{с}$.

Для случая «а» $\text{Re}_{(\text{ПС})}/\text{Re}_{(\text{кан})} \approx 2,6$; для случая «б» $\text{Re}_{(\text{ПС})}/\text{Re}_{(\text{кан})} \approx 0,49$. В случае «а» использование неравенства (2) вместо (3) приведёт к преувеличению числа Рейнольдса и возможности ложного предположения о нарушении ламинарного течения РЖ в зазоре ПС, если неравенство (2) не будет выполнено, а неравенство (3) – будет. В случае же «б», наоборот, число Рейнольдса по (2) будет преуменьшено, и возможно неправомерное предположение о наличии запаса по Re , если неравенство (2) будет выполнено, а неравенство (3) – не будет.

Как видно из (4), превышению $\text{Re}_{(\text{ПС})}$ над $\text{Re}_{(\text{кан})}$ способствуют увеличение размеров ПС и, возможно, частоты вращения вала, а также снижение давления РЖ на входе в ПС. Хотя кинематическая вязкость РЖ на отношение (4) не влияет, всё же расход $Q_{\text{РЖ}(\text{ПС})}$ в знаменателе может зависеть от СДВ.

Условие (3) ламинарного течения РЖ в зазоре ПС можно преобразовать, используя приведённую в литературе [7, 29] степенную зависимость рекомендуемого (по данным работы [31] – среднего для посадки) относительного диаметального зазора $\psi = \Delta/d$ от окружной скорости вала (м/с): $\psi = 0,0008(\pi dn/60)^{0,25}$. Отсюда эта скорость равна $\pi dn/60 = (\psi/0,0008)^4 \approx 2,44 \cdot 10^{12} \psi^4$, то есть частота вращения вала пропорциональна ψ^4 . С учётом этого, неравенство (3) преобразуется к виду

$$\left(\frac{\psi}{0,0008} \right)^4 \frac{\Delta \cdot d}{2v \cdot d} \leq \frac{41,3}{\psi^{0,5}}; \quad \psi^{5,5} d / v \leq 33,8 \cdot 10^{-12}, \quad (5)$$

где единицы измерения $[d] = \text{м}$, $[v] = \text{м}^2/\text{с}$, $[0,0008] = (\text{с}/\text{м})^{0,25}$.

Из (5) можно найти предельные значения каждого из трёх входящих параметров (относительного диаметального зазора ПС, диаметра вала и средней кинематической вязкости РЖ), а также отношения d/v . Видно, что величина v ограничена снизу, а величины d и ψ – сверху; при этом ψ изменяется в довольно узких пределах, а диаметр вала определяется конструкцией механизма. В то же время кинематическая вязкость РЖ v существенно зависит от рабочей температуры жидкости в зазоре ПС.

Выразим из (5) минимальное значение средней кинематической вязкости РЖ $v_{\min(\text{лам})}$ ($\text{м}^2/\text{с}$), при котором ещё сохраняется ламинарное течение жидкости в зазоре ПС:

$$v_{\min(\text{лам})} \approx 3 \cdot 10^{10} d \psi^{5,5}. \quad (6)$$

Найдём $v_{\min(\text{лам})}$ для двух случаев применения ПС в механизмах: а) $d = 0,05$ м; $\psi = 0,002$ и б) $d = 0,20$ м; $\psi = 0,0005$. Получим из (6), соответственно: а) $v_{\min(\text{лам})} \approx 2,2 \cdot 10^{-6}$; б) $v_{\min(\text{лам})} \approx 4,2 \cdot 10^{-9}$ $\text{м}^2/\text{с}$. Эти значения намного меньше реальных; лишь для воды кинематическая вязкость меньше $2 \cdot 10^{-6}$ $\text{м}^2/\text{с}$ при температуре 0 °С [36]. Поэтому кинематическая вязкость РЖ может лимитировать существование ламинарного течения жидкости в зазоре ПС только при одновременно повышенных значениях параметров d и ψ .

Максимальное значение относительного диаметального зазора $\psi_{\max(\text{лам})}$, при котором ещё сохраняется ламинарное течение жидкости в зазоре ПС:

$$\psi_{\max(\text{лам})} = (33,8 \cdot 10^{-12} v / d)^{1/5,5} \approx 0,0125(v / d)^{0,18}. \quad (7)$$

Например, при использовании моторного масла с классом вязкости 10 и рабочей температуре 100 °С $v \approx 10$ $\text{мм}^2/\text{с} = 10^{-5}$ $\text{м}^2/\text{с}$. Тогда для двух рассмотренных случаев ($d = 0,05$ и $0,20$ м) $\psi_{\max(\text{лам})}$ равен примерно 0,0027 и 0,0021, что несколько больше верхнего практического предела ψ . Значит, для валов с увеличенными размерами и при небольшой кинематической вязкости РЖ этот предел нельзя переходить, особенно учитывая ширину принятого поля

допуска на диаметральный зазор.

Максимальное значение диаметра вала $d_{\max(\text{лам})}$, при котором ещё сохраняется ламинарное течение жидкости в зазоре ПС:

$$d_{\max(\text{лам})} = 33,8 * 10^{-12} \nu \psi^{-5,5}. \quad (8)$$

При использовании масла с $\nu = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ и верхнего практического предела $\psi_{\text{пред,макс}} \approx 0,002$, $d_{\max(\text{лам})} \approx 0,236 \text{ м}$. В поршневых автотракторных двигателях диаметры шеек коленчатых валов редко превышают 100 мм [35], поэтому ламинарное течение моторного масла в ПС не нарушается. В более крупногабаритных двигателях необходимо применять и более вязкие масла, чтобы ламинарный режим в ПС не нарушался.

Наконец, указанную выше зависимость ψ от окружной скорости вала можно подставить в (7) и определить максимальную частоту вращения вала $n_{\max(\text{лам})}$ (1/мин), при которой ещё сохраняется ламинарное течение жидкости в зазоре ПС:

$$0,0008(\pi d n_{\max(\text{лам})}/60)^{0,25} \approx 0,0125(\nu/d)^{0,18};$$

$$n_{\max(\text{лам})} \approx 1,14 * 10^6 \nu^{0,72} d^{-1,72} \quad (9)$$

Для $\nu = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ и $d = 0,05$ и $0,20 \text{ м}$ получится $n_{\max(\text{лам})} \approx 286 d^{-1,72}$ и, соответственно, значения около $4,9 * 10^4$ и $4,6 * 10^3$ 1/мин, которые на порядок выше реально достижимых частот вращения коленчатых валов двигателей. При перегреве же, если средняя кинематическая вязкость масла снизится, например, до $4 * 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, для тех же значений диаметра вала получится $n_{\max(\text{лам})} \approx 148 d^{-1,72}$, то есть эта частота вращения снизится примерно вдвое, но всё равно будет весьма большой.

Выводы.

1. Цилиндрический ПС имеет небольшую степень сходства с динамическим насосом (например, лабиринтным) и может считаться особым видом гидроаппарата.

2. Несмотря на качественное сходство данного ПС и плоского длинного трубопровода, для них по-разному оценивается устойчивость ламинарного течения жидкости. Отношение соответствующих чисел Рейнольдса зависит от размеров ПС, параметров режима работы ПС и давления подаваемой в ПС жидкости.

3. При использовании практически реализуемых параметров (размеров ПС, вала и средней кинематической вязкости РЖ), в ПС автотракторных двигателей не нарушается ламинарное движение моторных масел.

Литература:

1. Чернышев Г. Д. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КрАЗ / Г. Д. Чернышев. – М.: Машиностроение, 1974. – 288 с.
2. Современная трибология: итоги и перспективы / Э. Д. Браун

[и др.]; отв. ред. К. В. Фролов. – М., 2008. – 480 с.

3. Орлов П. И. Конструкция и расчет деталей авиационных двигателей / П. И. Орлов. – М.: Оборонгиз, 1940. – Ч. 1. – 668 с.

4. Чернавский С. А. Подшипники скольжения / С. А. Чернавский. – М.: Машиностроение, 1963. – 244 с.

5. Справочник машиностроителя: в 6-ти т. Т. 4 / Гл. ред. Н. С. Ачеркан. – М.: Машгиз, 1956. – 852 с.

6. Мышкин Н. К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец. – М.: Физматлит, 2007. – 368 с.

7. Справочник по триботехнике: в 3-х т. Т. 2. Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.

8. Александров В. М. Введение в механику контактных взаимодействий / В. М. Александров, М. И. Чебаков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Ростов-на-Дону: ООО «ЦВВР», 2007. – 114 с.

9. Czichos, H., & Habig, K.-H. (Eds.). (2015). *Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg.

10. Коднир Д. С. Эластогидродинамический расчет деталей машин / Д. С. Коднир. – М.: Машиностроение, 1988. – 160 с.

11. Вихерт М. М. Конструирование и расчет автотракторных двигателей / М. М. Вихерт. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.

12. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – М.: Колос, 1984. – 336 с.

13. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1971. – 344 с.

14. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструирование и основы проектирования / М. И. Френкель. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1969. – 744 с.

15. Лагерев А. В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А. В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.

16. Лепешкин А. В. Гидравлические и пневматические системы / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин; под ред. Ю. А. Беленкова. – 9-е изд., стер. – М.: Академия, 2015. – 332 с.

17. Гидравлические и пневматические системы / А. Г. Схиртладзе [и др.]; под ред. Ю. М. Соломенцева. – М.: Высшая школа, 2006. – 536 с.

18. Кулагин А. В. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / под ред. В. Н. Прокофьева. – М.: Высшая школа, 1968. – 400 с.

19. Гликман Б. Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях / Б. Ф. Гликман. – М.: Машиностроение, 1979. – 256 с.

20. Квашнин А. И. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Статический расчет и расчет переходных процессов в гидромеханической системе / А. И. Квашнин. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2007. – 28 с.

21. Стельмах О. У. Фізико-технологічні засади управління динамічними процесами в змащувальних шарах для підвищення працездатності трибосистем : дис. ... д.т.н. / О. У. Стельмах; Нац. авіац. ун-т. – К., 2015. – 440 с.

22. Stachowiak, G. W., & Batchelor, A. W. (2014). *Engineering tribology*. Amsterdam: Elsevier.

23. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Ч.1. Основы механики жидкости и газа / А.А. Шейпак; МГИУ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М., 2003. – 192 с.

24. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов; под ред. Н. Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.

25. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.

26. Папченко А. А. Спеціальні гідромашини / А. А. Папченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський держ. ун-т, 2015. – 220 с.

27. Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования / В. В. Буренин [и др.]. – М.: МАДИ, 2017. – 217 с.

28. Волошина А. А. Гідравлічні системи сільськогосподарської техніки / А. А. Волошина, І. А. Панченко; ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – 42 с.

29. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т.IV-1 / Д. Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.

30. Steinhilper, W., Sauer, B. (Hrsg.). (2006). *Konstruktions elementedes Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

31. Воскресенский В. А. Проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.

32. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2 / под ред. И. Н. Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 912 с.

33. Martin, F.A., Lee, C.S. (1982). *Feed-pressure flow in plain journal bearings*. *ASLE Transactions*, 26 (3).

34. Справочник машиностроителя: в 6-ти т. Т. 2 / Гл. ред. Н. С. Ачеркан. – М.: Машгиз, 1956. – 560 с.

35. Гугин А. М. Быстроходные поршневые двигатели: справочник / А. М. Гугин. – Л.: Машиностроение, 1967. – 260 с.

ОСОБЛИВОСТІ ЦИЛІНДРИЧНОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ ЯК ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИСТРОЮ

Болтянський О. В., Стефановський О. Б.

Анотація – проаналізовано подібність і відмінності циліндричного підшипника ковзання по відношенню до інших гідравлічних пристроїв засобів мобільної енергетики. Пропонується вважати підшипник ковзання особливим видом гідроапарата, де витрата рідини регулюється за рахунок зміни режиму роботи механізму і насоса системи змащення. Відзначено розбіжності в способах розрахунку цієї витрати, опублікованих в різних джерелах інформації. Зіставлені способи визначення числа Рейнольдса, прийняті для підшипника ковзання та плоского каналу. Розглянуто обмеження, що накладаються на параметри підшипника ковзання умовою ламінарного руху робочої рідини. Зокрема, при діаметрах шийок колінчастих валів двигунів понад 100 мм може вимагатися застосування більш в'язких моторних масел.

FEATURES OF THE CYLINDRICAL JOURNAL BEARING AS A HYDRAULIC DEVICE

O. Boltyanskyi, A. Stefanovskyi

Summary

Similarities and differences of the cylindrical journal bearing in relation to other hydraulic devices of mobile energy means are analyzed. It is proposed to consider the bearing as a special type of hydraulic apparatus, where the fluid flow is regulated by changing the operating mode of the mechanism and the lubrication pump. There are differences in the methods of calculating the flow rate published in various sources of information. The ways of determining the Reynolds number adopted for the journal bearing and the flat duct are compared. Possible values of the ratio of the corresponding Reynolds numbers are estimated for typical application conditions. The limitations imposed on the parameters of the journal bearing by the condition of the laminar motion of the working fluid are considered. In particular, the use of more viscous motor oils can be required when the engine crankshaft diameter exceeds 100 mm.