

ОБЗОР РЕОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ МОТОРНЫХ МАСЕЛ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ РАСЧЁТАХ ДИНАМИКИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

И.Г. Леванов

THE REVIEW RHEOLOGICAL MODELS OF THE ENGINE OILS USED AT CALCULATIONS OF DYNAMICS OF JOURNAL BEARINGS OF A CRANKSHAFT

I.G. Levanov

Рассмотрены наиболее известные реологические модели моторных масел, используемые при расчётах динамики подшипников скольжения коленчатого вала. Наибольшее распространение получили модели, учитывающие нелинейное поведение вязкости. Выполнен обзор некоторых методик расчёта подшипников скольжения, учитывающих неньютоновское поведение смазочного материала.

Ключевые слова: реологические модели, неньютоновские свойства масел, степенной закон, вязкоупругая жидкость, микрополярная жидкость, суспензия

The most known rheological models of engine oils used at calculations of dynamics of journal bearings of a crankshaft are considered. The greatest distribution was received with the models considering nonlinear behaviour of viscosity. The review of some design procedures of journal bearings considering non-Newtonian behaviour of a lubricant is executed.

Keywords: rheological models, non-Newtonian properties of oils, power law, visco elastic fluid, micropolar fluid, suspension.

Введение. Одним из допущений классической гидродинамической теории смазки, как теоретического фундамента для расчёта динамики сложнонагруженных трибосопряжений тепловых двигателей, является предположение о том, что смазочный материал подчиняется реологическому закону Ньютона-Стокса [1]:

$$\tau = \mu \cdot \dot{\gamma} . \quad (1)$$

Здесь τ - напряжение сдвига; μ - динамическая вязкость смазки, являющаяся функцией температуры и давления смазочного слоя; $\dot{\gamma}$ - скорость сдвига.

Долгое время расчёт трибосопряжений с учётом линейной зависимости между касательными напряжениями и градиентом скорости сдвига был оправдан. Ньютоновская реологическая модель смазочного материала (1) положена в основу многих инженерных методик расчёта подшипников скольжения [2, 3].

Однако, известно, что реологическое поведение реальных моторных масел является сложным и может отклоняться от закона (1), оказывая влияние на характеристики подшипников скольжения тепловых двигателей. Наиболее известными отклонениями, называемыми в литературе неньютоновскими свойствами, являются: зависимость вязкости от скорости сдвига, от величины зазора; влияние на вязкость структурных неоднородностей; релаксация касательных и появление нормальных напряжений в смазочном слое (вязкоупругость).

Исследованию влияния неньютоновских свойств масел на характеристики подшипников скольжения посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ [5-25]. Очевидно, что пренебрежение этими свойствами при расчётах подшипников коленчатого вала может привести к неправильной оценке их работоспособности. Несмотря на это, методики учёта неньютоновских свойств моторных масел пока не получили широкого распространения в отечественной практике проектирования подшипников скольжения коленчатых валов. Это обусловлено, во-первых, недостаточным объёмом информации о реологическом поведении современных мо-

торных масел в подшипнике скольжения; во-вторых, отсутствием методики, позволяющей оценивать одновременное влияние различных неньютоновских свойств моторных масел на динамику подшипников скольжения коленчатого вала.

В связи с этим, главная цель данной статьи - выполнить обзор известных реологических моделей моторных масел, используемых при расчётах динамики подшипников коленчатого вала, и тем самым показать различные подходы к учёту неньютоновских свойств моторных масел.

Реологические модели моторных масел. Основным уравнением гидродинамической теории смазки, основанной в 1883 г. русским учёным и инженером Н.Н. Петровым, и получившей развитие в трудах Зоммерфельда, Рейнольдса, Жуковского и других учёных, является уравнение для определения поля гидродинамических давлений в смазочном слое, больше известное как обобщённое уравнение Рейнольдса. Поскольку оно выведено в предположении о ньютоновском поведении смазки, то все известные методики расчёта подшипников скольжения, учитывающие её неньютоновские свойства, основаны на модификации обобщённого уравнения Рейнольдса путём применения различных реологических моделей поведения смазки.

Наиболее известные реологические модели моторных масел можно представить в виде следующей схемы (рис. 1).



Рис. 1. Модели поведения моторных масел

Масла с полимерными загустителями. Изначально проблема неньютоновского поведения моторных масел связана с добавлением в них полимерных загущающих присадок (полиметакрилат, полиизобутилен и др.), предназначенных для увеличения индекса вязкости, получения более пологой вязкостно-температурной характеристики (всесезонные масла). Способность растворов полимеров изменять структуру при деформации приводит к тому, что динамическая вязкость масла становится функцией не только температуры и давления, но и скорости сдвига; происходит обратимое снижение вязкости масла при увеличении скорости сдвига. В отечественной литературе это явление получило название «аномалия вязкости», «временное снижение вязкости», в зарубежной - «shear-thinning» (разжижение при сдвиге) и может проявляться при скоростях сдвига от $10^2 - 10^6 \text{ с}^{-1}$. В двигателях внутреннего сгорания такие скорости развиваются в масляных магистралях, цилиндро-поршневой группе, подшипниках скольжения коленчатого вала при запуске и работе на высоких оборотах. По данным работы [4] в зависимости от типа полимера при температуре $98,9 \text{ }^\circ\text{C}$ и изменении скорости сдвига с $0,51 \cdot 10^5$ до $3,44 \cdot 10^5 \text{ с}^{-1}$ временное снижение вязкости составляет от 2 до 36 % к исходному значению.

Практический интерес к этому явлению обусловлен тем, что способность масла временно снижать вязкость при сдвиге позволяет снизить потери мощности на трение в ДВС, следовательно-

но, и расход топлива (по разным оценкам на 2-5 %). Лучшая подвижность загущенного масла обеспечивает более быстрое его поступление к трибосопряжениям двигателя, что способствует снижению пускового износа.

Существует большое количество реологических моделей, учитывающих зависимость вязкости от скорости сдвига. Наиболее известной является степенной закон Оствальда-Вейла [1]:

$$\tau = k\dot{\gamma}^n, \quad (2)$$

где k - мера консистенции жидкости; n - показатель, характеризующий степень неньютоновского поведения.

В этом случае вязкость принято называть «кажущейся»:

$$\mu^* = k\dot{\gamma}^{n-1}.$$

Степенную зависимость использовали в своих работах Б. Виллиамсон и др. [5-10].

И.К. День и Х.Г. Элрод [6] построили общую теорию для псевдопластичных неньютоновских жидкостей с постоянными свойствами, для которых вязкость является функцией второго инварианта тензора скоростей деформаций и определяется степенным законом. На основе этой теории было выведено обобщённое уравнение Рейнольдса и проведен анализ плоского и цилиндрического подшипника конечной ширины. Анализ результатов этой работы свидетельствует о том, что по мере проявления смазкой псевдопластичных свойств (уменьшение вязкости смазки при сдвиге) происходит снижение минимальной толщины смазочного слоя при заданном числе Зоммерфельда.

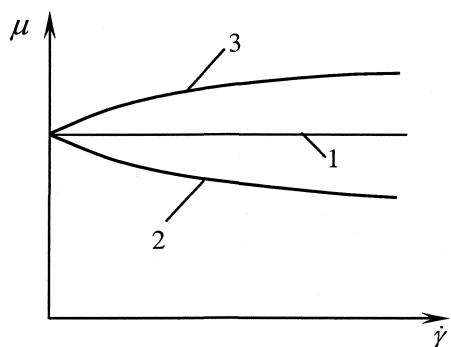


Рис. 2. Характер изменения вязкости от градиента скорости сдвига по степенной модели: 1 – при $n = 1$; 2 – при $n < 1$; 3 – при $n > 1$

Характер изменения вязкости по степенному закону представлен на рис. 2. Основным преимуществом этой модели является простая математическая форма, позволяющая легко выполнять преобразования. Кроме того, с помощью степенной зависимости можно описывать три различных модели поведения моторного масла. Прямая 1 соответствует поведению минеральных масел без вязкостных присадок (ньютоновская модель); кривая 2 - поведению всесезонных моторных масел, загущенных вязкостными присадками; кривая 3 - поведению суспензий, т. е. в случае наличия в моторном масле мелкодисперсной твёрдой фазы.

Основным же недостатком закона (3) является ограниченный диапазон скоростей сдвига, в котором эта модель адекватно описывает поведение масла. В связи с

этим все модификации степенного закона применимы только для конкретных смазок и в тех диапазонах скоростей деформаций, для которых они были выведены.

Модифицированную форму уравнения Рейнольдса для псевдопластичной неньютоновской жидкости с учётом корреляции между градиентами скоростей в окружном и осевом направлениях представили Г. Раялингхам, Б.С. Прабху и В.А. Рао в работе [7]. Авторы применили полученное уравнение к радиальному подшипнику конечной длины и определили стационарные рабочие характеристики. В качестве реологического уравнения состояния смазки использовали модель С. Вада и Х. Хайаши [8]:

$$\bar{\tau} + \bar{\alpha}\bar{\tau}^3 = \bar{\mu}\bar{\dot{\gamma}}, \quad (4)$$

где $\bar{\alpha}$ - фактор нелинейности.

В частности, было установлено, что при заданном относительном эксцентриситете подшипника псевдопластичность смазки вызывает уменьшение силы трения, числа Зоммерфельда, расхода смазки и величины максимального гидродинамического давления, а также увеличение угла ориентации нагрузки. Наряду с этим, при заданном числе Зоммерфельда уменьшение вязкости смазки при сдвиге вызывает снижение толщины смазочного слоя и силы трения, а также увеличение расхода смазки и величины максимального гидродинамического давления.

Используя реологическую модель (4) при исследовании характеристик гибридного подшипника с неньютоновской смазкой, Х. Гарг, В. Кумар, Х. Шарда [9] показали, что увеличение значения фактора нелинейности приводит к снижению максимального гидродинамического давления и минимальной толщины смазочного слоя в гибридном подшипнике.

Как показано в работе [10], наилучшую связь с экспериментальными данными обеспечивает уравнение Кросса:

$$\mu^* = \mu_\infty + \frac{\mu_0 - \mu_\infty}{1 + \frac{\dot{\gamma}}{\dot{\gamma}_c}}, \quad (5)$$

где μ^* - вязкость, при скорости сдвига $\dot{\gamma}$; μ_0 - вязкость при «нулевой» скорости сдвига; μ_∞ - вязкость при бесконечно большой скорости сдвига; $\dot{\gamma}_c$ - промежуточная скорость сдвига между значениями для μ_0 и μ_∞ .

Ли и др. [И] для описания нелинейного поведения вязкости смазки также использовали зависимость (5). Исследования влияния свойств двух условных марок моторных масел на динамику подшипников скольжения показали, что при низких скоростях вращения вала снижение минимальной толщины смазочного слоя вследствие повышения температуры и сдвига является одинаковым. Исследователи установили, что для первого из масел при высоких скоростях вращения вала снижение минимальной толщины смазочного слоя вследствие повышения температуры выше чем вследствие сдвига, однако для второго масла - эффект обратный.

Б.А. Гезим [12] предложил зависимость вязкости от второго инварианта скорости сдвига, принципиальный характер которой аналогичен уравнению Кросса,

$$\mu^*(I_2) = \mu_1 \frac{K_c + \mu_2 \sqrt{I_2}}{K_c + \mu_1 \sqrt{I_2}}. \quad (6)$$

Здесь μ_1 и μ_2 - первая и вторая ньютоновские вязкости; K_c - параметр, характеризующий сдвиговую стабильность смазки: чем выше K_c , тем выше стабильность по отношению к сдвигу; I_2 - второй инвариант скоростей сдвига. Вязкости μ_1 , μ_2 и параметр K_c являются функциями температуры.

При низкой скорости сдвига до 10^3 c^{-1} , когда структура полимера не нарушена, вязкость имеет наибольшее значение μ_1 (первая ньютоновская вязкость, начальная). При дальнейшем увеличении скорости сдвига происходит разрушение структуры полимеров и вязкость стремится к наименьшему значению - второй ньютоновской вязкости μ_2 (рис. 3).

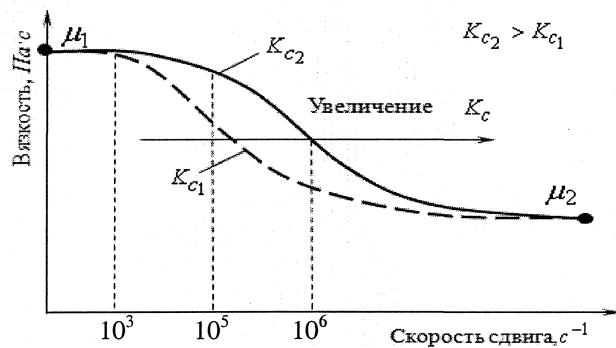


Рис. 3. Принципиальный характер зависимости вязкости загущенных масел (5), (6) от скорости сдвига

характеристики подшипников скольжения, смазываемых загущенными маслами. Для двух образцов масел при типичных рабочих условиях, модель неньютоновской вязкости показала вплоть до 40 % снижения нагрузочной способности и потерь на трение вследствие снижения вязкости при сдвиге.

Модель (6) использовал в своих работах Р.С. Паранжип и др. [13].

Р.С. Паранжип [13] представил обобщённое уравнение Рейнольдса для неньютоновской жидкости, которое решил с использованием алгоритма кавитации Элрода (алгоритма сохранения массы). С помощью разработанной методики Р.С. Паранжип проанализировал работу статически и динамически нагруженных подшипников автомобильного двигателя. Результаты анализа ста-

тически нагруженного коренного подшипника, работающего на неньютоновском масле, показали, что минимальная толщина смазочного слоя уменьшается на 22 %, давление и расход увеличиваются на 9 и 22 %, соответственно. Р.С. Паранжип указал, что снижение потерь мощности на трение составляет 29 %, при этом уменьшается протяжённость области кавитации.

Обобщая результаты динамического анализа коренных и шатунных подшипников, Р.С. Паранжип подчеркнул, что снижение вязкости при сдвиге значительно сказывается на их работе. Различия при работе на ньютоновском и неньютоновском масле в большей степени относятся к минимальной толщине смазочного слоя, расходу и максимальному гидродинамическому давлению.

Кроме нелинейного поведения вязкости загущенные полимерными присадками масла обладают вязкоупругими свойствами, т.е. наряду с вязким течением способны проявлять упругое восстановление формы.

Вязкоупругие свойства загущенных моторных масел чаще всего описываются моделью Максвелла, в соответствии с которой жидкость одновременно с вязкостью характеризуется временем релаксации λ , которое имеет порядок 10^{-4} - 10^{-6} с и является свойством вещества. Модель вязкоупругой неньютоновской жидкости Максвелла имеет вид [13]:

$$\tau + \lambda \frac{\partial \tau}{\partial t} = \mu \frac{\partial V}{\partial y}.$$

Здесь τ - напряжение сдвига; $\frac{\partial V}{\partial y}$ - скорость сдвига; λ - время релаксации, характеризующее запаздывание изменений касательных напряжений относительно изменений скоростей сдвига; $\mu(T, p, I_2)$ - динамическая вязкость, являющаяся в общем случае функцией температуры смазочного слоя $T(x, y, z)$, давления $p(\varphi, z)$ и второго инварианта скоростей сдвига I_2 .

Виллиамсон и др. [5] показали влияние вязкоупругих свойств масел на характеристики подшипников скольжения. В частности, они установили, что нагрузочная способность подшипника при смазке вязкоупругими маслами выше, чем при смазке чисто вязкой жидкостью (минеральным маслом).

Реологическую модель вязкоупругой жидкости Максвелла (7) использовали в своих работах Р.С. Паранжип, В.Н. Прокопьев, А. Харной [13, 14].

Р.С. Паранжип [13] показал качественное влияние эффекта релаксации напряжений на примере динамически нагруженного коренного подшипника коленчатого вала. Для времени релаксации порядка $\lambda = 10^{-4}$ с эффект незначителен. Увеличение λ приводит к сдвигу зависимостей нагрузки и минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала относительно значений определённых при нулевом времени релаксации.

А. Харной [14] обобщил гидродинамическую теорию смазки на вязкоупругие жидкости. Установил, что несущая способность вязкоупругой плёнки выше, чем ньютоновской, а момент трения при этом остаётся постоянным.

Некоторые теоретические работы [15] указывают на снижение несущей способности вязкоупругой жидкости по сравнению с ньютоновской, а также на то, что нормальные напряжения при установившихся сдвиговых течениях пренебрежимо малы и не могут оказывать существенного влияния на несущую способность подшипников скольжения.

Д.А. Тичи и В.О. Уинер [16] провели экспериментальное исследование с рядом жидкостей, среди которых были растворы полимера (полиалкилметакрилата) в минеральном масле, с аналогичными загущенным маслам свойствам. При сдавливании плёнки с большим содержанием полимерной добавки (до 3 %) было обнаружено снижение несущей способности до 21 %.

С экспериментальными данными Д.А. Тичи и В.О. Уинера согласуются результаты теоретического исследования А. Харной [17], где он указывает на снижение несущей способности сдавливаемой плёнки вязкоупругой жидкости при постоянной скорости сближения дисков. Однако, при внешнем периодическом возбуждении упругость плёнки приводит к увеличению зазора, что позволяет говорить о снижении износа при использовании вязкоупругих смазок.

Структурно-неоднородные масла. Для улучшения противоизносных, противозадирных, а также энергосберегающих свойств, для снижения трения и износа в условиях полужидкостного и граничного режимов смазки в современные масла вводят так называемые модификаторы трения,

например, частицы ди-, трисульфида молибдена ($\text{MoS}_2, \text{MoS}_3$). В этом случае масло представляет из себя двухфазную среду «жидкость - твёрдое тело», реологическое поведение которой также не подчиняется закону (1). Иными словами, масло представляет из себя суспензию.

Кроме того, в процессе эксплуатации ДВС в масло поступают загрязняющие частицы. Несмотря на наличие в смазочной системе фильтрующих элементов в подшипники поступает не идеально чистая смазка. Содержащиеся в масле диспергирующие присадки удерживают частицы во взвешенном состоянии. И в этом случае смазка представляет из себя суспензию. Наличие твёрдых частиц в ньютоновском масле может стать причиной неньютоновского поведения.

Наиболее известной моделью для эквивалентной вязкости суспензий является формула Энштейна [18], показывающая зависимость вязкости от концентрации частиц. Для случая сферических частиц и наполнения (объёмной доли) $\varphi \leq 0,04$:

$$\mu = \mu_0 (1 + 2,5\varphi), \quad (8)$$

где μ_0 - вязкость дисперсионной среды, т. е. начальная вязкость базового масла.

Эта зависимость использовалась многими авторами при описании реологического поведения смазки в подшипниках скольжения [19].

А. Иосиф и С. Нэйс [19] применили формулу Энштейна в уравнении Рейнольдса для плоского подшипника скольжения. Было установлено, что присутствие твёрдых частиц в смазке приводит к увеличению нагрузочной способности подшипника; коэффициент трения уменьшается с увеличением твёрдой фазы до оптимального значения; экспериментальные данные работы подтверждают теоретические эквивалентные модели.

М. Хонсари и В. Эсфаханян [20] обобщили термогидродинамическую теорию с учётом влияния твёрдых частиц на смазку радиальных подшипников в гидродинамическом режиме. В качестве реологической модели для случая, когда размер частиц превышает минимальную толщину плёнки, использовали зависимость вида

$$\tau = \mu(M, T, p) \frac{\partial u}{\partial z} \pm N\tau_p, \quad (9)$$

где $\frac{\partial u}{\partial z}$ - скорость сдвига; M - весовая концентрация твёрдых частиц; N - относительная концентрация твёрдых частиц; τ_p - экспериментально определяемое напряжение трения частиц на поверхности подшипника.

В случае, когда размер частиц мал по сравнению с минимальной толщиной плёнки, слагаемое $N\tau_p$ равно нулю.

Результаты работы [20] свидетельствуют о значительном повышении температуры в подшипнике при наличии твёрдых частиц (MoS_2 размером 17,8 мкм, политетрафторэтилен) в смазке. С этим связано снижение несущей способности, вследствие снижения вязкости. Такое отличие от результатов работ, указывающих на увеличение несущей способности, может быть обусловлено большими размерами частиц.

Среди теорий, учитывающих поведение двухфазных смазок, наибольшее распространение получила теория «микрополярных жидкостей», разработанная А. Эрингеном [21]. Аномальное поведение микрополярной жидкости при использовании её в качестве смазки заключается в увеличении эффективной вязкости при течении в узком зазоре, величина которого сопоставима со средним размером частиц или молекул.

Микрополярная жидкость характеризуется тремя физическими константами μ, μ_1, γ , в отличие от ньютоновской жидкости, у которой лишь одна константа μ - вязкость. Параметр μ_1 имеет размерность вязкости. Поскольку он проявляется в результате учета микровращений, то его называют коэффициентом вязкости при вращательном движении (коэффициентом вихревой вязкости). Он характеризует сопротивление вращательному движению подобно тому, как коэффициент μ характеризует сопротивление поступательному движению. Коэффициент γ имеет размерность $[\ell^2][\mu]$, и с его помощью определяется параметр длины $\ell = \sqrt{\gamma/4\mu}$, характеризующий размеры молекул смазочной жидкости [22].

С помощью коэффициента μ_1 и параметра ℓ рассчитываются так называемые параметры микрополярности:

$$N = \left(\frac{\mu_1}{2\mu + \mu_1} \right)^{1/2}, \quad L = \frac{h_0}{\ell}, \quad (10)$$

где h_0 - характерная толщина смазочного слоя.

Н. Типей [23], исследуя характеристики короткого статически нагруженного подшипника, отметил, что микрополярные масла увеличивают гидродинамические давления в смазочном слое, несущую способность, момент трения.

В.Н. Прокопьев и др. [24] представили результаты расчёта шатунного и коренного подшипника дизельного двигателя, смазываемого микрополярной жидкостью. Методика, предложенная авторами, реализована в комплексе программ, позволяющем оценивать влияние микрополярности смазки на характеристики подшипников скольжения коленчатого вала.

Однако, ввиду трудности экспериментального определения используемых параметров, теория «микрополярных жидкостей» пока не нашла широкого применения в инженерных методиках расчёта подшипников коленчатого вала.

Ф. Дей и М. Хонсари [25] предложили теорию гидродинамической смазки смесью двух жидкостей. Они рассмотрели всесезонное моторное масло как эмульсию, состоящую из простой неньютоновской жидкости, описываемой степенным законом, диспергированной в ньютоновской, считая, что общая вязкость эмульсии зависит от объёмной доли и вязкости каждого из её компонентов. В качестве реологического закона авторы предложили следующую модель:

$$\tau_{zx}^M = \tau_{zx}^N + \tau_{zx}^P = \mu_N \nu_N \frac{\partial u}{\partial z} + \mu_P \nu_P \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^n = \mu_h \frac{\partial u}{\partial z},$$

$$\text{где } \mu_h = \mu_N \nu_N + \mu_P \nu_P \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]^{(n-1)/2}. \quad (11)$$

Здесь $\tau_{zx}^M, \tau_{zx}^N, \tau_{zx}^P$ - напряжения трения для смеси, ньютоновской и степенной жидкости, соответственно; $\mu_N, \nu_N, \mu_P, \nu_P$ - вязкость и объёмная концентрация ньютоновской и степенной жидкости, соответственно; $\frac{\partial u}{\partial z}$ - скорость сдвига; n - показатель степенного закона.

Используя предложенную методику, авторы показали, что увеличение в однородной смеси объёмной концентрации неньютоновского компонента приводит к снижению нагрузочной способности подшипника.

Кроме того, известно, что в процессе эксплуатации ДВС происходит вспенивание масла. Несмотря на противопенные присадки, в моторном масле присутствуют пузырьки воздуха. В этом случае масло представляет из себя двухфазную среду «жидкость-воздух». Известно, что вязкость масла, содержащего воздух, выше вязкости чистого масла. По аналогии с формулой Энштейна вязкость газосодержащего масла можно определить по формуле [3]

$$\mu_{см} = \mu(1 + \eta D), \quad (12)$$

где μ - вязкость чистого масла; η - эмпирическая постоянная, $\eta = 0,015$; D - объёмное содержание воздушных пузырьков, %.

Заключение. Выполненный обзор реологических моделей показал разнообразие подходов к описанию неньютоновских свойств моторных масел. Существующие расчётные методики, построенные на основе рассмотренных моделей, позволяют оценивать влияние отдельных неньютоновских свойств смазки на характеристики подшипников скольжения и теоретически могут быть использованы для расчётов подшипников коленчатого вала.

Однако, определённые трудности представляет собой экспериментальное определение параметров и коэффициентов, входящих в реологические модели, что пока ограничивает их применение при проектировании узлов трения.

Реологическое поведение моторного масла в подшипнике скольжения является сложным, что может привести к одновременному проявлению нескольких неньютоновских свойств. Актуаль-

ной задачей в настоящее время является создание методики, позволяющей оценивать одновременное влияние различных неньютоновских свойств моторных масел на динамику подшипников скольжения коленчатого вала, что будет способствовать повышению точности расчётов.

Представленная работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 годы» и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424).

Литература

1. Уилкинсон, У. Л. Неньютоновские жидкости / У.Л. Уилкинсон; пер. З.П. Шульмана. - М.: Мир, 1964. - 182 с.
2. Беркович, ИМ. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: учебник для вузов / И.И. Беркович, Д.Г. Громаковский; под ред. Д.Г. Громаковского.- Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2000. - 268 с.
3. Воскресенский, В.А. Расчёт и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник/В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. -М.: Машиностроение, 1980. - 224 с.
4. Каплан, С.З. Вязкостные присадки и загущенные масла / С.З. Каплан, И.Ф. Радзевенчук. - Л.: Химия, 1982. - 136 с.
5. *The viscoelastic properties of multigrade oils and their effect on journal-bearing characteristics* / B.P. Williamson, T.W. Bates, R.C. Coy, A.L. Milton // *J. Non-Newtonian Fluid Mech.*- 1997. - V. 73.-P. 115-126.
6. День, И.К. Обобщенное стационарное уравнение Рейнольдса для неньютоновских жидкостей и его применение к подшипникам скольжения /И.К. День, Х.Г. Элрод //Проблемы трения и смазки. - 1983.-№3.- С.73-79.
7. Раялингхам, Г. Стационарные характеристики гидродинамического радиального подшипника с псевдопластической смазкой /Г. Раялингхам, Б.С. Прабху, В.А. Рао // ТАОИМ. Серия Ф. Проблемы трения и смазки. -1979. -№4. - С. 117-124.
8. Wada, S. *Hydrodynamic Lubrication of Journal Bearings by Pseudoplastic Lubricants* / S. Wada, H. Hayashi//*Bull. Jpn. Soc. Mech. Eng.* - 1971. - V. 14. -P. 268-286.
9. Garg, H. *C Thermohydrostatic analysis of capillary compensated symmetric hole-entry hybrid journal bearing operating with non-Newtonian lubricant* / H. C. Garg, V. Kumar, H.B. Sharda / *Industrial Lubrication and Tribology.* - 2009. - V. 61, № 1.-P. 11-21.
10. Wright, B. *European Activity Concerning Engine Oil Viscosity Classification - Part Iv - the Effects of Shear Rate and Temperature on the Viscosity of Multigrade Oils* / B. Wright, N.M. van Os, J. A. Lyons // *SAE Paper 830027 Society of Automotive Engineers*, 1983.
11. *On the influence of lubricant on dynamics of two-dimensional journal bearings* / X.K. Li, D.Rh. Gwynllyw, A.R. Davies, T.N. Phillips // *J. Non-Newtonian Fluid Mech.* - 2000. - V. 93. - P. 29-59.
12. Gecim, B.A. *Non-Newtonian Effect of Multigrade Oils on Journal Bearing Perfomance* / B.A. Gecim // *Tribology Transaction.* - 1990. -V.3.- P. 384-394.
13. Paranjpe, R.S. *Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation* / R.S. Paranjpe // *Trans ASME Jour of Trib.* — 1992. - V.114.-P. 736-746.
14. Харной, А. Анализ релаксации напряжений в упруговязкой жидкой смазке радиальных подшипников/А. Харной//Проблемы трения и смазки. - 1977. -№2.-С. 159-168.
15. Burton, R.A. *Analytical Investigation of Viscoelastic Effects in the Lubrication of a Rolling Contact*/R.A. Burton // *ASLE Trans.* - 1960. -V.3,№ 1.
16. Тичи, Д.А. Исследование влияния вязкоупругости жидкости в подшипниках со сдвигаемой пленкой/Д.А. Тичи, В.О. Уинер//Проблемы трения и смазки. - 1978. -№ 1. - С. 58-68.
17. Харной, А. Течение в сдвигаемой плёнке упругой жидкости при стационарном движении и динамических нагрузках / А. Харной // Проблемы трения и смазки.— 1988.- № 3. - С. 125-130.
18. Ходаков, Г.С. Реология суспензий. Теория фазового течения и её экспериментальное обоснование /Г. С. Ходаков // *Рос. хим. журн.* - 2003. - Т. XLVII, № 2. -С. 33-44.

19. Yousif, A.E. «Hydrodynamic Behavior of Two-Phase (Liquid-Solid) Lubrication»/ A.E. Yousif, S.M. Nacy // *Wear*. - 1981. - V. 66. - P. 223-240.
20. Хоисари, М.М. Термогидродинамический анализ радиальных подшипников скольжения со смазкой, содержащей твёрдые частицы / М.М. Консари, В. Эсфанхьян // *Современное машиностроение. Серия А*. - 1989. -МЗ.- С. 137-144.
21. Eringen, A.C. *Theory of micropolar fluids* / A.C. Eringen // *J Math Mech*. - 1966. - V. 16. - P. 1-18.
22. Пракаш, Д. Теория сдвливания пленок микрополярных жидкостей /Д. Пракаш, П. Синха // *Проблемы трения и смазки*. - 1976. -№ 1. - С. 147-153.
23. Tunei, H. *The analysis of greasing of bearings micropolar liquids and its application to short bearings* / H. Tunei//*Problems of friction*. - 1979. - V. 101. - P. 123-131.
24. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, ВТ. Караваев // *Двигателестроение*. - 2009. -ML- С. 39-44.
25. Dai, F. *A Theory of Hydrodynamic Lubrication Involving the Mixture of Two Fluids*/ F. Dai, M.M. Khonsari / *Transaction of the ASME*. - 1994. - V.61. - P. 634-641.

Поступила в редакцию 27 января 2010 г.

Леванов Игорь Геннадьевич. Аспирант, инженер кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - гидродинамическая теория смазки, неньютоновские жидкости, расчёт трибосопряжений поршневых и роторных машин.

Levanov Igor Gennadevich. The post-graduate student, the engineer of «Motor transport and service of cars» department of the South Ural State University. The area of scientific interests - the hydrodynamical theory of greasing, non-Newtonian fluids, calculation of tribounits piston and rotor-type machines.