

Д. С. КОДНИР

**СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СМАЗКИ И КРАТКИЙ ОБЗОР РАБОТ КУЙБЫШЕВСКОГО АВИАЦИОННОГО ИНСТИТУТА ИМ. С. П. КОРОЛЕВА ПО ЭТОЙ ПРОБЛЕМЕ**

В 1945—1950 гг. впервые в мире советские ученые А. И. Петрусевич, А. М. Эртель и А. Н. Грубин создали основы новой науки — контактно-гидродинамической теории смазки, которая рассматривает явления, происходящие в тонком смазочном слое, разделяющем движущиеся упругодеформирующиеся трущиеся поверхности.

С тех пор эта наука получила широкое распространение и практическое применение. В настоящее время уже общепризнано, что она является основой теории и методов расчета большинства деталей машин (подшипников качения и скольжения, всевозможных зубчатых, червячных и смазанных фрикционных передач, упорных гребней, уплотнений, смазанных шлицевых соединений и зубчатых муфт и т. д.).

Еще недавно среди специалистов подшипниковой промышленности существовало сомнение в возможности применения контактной гидродинамики для подшипников качения, но последние исследования и каталоги фирмы SKF, а также исследования других ученых развеяли все сомнения. Более того, в США известный ученый Кингсбери заявил даже, что определять кинематику радиально-упорного шарикоподшипника без учета контактной гидродинамики — это зря тратить время.

Ежегодно у нас в стране и за ее рубежами публикуются сотни статей по контактной гидродинамике, издаются журналы, где часто почти половина материалов посвящена этой проблеме (например «Проблемы трения и смазки»). Первая монография по контактной гидродинамике опубликована у нас в стране Куйбышевским книжным издательством в 1963 г., вторая — в Англии в 1966 г.

Вместе с тем, как стало известно, в последнее время, у некоторых ученых существует мнение, что контактно-гидродинамический

режим осуществляется лишь при герцевских напряжениях, не превышающих  $6000 \text{ кг/см}^2$ . При небольшом дальнейшем увеличении нагрузки смазочный слой, якобы, внезапно теряет свою несущую способность, и происходит катастрофическое уменьшение толщины смазочного слоя (более чем в 10 раз). Таким образом, по их заявлению, найдены пределы применимости контактно-гидродинамической теории смазки.

Однако опыты тринадцати групп исследователей, проведенные в разных странах разными методами, убедительно опровергают приведенное мнение (см. табл. 1). При повышении напряжения до  $15000 \div 30000 \text{ кг/см}^2$  никем не наблюдалась внезапная потеря несущей способности смазочного слоя. Толщина слоя во много раз превышала величины микронеровностей, в связи с чем не вызывает сомнения их малое влияние в указанных экспериментах и наличие жидкостного трения. Анализ этих экспериментов показывает хорошее соответствие между экспериментом и контактно-гидродинамическим расчетом толщин смазочного слоя.

Таким образом, очевидна необоснованность приведенного выше мнения некоторых ученых.

В настоящее время у нас и за рубежом интенсивно ведутся работы по развитию контактно-гидродинамической теории смазки и ее практическому применению в промышленности и медицине.

У нас в стране в этом направлении ранее работали лишь ИМАШ и Куйбышевский авиационный институт им. С. П. Королева. Сейчас этими вопросами начали заниматься многие организации, приславшие своих докладчиков на эту конференцию.

За последние 20 лет в Куйбышевском авиационном институте выполнен комплекс работ по развитию теории экспериментальным исследованиям и применению полученных результатов в промышленности. В частности, *разработан приближенный* (при применении гипотезы Винклера) и *уточненный* (без гипотезы Винклера, при решении задачи теории упругости) единый метод решения стационарной изотермической контактно-гидродинамической задачи для ньютоновской жидкости [14]. Этот метод пригоден как для полимерных подшипников скольжения, так и для стальных подшипников качения и зубчатых передач.

Основные результаты этого метода приведены на рис. 1, где изображена связь безразмерной грузоподъемности  $K$  от безразмерных параметров  $D$  и  $B_n$ .

$$K^* = \frac{K_0 h_0 (\lambda_a \pm \lambda_b)}{12 \mu_0 (U_a + U_b)}$$

$$D = \frac{48 \mu_0 (U_a + U_b) (1 - m^2)}{\pi E h_0^2 (\lambda_a \pm \lambda_b)}; \quad B_n = \frac{6 \mu_0 (U_a + U_b) n}{h_0^3} \sqrt{\frac{2 h_0}{\lambda_a \pm \lambda_b}}$$

Здесь;  $\mu_0$  — вязкость масла при атмосферном давлении;  $n$  — пьезокoeffициент вязкости масла;  $U_a + U_b$  — суммарная скорость движения поверхностей;  $\lambda_a \pm \lambda_b$  — приведенная кривизна трущихся поверх-

Таблица 1

Авторы	Год	Метод исследования	$K$ в макс., $\text{кГ/см}^2$	$t_m$ , мкс	$t_{\text{Цер}}$ , мкс	$\frac{t_m}{t_{\text{Цер}}}$
Паркер, Кеннел [1]	1971	Рентген, лучи	20000	0,9	0,05	18
Зарский, Сибли, Андерсон [2]	1963	»	30000	0,8	0,05	16
Сибли и Оркут [3]	1961	»	13000	1,3	0,05	26
Белл, Кеннел, Аллен [4]	1964	»	10000	0,7	0,05	14
Белл, Кеннел [5]	1970	»	14000	0,6	0,05	12
Гохар и Камерон [6]	1967	Интерференция	15400	0,5	0,02	25
Фурд, Хамман, Камерон [7]	1968	»	7000	3—4	0,02	150—200
Бакашвили, Шварцман [8], [9]	1971	»	17000	1,3	0,025	52
Удлевен, Ивенс, Камерон [10]	1971	»	28000	0,6	0,025	24
Гохар [11]	1971	»	30000	1,3	0,025	52
Дроздов, Решиков [12]	1968	Электроспротивление	14700	4	0,6	7
Донахью, Камерон [13]	1965	Электронробой	10000	1	0,1	10
Смит [14]	1965		17200	0,8	0,1	8

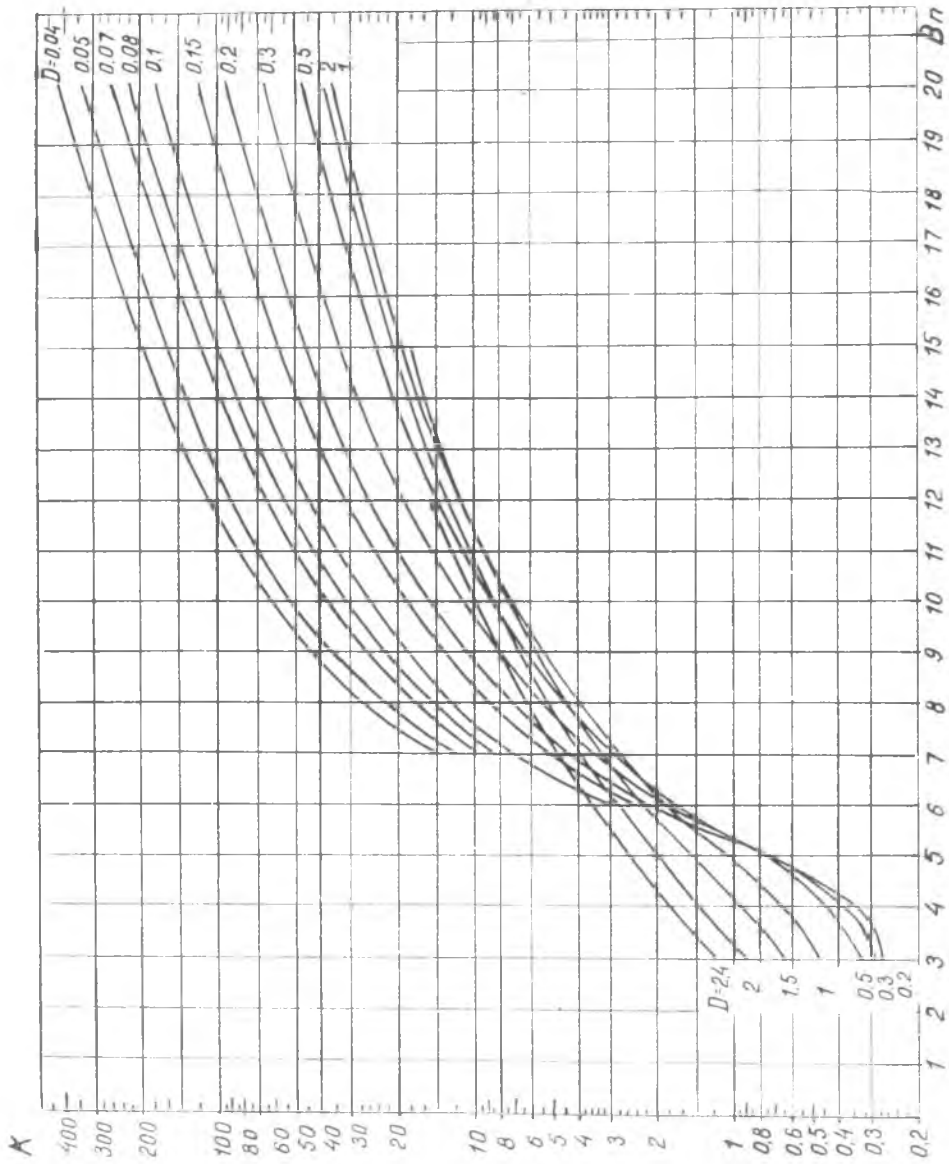


Рис. 1. Безразмерная грузоподъемность.

ностей;  $h_0$  — толщина смазочного слоя в месте экстремума давления;  $K_0$  — погонная нагрузка на контакт;  $E$  — приведенный или эффективный модуль упругости;  $m$  — коэффициент Пуассона.

Пересечение кривых на этом рисунке образует как бы две зоны — левую и правую. Левая — при малых  $Vn$  характеризуется тем, что для заданной величины  $Vn$  гидродинамическая грузоподъемность увеличивается с ростом  $D$ , т. е. со снижением модуля упругости  $E$ . При этом сильно растет протяженность области трения и снижается максимальное напряжение в контакте. Эта зона характерна для эластичных подшипников скольжения и для относительно слабо нагруженного контакта. В правой зоне, при больших  $Vn$ , увеличение гидродинамической грузоподъемности, наоборот, имеет место при уменьшении коэффициента  $D$ , т. е. при увеличении модуля упругости.

Указанное физически вполне объяснимо. В случае малого влияния давления на вязкость смазки (малом  $Vn$ ) чем меньше модуль упругости, больше  $D$ , тем больше растет область трения и величина гидродинамической нагрузки при заданной толщине смазочного слоя.

Иное положение при значительном влиянии давления на вязкость (при больших  $Vn$ ). Здесь вязкость масла резко растет, и возникает момент, когда жесткость смазочного слоя на сжатие больше жесткости трущихся поверхностей. Тогда для сближения трущихся поверхностей и получения заданной величины смазочного слоя (которое и приведет к выбранной величине  $Vn$ ) требуется приложить тем большее усилие, чем больше модуль упругости поверхностей, чем меньше  $D$ . При этом величины нагрузок и максимальных давлений быстро растут с незначительным изменением коэффициентов  $Vn$  и  $D$ .

В этой зоне работают тяжело нагруженные подшипники качения. Очевидно, что здесь для получения наибольшей толщины смазочного слоя целесообразно применение материалов с максимальным модулем упругости, например перейти от стали к вольфрамовым сплавам, модуль упругости которых в 2 раза больше. Это соображение было нами теоретически получено в 1961 г. [15] и лишь в 1971 г. экспериментально подтверждено Гохаром [11].

Известные решения Даусона и Хиггинсона, Грубина—Эртеля справедливы лишь в этой правой зоне. Они совершенно не пригодны для левой зоны. Таким образом, найденное нами решение [15] является наиболее общим и другие решения контактно-гидродинамической задачи охватывают лишь часть этого общего решения.

Некоторые ученые ошибочно полагают, что наше решение [15] основывается лишь на гипотезе Винклера. В действительности это приближенное решение использовалось у нас только в качестве первого приближения, затем с помощью теории упругости было получено уточненное решение. Таким образом, нахождение предварительного решения (с применением гипотезы Винклера) явля-

лось всего лишь особым приемом. Ранее [15] мы показали, что имеется весьма малое различие между приближенным и уточненным решением в случае эластичных подшипников скольжения.

Покажем, что и в случае задачи Герца отличие также невелико. Теория упругости показывает, что для задачи Герца величина деформации  $v_1$  (сближения) элементов поверхности по ширине площадки контакта  $b$  изменяется по параболическому закону  $v_1 = \frac{b^2}{R} \left[ 1 - \left( \frac{x}{b} \right)^2 \right]$ , а нормальные напряжения изменяются по эллиптическому закону  $k_0 = k_{0 \text{ макс}} \sqrt{1 - \left( \frac{x}{b} \right)^2}$ .

Если исходить из величин деформации и напряжения определять по гипотезе Винклера, то на 70% площадки контакта относительная величина погрешности давления будет менее 30%. При определении абсолютной погрешности давления найдем, что на всей площадке контакта она будет менее 25% от максимального давления. Если же принять одинаковую величину общей нагрузки и протяжение площадок контакта, отличающееся не более, чем на 5,5% ( $v_1 = \frac{b}{R} \left[ 1,11 - \left( \frac{x}{b} \right)^2 \right]$ ), то при применении гипотезы Винклера абсолютная погрешность давления по всей площадке контакта составит менее 14% от максимального давления.

Таким образом, существует сравнительно близкое соответствие эпюры давления приближенного и уточненного решений. Именно это обстоятельство ранее дало возможность получить нам общее решение контактно-гидродинамической задачи для широкого диапазона изменения рабочих параметров.

Рассмотрим вопрос о влиянии сжимаемости масла.

Даусон и Уиттекер приводят формулу для изменения плотности масла  $\rho$  с ростом давления  $\kappa_0$  —  $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ .

$$\frac{\rho}{\rho_0} = 1 + \frac{0,0000581\kappa_0}{1 + 0,0001678\kappa_0}$$

При максимальном давлении 20000  $\kappa\Gamma/\text{см}^2$  на 95% площадки контакта изменение плотности не превышает  $\pm 4\%$ .

Как показал в свое время еще А. М. Эртель, изменение плотности смазочного масла идентично изменению толщины смазочного слоя. Таким образом, при  $h_0 = 0,5$  мк погрешности в определении толщины слоя, вызванные отсутствием учета сжимаемости, имеют порядок  $\pm 0,02$  мк. Величина же неучитываемой высоты микронеровности значительно больше. Поэтому очевидна нецелесообразность учета сжимаемости масла, приводящего к некоторому усложнению решения.

Результаты расчета по нашему обобщенному методу подтверждены собственными экспериментами с подшипниками скольжения [15], с упорными гребнями [16] и с шарикоподшипниками [17], где измерялись толщина и форма смазочного слоя.

В работе [18] показано, что наша теория подтверждается опытами 9-ти различных групп ученых, экспериментировавших с 22-мя маслами. Причем, в 18-ти случаях из 22-х имеется хорошее согласование. Лишь в 4-х случаях, когда смазочные жидкости находились не в ньютоновском состоянии, имеется значительное расхождение, что естественно, т. к. наша ранее разработанная теория пригодна лишь для ньютоновской жидкости (см. табл. 2).

При этом уместно напомнить слова академика Иоффе [19]: «В истории науки после длительных периодов накопления опыта, удачно объединяемого физической теорией, всегда появляются факты, ей противоречащие, свидетельствующие о новых неучтенных сторонах беспредельного многообразия реального мира. Обострение противоречий завершалось в таких случаях синтезом, охватывающим более широкий круг явлений и вносящим новые черты в наше миропонимание».

Такой ранее неучтенной стороной является неньютоновское поведение жидкости.

Ньютоновской называют жидкость, у которой касательное напряжение сдвига прямо пропорционально градиенту скорости деформации, и коэффициент пропорциональности, именуемый вязкостью, является функцией давления и температуры, но не зависит ни от скорости движения, ни от градиента скорости движения масла  $\tau = \mu (\kappa_0, T^0) \cdot \frac{\partial u}{\partial y}$ , ни от предыстории данного нагружения.

Неньютоновской называют жидкость, у которой касательное напряжение сдвига зависит от градиента скорости сдвига по другому, более сложному закону. В этом случае целесообразно по аналогии с ньютоновской жидкостью выражать касательное напряжение в виде  $\tau = \mu_{\text{эф}} [\kappa_0, T^0, u, \frac{\partial u}{\partial y}] \cdot \frac{\partial u}{\partial y}$ , где коэффициент пропорциональности  $\mu_{\text{эф}}$  уже зависит от скорости и градиента скорости. Нельзя говорить о неньютоновском веществе без упоминания о релаксации — процессе возвращения системы в состояние термодинамического равновесия, после выведения его из этого состояния. Время релаксации имеет существенное значение для неньютоновских жидкостей. Как известно, это время, в течение которого отклонение какого-либо параметра системы от его равновесного значения уменьшается в несколько раз. Фактически время релаксации определяется временем, необходимым для перемещения частицы жидкости на расстояние порядка среднего расстояния между соседними молекулами. В связи с этим время релаксации существенно зависит от температуры и давления жидкости. С ростом давления время релаксации экспоненциально возрастает. С уменьшением температуры оно также растет.

Если частица жидкости подвергается давлению или нагреву в течение времени значительно большего, чем время релаксации жидкость полностью релаксирует и приобретает, например, вяз-

Сводная таблица сравнения экспериментальных

Авторы эксперимента	Сорт испытуемого масла	Соглас. не согласует.	% расхожден.	Метод измерения
Сибли и Ор-кут (1961)	1. Белое минеральное масло 150° F — 10,8 ср 122° F — 17 ср 2. Дайстер 10,8; 7 ср 3. Силиконовое 26 ср	Согласуется »	<10% или 0,07 мкм	1. Рентгеновские лучи
Крук (1961)	4. OM — 100	»	<20% или 0,2÷0,3 мкм	2. Емкостный за пределами зоны контакта
Дайсон (1967)	5. Нафтенное и парафиновое А 6. Ароматическое и нафтенное Д	» »	< 20%	3. Электропробой
Донахью и Камерон (1966)	7. LV1 8. 650 Брайсток	» »	< 30%	3. Электропробой
Дайсон, Нейлор, Вильсон (1966)	9. Парафиновое, высокий индекс вязкости А 10. Минеральное OM-100, средний индекс вязкости В 11. Ароматическое и нафтенное Д 12. Метакрилат полимер F 13. Этилен, окись пропилена сополимер G 14. Касторовое масло I 15. Диэтилгексил себацит (дайстер) 16. Полидиметилсиликон жидкость MS 200/1000 M	» » » » » » » » » » Не согласуется	< 30% » » » » » » » » » 150÷350%	4. Емкостный метод. Измерение в зоне контакта
Дроздов и Решиков (1968)	17. АК-15	Согласуется	< 13%	5. Электросопротивление
Белл и Кеннел (1970)	18. Синтетическое парафиновое	»	< 15%	1. Рентгеновские лучи
Кристенсен (1964)	19. —	»	< 15% или 0,07 мкм	4. Емкостный в зоне контакта
Белл и Кеннел (1961); техн. отчет (1961); публикация 1967	20. Полифенилэфир 21. Моторное масло 22. Белое минеральное масло (медицинское)	Не соглас. » »		1. Рентгеновские лучи



## результатов с нашим теоретическим расчетом

Диапазон скоростей, м/сек	$K_0$ тах Диапазон напряжений, кг/см <sup>2</sup>	Диапазон толщины $l_n$ слоя, мкм	$\lambda_a \pm \lambda_b$ 1/м	Способ сравнения	Примечание
15 ÷ 50	7000 ÷ 13000	0,15 ÷ 1,3	54,7	Прямое сравнение. Имеются все данные	Чистое качество
0,64 ÷ 20	860 ÷ 6280	0,3 ÷ 2	52,5	Прямое сравнение	»
0,08 ÷ 20	3640	0,1 ÷ 1	52,5	Прямое сравнение. Имеются все данные	»
1 ÷ 5	3500 ÷ 10 000	0,1 ÷ 4	91,5	Прямое сравнение. Пьезокоэффициент определяется по Даусону	Имеется проскальзывание
0,8 ÷ 12	2000 ÷ 7000	0,03 ÷ 1	52,5	Прямое сравнение	Чистое качество
3 ÷ 10	5000 ÷ 20000	0,5 ÷ 1,5	36,5	Относительное сравнение	»
37 ÷ 75	14000 ÷ 17500	0,1 ÷ 0,6	116,5	Относительное сравнение	
1,5 ÷ 16	600 ÷ 6000	0,1 ÷ 1,1	50,0	Относительное сравнение	»
27 ÷ 91,5			54,7		

кость, соответствующую этому давлению и температуре (определенному при статических испытаниях). Иное положение, если время воздействия возмущения меньше времени релаксации. В этом случае вязкость не успевает достичь своего равновесного состояния, и упруго-вязкая жидкость приобретает эффективную вязкость, существенно отличающуюся от статической (иногда даже в десятки раз).

В подшипниках качения и зубчатых передачах частицы масла обычно за миллионные доли секунды ( $10^{-6}$  сек) проходят через зону контакта, т. е. за это время давление вначале растет от атмосферного до десятков тысяч  $кг/см^2$ , а затем убывает до атмосферного. В связи с тем, что время релаксации для различных масел при различных давлениях и температурах может иметь порядок от  $10^{-8}$  до  $10^{-4}$  сек, в ряде случаев масло может находиться в неньютоновском состоянии.

Таким образом, очевидно, что деление жидкостей на ньютоновские и неньютоновские является условным. Строго говоря, это так же ошибочно, как и деление металлов на хрупкие и пластичные. В зависимости от условий опыта жидкость может находиться в ньютоновском и неньютоновском состоянии, как металл в хрупком и пластичном виде.

Что касается экспериментов Белла и Кеннела (1961 г.), результаты которых значительно расходятся с нашими теоретическими расчетами, то в работе [20] Р. Файн в 1967 г. доказал, что время релаксации  $t_{рел} = 10^{-8} \mu_0 e^{1100}$ , и для полифенилэфира в указанных экспериментах время релаксации находится в пределах  $(0,3 \div 600) \cdot 10^{-6}$  сек. Вместе с тем время прохождения частицы масла через зону контакта  $(4 \div 14) \cdot 10^{-6}$  сек.

В дискуссии по статье Р. Файна выступили Белл и Кеннел, которые показали, что в связи с этим эффективная вязкость полифенилэфира в их эксперименте уменьшается в ряде случаев в 8 и 30 раз, что, естественно, влечет за собой многократное уменьшение толщины смазочного слоя. Таким образом, неньютоновское поведение полифенилэфира в данном эксперименте не вызывает сомнения.

Аналогичные доказательства имеются и для всех других случаев, когда наша теория дает результаты, значительно расходящиеся с экспериментами.

В последнее время нами разработано решение контактно-гидродинамической изотермической задачи при смазке вязко-упругими неньютоновскими жидкостями и, таким образом, получена возможность находить близкое соответствие между теорией и опытом и в остальных случаях.

Для этого разработан экспериментальный метод определения вязкости и времени релаксации (ньютоновских и неньютоновских свойств) смазочных масел при высоких давлениях и температурах. Полученные значения приведенной эффективной вязкости подтвердили возможность распространения решения контактно-гидро-

динамической задачи для ньютоновской жидкости и на неньютоновские, т. е. вести расчет по приведенной или эффективной вязкости.

Решены также и неизотермическая задача (при качении с проскальзыванием) для ньютоновской и неньютоновской (вязкоупругой) жидкости и нестационарная контактно-гидродинамическая задача для ньютоновской жидкости. Они качественно подтверждаются экспериментами отечественных и зарубежных ученых. Разработана теория проскальзывания в быстроходных роликоподшипниках.

Предложены 9 инженерных контактно-гидродинамических методов расчета подшипников качения, с помощью которых любой инженер и техник могут определить работоспособность и долговечность подшипника своего изделия. В частности, предложены методики: 1) расчет толщины смазочного слоя в роликовых и шариковых подшипниках радиальных и радиально-упорных, зубчатых передачах цилиндрических и конических, прямо- и косозубых; 2) выбора сорта масла и определения влияния масла на работоспособность подшипника качения; 3) расчета на проскальзывание быстроходных роликоподшипников авиадвигателей; 4) расчета долговечности быстроходных роликоподшипников; 5) расчета распределения усилий, углов контакта и смещений в радиально-упорном двух-, трех- и четырехточечном шарикоподшипнике при осевой и радиальной нагрузке с учетом перекосов, центробежных сил тел качения и влияния смазки; 6) расчета долговечности шарикоподшипников по базовым напряжениям, что дает возможность учесть более точно влияние перекосов и центробежных сил тел качения; 7) выбора конструктивных параметров двух-, трех и четырехточечных шарикоподшипников; 8) расчета необходимых зазоров в окнах сепаратора шарикоподшипника при перекосе и зазоре плавания; 9) расчета на прочность сепаратора быстроходного шарикоподшипника при перекосе.

Проведены экспериментальные исследования работоспособности и долговечности ролико- и шарикоподшипников; измерены величины проскальзывания в быстроходных роликоподшипниках при их различном конструктивном выполнении; экспериментально и теоретически определены все кинематические параметры в быстроходных четырехточечных радиально-упорных подшипниках и определены моменты перехода от двухточечного к многоточечному контакту; определены усилия взаимодействия шарика и сепаратора, сепаратора и центрирующих буртов четырехточечных шарикоподшипников; напряжения в сепараторе при перекосе и прочность сепаратора.

Произведено также решение контактно-гидродинамической задачи для шероховатых поверхностей и неньютоновской смазки (Ри-Эйринговской), при изотермическом стационарном процессе и использовании гипотезы Винклера (приближенное решение).

Получена система двух безразмерных уравнений, первое из которых является уравнением Рейнольдса для Ри-Эйринговской жидкости [21]. В случае, когда шероховатые поверхности до деформации описываются синусоидами, второе уравнение имеет вид

$$H = 1 - a^2 + z^2 + Ck + C_1 \sin\left(\alpha_2 \frac{z}{u} + \alpha_0\right) - C_1' \sin(\alpha_2 + \alpha_3),$$

где  $z$  — безразмерная координата в направлении, обратном движению;  $a$  — безразмерная координата конца области трения;  $k$  — безразмерное давление в данной точке;  $H$  — безразмерная толщина смазочного слоя в данной точке;  $H = \frac{h}{h_0}$ ;  $h$  — размерная толщина слоя в данной точке;  $C$  — безразмерный коэффициент деформации, определяемый через  $D$  и  $Bn$  в работе [22];  $C_1'$  — безразмерная амплитуда приведенной шероховатости;  $\alpha_2$  — частота шероховатости;  $\alpha_3$  — фаза шероховатости.

Если контактно-гидродинамическая задача для гладких поверхностей и ньютоновской смазки является функцией всего двух параметров, а при Ри-Эйринговской смазке уже четырех параметров, то для шероховатых поверхностей и Ри-Эйринговской смазки — семь параметров. При более сложном законе, описывающем шероховатые поверхности, и случайном характере распределения неровностей количество параметров возрастает еще более. Таким образом, очевидна необходимость переходить от детерминированного рассмотрения к статистическому, стохастическому.

Однако даже в условиях детерминированного анализа удается получить некоторые любопытные результаты:

1. Как известно, при достаточно точном теоретическом решении контактно-гидродинамической задачи для гладких поверхностей и ньютоновской смазки не получается вторая пика давления. Однако для шероховатых поверхностей и неньютоновской смазки вторая пика легко получается (см. рис. 2). Поэтому обнаруживаемая в некоторых экспериментах (где всегда имеется какая-либо шероховатость) вторая пика давления отнюдь не противоречит нашей теории.

2. По-видимому, мы приближаемся к теоретическому объяснению эффекта проф. Шнейдера, который экспериментально получил существенный рост несущей способности при некоторой микрогеометрии поверхности. В наших расчетах при одной микрогеометрии неровности практически полностью раздавлены в зоне контакта, и на поверхности являются как бы гладкими (в области трения) (рис. 3). Соответственно значительно снижается критическая толщина слоя, ограничивающая жидкостное трение, и резко растет несущая способность.

При другой микрогеометрии (рис. 4) выглаживания поверхности не происходит, несущая способность значительно ниже.

3. В. А. Гришко ввел понятие — «безызносный режим работы». При этом иногда соответствующая толщина смазочного слоя у не-

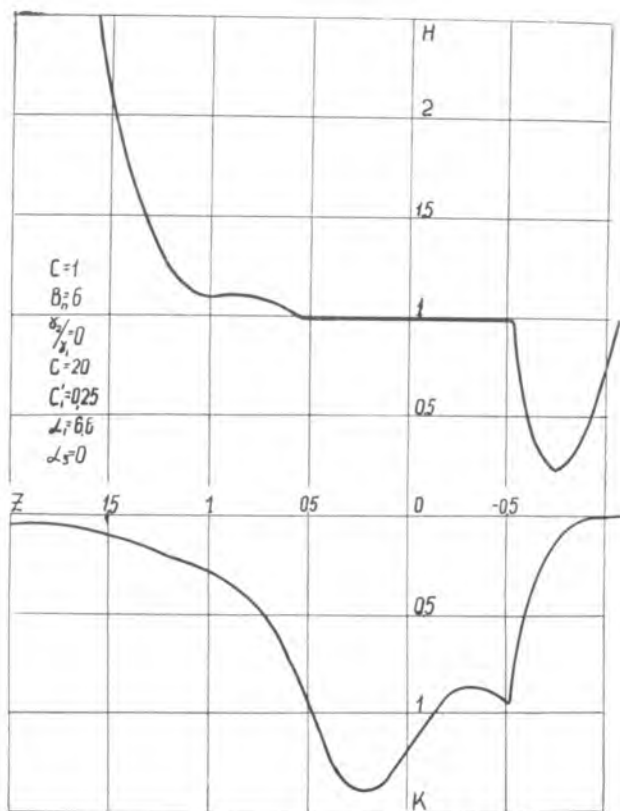


Рис. 2. Форма зазора и эпюра давления со второй пикой давления при  $C = 1$ ;  $B_n = 6$ ;  $C_1 = 20$ ;  $C'_1 = 0,25$ ;  $\alpha_2 = 6,6$ ;  $\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 0$ ;  $\alpha_3 = 0$

го была значительно меньше, чем высота неровностей поверхностей до деформации. До сих пор можно было предположить, что указанный экспериментальный факт является результатом заполнения впадины маслом, возникновения турбулентного эффекта и практического осуществления ламинарного процесса трения в смазочном слое определенной толщины над гребешками неровностей. Полученные нами результаты расчетов указывают, что «безызносный режим» может быть связан с раздавливанием и выглаживанием неровностей в зоне контакта.

4. В подавляющем большинстве подшипников качения в зонах контакта действительно происходит раздавливание и выглаживание неровностей. Поэтому применение контактной гидродинамики

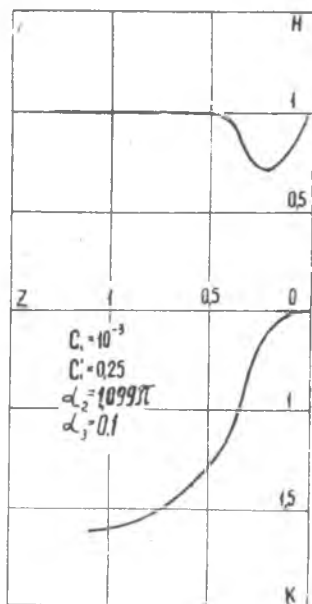


Рис. 3. Формы зазора и эпюры давления при малой частоте неровностей.

$C_1=1; B.n=6; C_1=10^{-3}; C_2=0,25;$   
 $\alpha_2=0,1; \alpha_3=\pi$

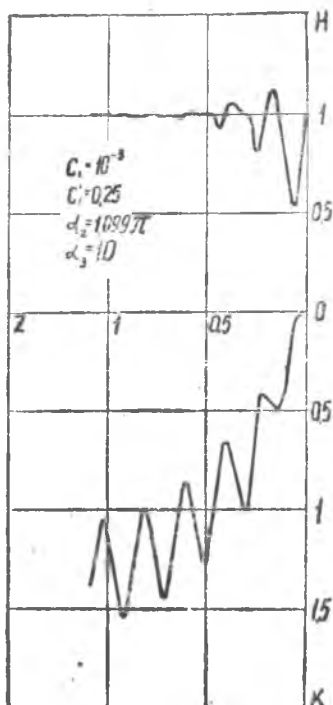


Рис. 4. Формы зазора и эпюры давления при большой частоте неровностей.

$C_1=1; B.n=6; C_1=10^{-3}; C_2=0,25;$   
 $\alpha_2=10; \alpha_3=\pi$

для подшипников имеет значительно более широкое применение, чем это предполагалось без данного анализа.

Естественно, что контактно-гидродинамическая теория смазки шероховатых поверхностей находится лишь в начальной стадии своего развития и ее дальнейшие результаты будут иметь большое значение.

В Куйбышевском авиационном институте на основе контактно-гидродинамической теории смазки разработаны новые конструкции эластичных металло-пластмассовых подшипников и подпятников скольжения, обладающих рядом преимуществ по сравнению с ранее известными подшипниками; проведены испытания их работоспособности и износостойкости в лабораторных и промышленных условиях.

Выполнение работы по контактно-гидродинамической теории смазки и ее применению для повышения работоспособности и долговечности подшипников качения внедряются и в той или иной

форме уже нашли применение в расчетной и конструкторской практике при анализе и устранении дефектов изделий, проектировании новых подшипников и зубчатых передач в 14 промышленных предприятиях, представивших соответствующие акты внедрения.

Экономическую эффективность этих работ определить затруднительно, т. к. во многих случаях новые методы расчета применяются для повышения технических свойств существующих изделий или изделий новых назначений.

Вместе с тем в двух организациях удалось определить экономический эффект на двух различных изделиях, и его суммарная величина превысила 812 тысяч рублей.

Очевидно, что широкое применение полученных результатов в промышленности приведет к дальнейшему увеличению экономического эффекта. Кроме того, сейчас в трех промышленных организациях производится опытно-промышленная проверка новых конструкций эластичных подшипников и подпятников скольжения. В одной из них новые конструкции проработали без износа уже около 4000 часов. Широкое применение новых конструкций задерживается отсутствием промышленной базы для их изготовления.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Чжен Г. Теория изотермической упруго-гидродинамической смазки, построенная для широкого диапазона значений пьезокоэффициента вязкости. Проблемы трения и смазки, № 1, 1972.
2. Зерецкий Е., Сибли Л., Андерсон В. Роль упруго-гидродинамической смазки в контактной усталости при качении. Проблемы трения и смазки, № 3, 1963.
3. Sibley L. B., Orcutt F. K. Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling Contact Surfaces, ASLE Transactions, v 4. N 2, 1961.
4. Белл И. Ц., Кеннел И. В., Аллен С. М. Реологическое поведение смазки в контактной зоне системы с контактом качения. Теоретические основы инженерных расчетов, № 3, 1964.
5. Белл И. Ц., Кеннел И. В. Моделирование смазки шарикового подшипника на установке с катящимися дисками. Проблемы трения и смазки, № 1, 1970.
6. Gohar R., Cameron A. The Mapping of Elastohydrodynamic Contact, ASLE Transactions, v 10, 1967.
7. Foord C. A., Hamman W. C., Cameron A. Evaluation of Lubricants Using Optical Elastohydrodynamics. ASLE Transactions, v. 11, 1968.
8. Бакашвили Д. Л. Исследование качения шарика в шарикоподшипнике. Труды I Всероссийской конференции по контактно-гидродинамической теории смазки. КуАИ, вып. 1, 1973.
9. Шварцман В. Ш. Исследование масел при скольжении шарика. Труды I Всероссийской конференции по контактно-гидродинамической теории смазки. КуАИ, вып. 1, 1973.
10. Уидевен Л., Ивенс Д., Камерон А. Оптический анализ масляного голодания в шариковом подшипнике. Проблемы трения и смазки, № 3, 1971.
11. Гохар Р. Толщина пленки и сопротивление качению в упруго-гидродинамическом точечном контакте. Проблемы трения и смазки, № 3, 1971.
12. Дроздов Ю. Н., Решников В. Ф. Исследование состояния масляной пленки при относительно качении со скольжением тяжело нагруженных тел. Машиноведение, № 4, 1968.

13. ODonaghie I. P., Cameron A. Friction and Temperature in Rolling Sliding Contacts, ASLE Transactions, v. 9, 1966.

14. Смит Ф. Смазка при контакте качения. Применение упруго-гидродинамической теории. Теоретические основы инженерных расчетов, № 1, 1965.

15. Коднир Д. С. Контактно-гидродинамическая теория смазки. Куйбышевское книжное издательство, 1963.

16. Коднир Д. С., Садыков В. А. Расчет несущей способности упорных гребней редукторов. Судостроение, № 3, 1971.

17. Коднир Д. С., Салуквадзе Р. Г., Бакашвили Д. Л., Шварцман В. Ш. Смазочный слой в шарикоподшипнике и в нестационарном контакте шарика с плоскостью. Машинное дело № 2, 1973.

18. Petrusevitch A. I., Kodnir D. S., Salukvadze R. G., Bakashvili D. L., Schwarzman V. Sch. The Investigation of oil film Thickness in Lubricated Ball-Roll Rolling Contact, Wear, v. 19, N. 4, 1972.

19. Иоффе А. Ф. Основные представления современной физики. Гостехиздат, 1949.

20. Fein R. S., Possible Role of Compressional Viscoelasticity in Concentrated. Contact Lubrication Journal of Lubrication Technology, April, 1967.

21. Коднир Д. С., Рузянова А. И. Контактно-гидродинамическая теория смазки для жидкости, находящейся в неьютоновском состоянии. Труды I Всероссийской конференции по контактно-гидродинамической теории смазки, вып. 1, КуАИ, 1973.

22. Коднир Д. С. Контактно-гидродинамическая теория смазки применительно к деталям машин. Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин. Труды КуАИ, вып. 40, 1969.

**А. П. СТАРОСТИНА Б. П. ДЬЯЧЕНКО,**

## **АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТЕЙ ВЯЗКОСТИ МАСЕЛ ОТ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ**

В процессах, связанных с режимами жидкостного и граничного трения, рабочие жидкости подвержены действию высоких давлений, температур, больших скоростей и частот деформаций. Знание зависимостей вязкости масла от давления и температуры позволяет предопределить их эксплуатационные характеристики в конкретных условиях применения. Ввиду ограниченности данных по вязкости под давлением в расчетной практике приходится либо интерполировать в диапазоне температур, либо при данных в малой области давлений приходится экстраполировать в область высоких удельных нагрузок в зонах контакта.

Для оценки эффективности различных методов расчета вязкости при повышенных давлениях и температурах нами было рассмотрено несколько уравнений, предложенных различными авторами (см. табл. 1).

Это, во-первых, обычный экспоненциальный закон Баруса  $\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha p}$ , применяемый почти всеми исследователями, в котором для пьезокоэффициента  $\alpha$  удобная корреляция предложена Уостером

$$\alpha = [0,6 + 0,965 \lg \eta_0] \cdot 10^{-3}$$