

## К вопросу определения толщины смазочного слоя при решении триботехнических задач

© Г.А. Тимофеев, С.И. Красавин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*Изучено изменение толщины масляного слоя в условиях тяжело нагруженного контакта при моделировании работы зубчатого зацепления с помощью роликовой аналогии. На базе экспериментов, выполненных на машине трения, построены номограммы, позволяющие учесть положения контактно-гидродинамической теории смазки, а также суммарную скорость качения, максимальное контактное напряжение по Герцу, приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей и скорость их скольжения. Полученные номограммы позволяют сократить затраты на проектирование и проведение натуральных экспериментальных исследований. Эту методологию в дальнейшем можно использовать при автоматизированном проектировании зацеплений и узлов трения.*

**Ключевые слова:** надежность, долговечность, трансмиссия, зубчатые колеса, смазочный материал, моделирование с помощью роликовой аналогии.

Основными причинами выхода из строя трансмиссий и их механизмов управления являются износ рабочих поверхностей зубьев, появление недопустимых зазоров, поломка зубьев. Для обеспечения работоспособности зубчатых механизмов необходимо создание на поверхностях трения устойчивой масляной пленки, что достигается применением различных смазочных материалов. Выбор смазочного материала обусловлен конкретными условиями работы, материалом зубчатых колес и особенностями их химико-термической обработки. Помимо этого для механизмов авиационной и космической техники следует учитывать наличие агрессивных сред, вакуума и низких температур. Важнейшим фактором, определяющим достоверность и эффективность экспериментальных исследований, является полнота учета многообразных кинематических и динамических процессов, протекающих в трансмиссиях зубчатых механизмов в условиях реальной эксплуатации. В работе изучено изменение толщины масляного слоя в условиях тяжело нагруженного контакта при моделировании зубчатых зацеплений с помощью роликовой аналогии.

В зоне контакта, имитирующей эвольвентное зацепление зубчатых колес, образуется смазочный слой толщиной от долей микрометра до нескольких микрометров. Толщина этого слоя влияет на изнашивание поверхностей деталей машин, их контактную прочность, коэффициент трения и возможность возникновения заедания. Согласно контактно-гидродинамической теории смазки, толщина мас-

ляной пленки зависит от многих контактных параметров, таких как контактные напряжения (по Герцу), температура в контакте и связанная с ней вязкость смазочного масла, суммарная скорость качения поверхностей, скорость скольжения, кривизна сопряженных поверхностей, пьезокоэффициент вязкости и др. [1–13].

Экспериментальные исследования проводили на роликовом стенде разомкнутого контура, кинематическая схема которого представлена в работе [14]. Толщину смазочного слоя определяли методом измерения падения напряжения в смазочном слое [14, 15]. Этот метод в отличие от некоторых других методов позволяет измерять толщину как жидкой масляной пленки, так и смазочных слоев на контактирующих поверхностях.

Роликовые образцы, имитирующие реальные зацепления, были изготовлены из сталей 35ХГСА, 18Х2Н4МА, 40Х и др. Поверхность образцов из стали 40Х закачивали до получения твердости HRC 42...45, а стали 18Х2Н4МА — до HRC 58...63 после цементации поверхностного слоя. Наружный диаметр нижнего ролика составлял 115 мм, верхнего — 110 мм. Высота микронеровностей контактирующих поверхностей после шлифования составила  $Ra = 1,6$  мкм, а после приработки уменьшалась до  $Ra = 0,4...0,2$  мкм.

Выполненные эксперименты позволили построить номограмму для определения толщины смазочного слоя с учетом положений контактно-гидродинамической теории смазки (рис. 1). В левом верхнем квадранте на рисунке порядковыми цифрами 1–5 обозначены смазочные масла, имеющие вязкостно-температурные характеристики, приведенные на рис. 2.

Используя значение вязкости масла, полученное на основании его вязкостно-температурной характеристики (см. рис. 2), а также контактные параметры: суммарную скорость качения, максимальное контактное напряжение по Герцу, приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей, скорость скольжения — определяли толщину смазочного слоя для испытанных сортов масел. Последовательность решения показана на номограмме (см. рис. 1) штриховой линией со стрелкой.

Необходимую толщину смазочного слоя в триботехнических расчетах и соответствующий ей сорт масла определяют в зависимости от требуемого режима смазки. Этот режим оценивают важнейшим параметром режима трения —  $\lambda$ , зависящим от соотношения толщины смазочного слоя и количественных характеристик качества обработки контактирующих поверхностей. По значению этого параметра можно сделать вывод, каков режим трения в данных условиях. Параметр определяют по зависимости [2]

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}},$$

где  $h_{\min}$  — толщина масляной пленки, мкм;  $R_{a1}$ ,  $R_{a2}$  — среднее арифметическое отклонение контактирующих поверхностей, мкм.

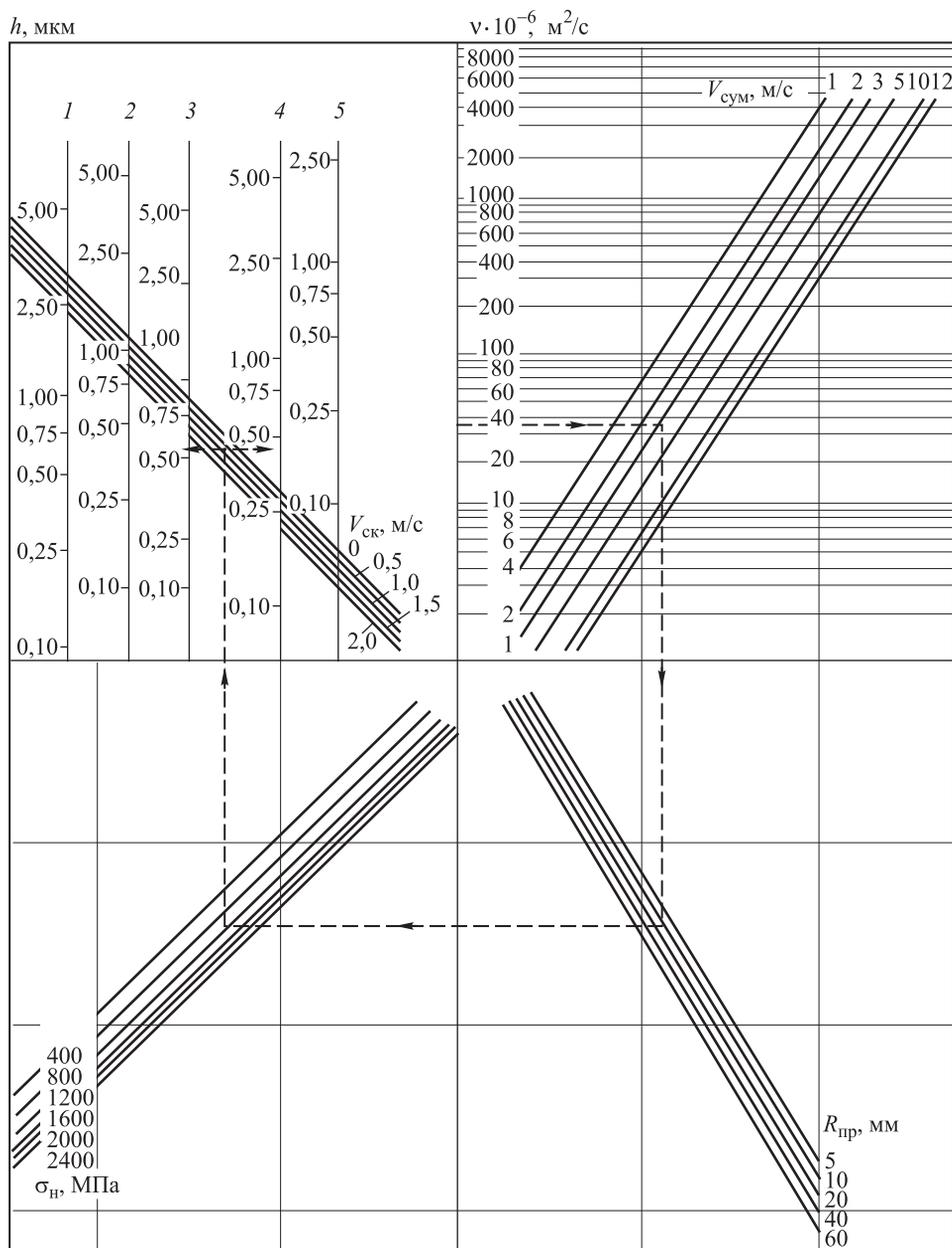
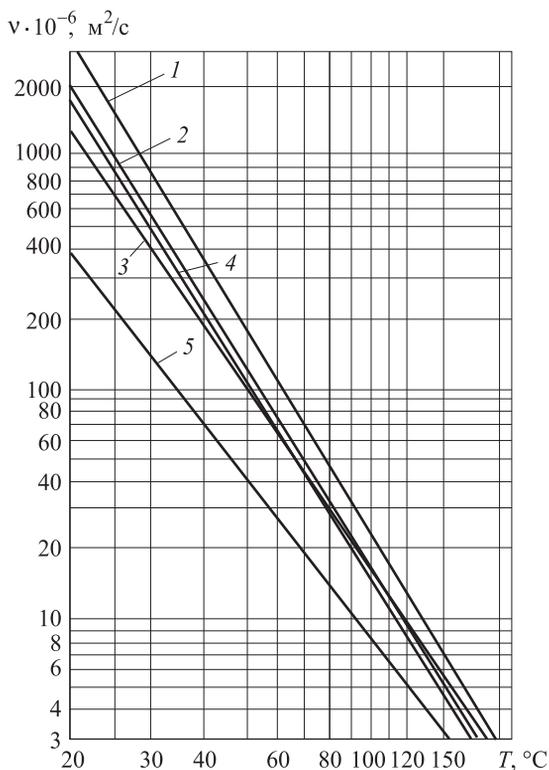


Рис. 1. Номограмма для определения толщины смазочного слоя



**Рис. 2.** Вязкостно-температурные характеристики смазочных масел:

1 — гипоидное масло по ГОСТ 4003–53; 2 — ТАП-15В по ТУ38–101176–74; 3 — ТАД-17 по ТУ38–1274–69; 4 — МТ-16п по ГОСТ 6360–68; 5 — МТ-8п по ТУ381151–64

При  $\lambda < 1$  возникает граничное трение (возможно значительное повреждение трущихся поверхностей); при  $1 < \lambda < 1,5$  — смешанное трение (сочетание граничного и жидкостного трения, происходит изнашивание поверхностей); при  $1,5 < \lambda < 3$  — контактно-гидродинамический режим трения [2] (режим близок к жидкостному трению, и применение положений контактно-гидродинамической теории смазки обеспечивает получение приемлемых результатов); при  $3 < \lambda < 4$  — почти полностью жидкостное трение (изнашивание незначительно); при  $\lambda > 4$  — трение жидкостное.

В триботехнических расчетах тяжело нагруженного контакта, варьируя значения контактных параметров, необходимо стремиться к получению значений  $\lambda > 1,5$ .

Так, для следующих значений контактных параметров: вязкость масла  $\nu = 34 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , суммарная скорость качения  $V_{\text{сум}} = 3 \text{ м/с}$ , приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей  $R_{\text{пр}} = 28,1 \text{ мм}$ ,

контактное напряжение по Герцу  $\sigma_H = 1200$  МПа, скорость скольжения  $V_{ск} = 1$  м/с — полученные значения толщины смазочного слоя для каждого из испытанных сортов смазочных масел приведены в таблице.

**Определение режима трения в контакте с учетом толщины смазочного слоя ( $R_{a1} = R_{a2} = 0,2$  мкм)**

№ п/п	Сорт смазочного масла	Толщина смазочного слоя $h$ , мкм (по номограмме)	Значение параметра $\lambda$	Предполагаемый режим трения
1	Гипоидное	0,80	2,8	Контактно-гидродинамический режим трения ( $1,5 < \lambda < 3$ )
2	ТАП-15В	0,60	2,1	
3	ТАД-17	0,78	2,8	
4	МТ-16п	0,65	2,3	
5	МТ-8п	0,25	0,9	Режим граничного трения ( $\lambda < 1$ )

Из таблицы ясно, что первые четыре сорта масла обеспечивают условия контактно-гидродинамического режима трения. При тех же значениях контактных параметров применение масла МТ-8п вследствие его малой вязкости приводит к работе контакта в режиме граничного трения.

Таким образом, по номограммам, построенным на основании изучения с помощью роликовой аналогии влияния различных факторов на толщину смазочного слоя, можно достаточно просто и точно определить толщину смазочного слоя для условий работы зубчатой передачи.

Определенная таким способом толщина смазочного слоя позволяет оценить по режиму трения в контакте способность выбранного масла обеспечивать надежную и долговечную работу тяжело нагруженного контакта (например, зубчатой передачи, волновой, фрикционной передачи или кулачкового механизма и др.) как при создании, так и при эксплуатации сложных технических систем.

**ЛИТЕРАТУРА**

- [1] Гаркунов Д.Н. *Триботехника. Износ и безопасность*. Москва, Машиностроение, 2001, 530 с.
- [2] Крагельский И.В., Алисин В.В., ред. *Трение, изнашивание и смазка. Справочник*. В 2 кн. Кн. 2. Москва, Машиностроение, 1979, 358 с.
- [3] Дроздов Ю.Н. Структура метода расчета на износ. *Вестник машиностроения*, 2003, № 1, с. 25–28.
- [4] Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г. Трибологическая надежность космических транспортных систем. *Полет*, 2005, № 1, с. 43–50.

- [5] Гриб В.В., Сокол И.В. Обеспечение надежности зубчатых передач на стадии проектирования машин. *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2006, № 3, с. 29–33.
- [6] Дроздов Ю.Н. Нелинейная динамика изнашивания. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2003, № 5, с. 45–55.
- [7] Sun Hong, Chang Xiaofang. *Shenyang gonggeye daxue xuebao*, 2003, 25, no. 2, pp. 98–100.
- [8] Wang Shu-ren, Yan Yu-tao, Ding Jin-yuan. *Donbei daxue xuebao. Ziran kexue ban*, 2004, 25, no. 2, pp. 146–149.
- [9] Старжинский В.Е., Солимтерман Ю.Л., Тескер Е.И., Гоман А.М., Осипенко С.А. Виды повреждений зубчатых колес: типология и рекомендации по предупреждению повреждений. *Трение и износ*, 2008, № 5, с. 465–482.
- [10] Маликов А.А., Лихошерст В.В., Шалобаев Е.В. Анализ и классификация процесса изнашивания зубчатых передач. *Справочник. Инженерный журнал*, 2011, № 9, с. 2–11.
- [11] Маликов А.А., Лихошерст В.В., Шалобаев Е.В. Процессы заедания и остаточная деформация в зубчатых передачах. *Справочник. Инженерный журнал*, 2011, № 9, с. 12–18.
- [12] Чичинадзе А.В., ред. *Исследования по триботехнике*. Москва, Изд-во ВНИИМАШ, 1975, 308 с.
- [13] Браун Э.Д., Буяновский И.А., Воронин Н.А. и др. *Современная трибология. Итоги и перспективы*. Москва, Изд-во ЛКИ, 2008, 480 с.
- [14] Тимофеев Г.А., Красавин С.И. Определение толщины смазочного слоя в тяжело нагруженном контакте по номограммам. *Приводы и компоненты машин*, 2015, № 1 (14), с. 4–7.
- [15] Тимофеев Г.А., Красавин С.И. Определение вязкости смазочного масла и коэффициента трения по номограммам. *Приводы и компоненты машин*, 2014, № 4 (12), с. 2–5.

Статья поступила в редакцию 03.11.2016

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Тимофеев Г.А., Красавин С.И. К вопросу определения толщины смазочного слоя при решении триботехнических задач. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2016, вып. 12.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2016-12-1564>

**Тимофеев Геннадий Алексеевич** — д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин», руководитель Научно-учебного комплекса «Робототехника и комплексная механизация» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 200 научных работ в области проектирования и автоматизированного проектирования рычажных, кулачковых, зубчатых, планетарных и волновых механизмов для различных машин, приборов, стендов и устройств, исследования, разработки и создания планетарных и волновых механизмов для высокоточных следящих систем. e-mail: [timga@bmstu.ru](mailto:timga@bmstu.ru)

**Красавин Сергей Иванович** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 40 научных работ в области исследований процессов трения и смазывания в тяжело нагруженном контакте. e-mail: [krasavin@bmstu.ru](mailto:krasavin@bmstu.ru)

## On determining the lubricant film thickness for solving tribological problems

© G.A. Timofeev, S.I. Krasavin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

*One main task of modern domestic and foreign engineering is to improve the reliability and durability of the wheeled, tracked, hoisting-and-conveying vehicles, aircraft and space technology. The structure of these machines includes the transmission consisting of the engine, cylindrical, conical, planetary and wave gears. The article discusses the research of changing the thickness of the oil film in a heavily loaded contact by modeling the gear operation using a roller analogy. Nomograms, considering the assumptions of the contact-hydrodynamic theory of lubrication and allowing for the total rolling velocity, maximum Hertzian contact stress, relative radius of contacting surface curvature, the sliding velocity of contacting surfaces were constructed on the friction machine on the basis of performed experiments. The resulting nomograms allow reducing the costs of design, performing full-scale experimental research, and in the future taking into account this methodology in computer-aided design of gearings and friction units.*

**Keywords:** reliability and durability of the machine, transmission, gears, lubricant, modeling using a roller analogy.

### REFERENCES

- [1] Garkunov D.N. *Tribotekhnika. Iznos i bezopasnost* [Tribotechnology. Wear and safety]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001, 530 p.
- [2] Kragelskiy I.V., Alisin V.V., eds. *Trenie, iznashivanie i smazka. Spravochnik. V 2 knigakh. Kn. 2* [Friction, wear processes and lubrication. Handbook. In 2 books. Book 2]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, 358 p.
- [3] Drozdov Yu.N. *Vestnik Mashinostroeniya — Russian Engineering Research*, 2003, no. 1, pp. 25–28.
- [4] Drozdov Yu.N., Yudin E.G. *Obshcherossiyskiy nauchno-tekhnicheskiy zhurnal "Polet" — All-Russian Scientific-Technical Journal "Flight"*, 2005, no. 1, pp. 43–50.
- [5] Grib V.V., Sokol I.V. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhanizmax — Friction and Lubrication in Machines and Mechanisms*, 2006, no. 3, pp. 29–33.
- [6] Drozdov Yu.N. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin — Problems of Mechanical Engineering and Reliability of Machines*, 2003, no. 5, pp. 45–55.
- [7] Sun Hong, Chang Xiaofang. *Shenyang gongye daxue xuebao*, 2003, vol. 25, no. 2, pp. 98–100.
- [8] Wang Shu-ren, Yan Yu-tao, Ding Jin-yuan. *Donbei daxue xuebao. (Ziran kexue ban)*, 2004, vol. 25, no. 2, pp. 146–149.
- [9] Starzhinskiy V.E., Solimterman Yu.L., Tesker E.I., Goman A.M., Osipenko S.A. *Trenie i iznos — Journal of Friction and Wear*, 2008, no. 5, pp. 465–482.
- [10] Malikov A.A., Likhosherst V.V., Shalobaev E.V. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal — Handbook. Engineering Journal*, 2011, no. 9, pp. 2–11.
- [11] Malikov A.A., Likhosherst V.V., Shalobaev E.V. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal — Handbook. Engineering Journal*, 2011, no. 9, pp. 12–18.
- [12] Chichinadze A.V., ed. *Issledovaniya po tribotekhnike* [Research in tribotechnology]. Moscow, VNIIMASH Publ., 1975, 308 p.

- [13] Braun E.D., Buyanovskiy I.A., Voronin N.A., et al. *Sovremennaya tribologiya. Itogi i perspektivy* [Modern tribology. Results and prospects]. Moscow, LKI Publ., 2008, 480 p.
- [14] Timofeev G.A., Krasavin S.I. *Privody i komponenty mashin — Mashine Drives and Parts*, 2015, no. 1 (14), pp. 4–7.
- [15] Timofeev G.A., Krasavin S.I. *Privody i komponenty mashin — Mashine Drives and Parts*, 2014, no. 4 (12), pp. 2–5.

**Timofeev G.A.**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Theory of Mechanisms and Machines, Head of the Scientific and Educational Complex “Robotics and Integrated Mechanization”, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 200 research publications in the field of design and computer-aided design of lever, cam, gear, planetary and wave mechanisms for various machines, instruments, stands and devices; research, development and creation of planetary and wave mechanisms for high-precision servo systems. e-mail: [timga@bmstu.ru](mailto:timga@bmstu.ru)

**Krasavin S.I.**, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department of Principles of Machine Design, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 40 research publications in the field of research of friction and lubrication processes in heavily loaded contact. e-mail: [krasavin@bmstu.ru](mailto:krasavin@bmstu.ru)