Таблица 1

$\frac{S_1}{h_0}$	$\frac{\delta_2}{h_0}$	Φ_p	x_c	z_c	$2g_1$	$2g_2$	$2g_3$	$2g_4$	Примечания
0	0	0,0691	0,582	0,500	1,692	1,182	0,246	0,246	Недеформированные поверхности трения
0	0	0,0689	0,582	0,500	1,694	—	0,246	0,246	То же по данным [5]
1	0	0,0569	0,377	0,500	1,427	1,079	0,164	0,164	Схема по рис. 2
1	0	0,06	0,4	0,5	—	—	—	—	То же по данным [6]
1	1	0,0371	0,370	0,444	1,690	1,290	0,148	0,198	Схема по рис. 1

ЛИТЕРАТУРА

1. Полтавский Ю. Д., Квитницкий Е. И., Герасимова Г. М., Беляева М. А. Определение границы протяженности несущего масляного слоя опорных подшипников скольжения. Машиноведение, № 3, 1970.
2. Регирер С. А. Об учете зависимости вязкости от температуры в гидродинамической теории смазки. Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение, № 2, 1959.
3. Самарский А. А. Введние в теорию разностных схем, «Наука», М., 1971.
4. Jackobsson B., Floberg L. The Finite Journal Bearing, Considering Vaporisation, Trans. of Chalmers University of Technology, № 190, 1957, Gothenburg, Swedne.
5. Jackobsson B., Floberg L. The Rectangular Plane Pad Bearing, Trans. of Chalmers University of Technology. № 203. 1958. Gothenburg, Sweden,
6. Raimondi A. A The Influence of Longitudinal and Transverse Profile. on the Load Capacity of Pivoted Pad Bearing, Trans. ASLE, Vol. 3, № 2.

К. И. ЗАБЛОНСКИЙ, С. И. ФИЛИПОВИЧ, Ю. А. КОТОВ, М. М. МУХА

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ НА УЧАСТКАХ КОНТАКТНЫХ ЛИНИЙ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Работоспособность зубчатых передач существенно зависит от состояния смазочного слоя между зубьями, так как разрушение этого слоя обычно приводит к усиленному износу или заеданию рабочих поверхностей. Ввиду неодинаковых условий для образования масляного слоя вдоль контактных линий целесообразно исследовать его несущую способность на характерных участках. Вид трения на участках зависит от высоты микронеровностей поверхностей, толщины масляного слоя и его несущей способности. Можно полагать, что жидкостное трение имеет место при толщине слоя h, большем средней высоты неровностей сопряженных поверхностей [8]

$$h > \frac{R_{z_1} + R_{z_2}}{2}. \qquad (1)$$

Это условие в основном выполняется в быстроходных передачах с высокой чистотой обработки зубьев (∇8) при установившихся режимах эксплуатации. При невыполнении условия (1) имеет место смешанное трение и часть общей нормальной нагрузки P_n передается через смазочный слой — $P_ж$ (жидкостное трение), а часть через непосредственный металлический контакт микронеровностей — $P_м$ (граничное трение). Металлический контакт возникает после разрушения масляного слоя выступающими микронеровностями.

Анализ потерь мощности в зацеплении и повреждений поверхностей зубьев от износа и заедания показывает, что большинство зубчатых передач работает в области смешанного трения. Косвенными опытами по определению потерь в зацеплении установлено [8, 9], что доля жидкостного и граничного трения в основном зависит от окружной скорости V, микрогеометрии, смазки и удельной нагрузки q. Так в быстроходных передачах при $V>10$ *м/сек* и $q<600$ *кГ/см* преобладает жидкостный контакт (до 80%), а в среднескоростных и тихоходных — металлический. Повреждения поверхностей зубьев от износа и заедания превалируют на участках контактных линий с металлическим контактом, здесь же в основном и прирабатываются зубья.

Доля металлического контакта участков контактных линий изменяется в процессе приработки за счет изменения микрогеометрии и загруженности участков. В связи с этим особую актуальность приобретают вопросы, связанные с определением несущей способности смазочного слоя, которая для конкретной передачи и смазки зависит от изменения микрогеометрии поверхностей и удельной нагрузки.

На первом этапе целесообразно исследовать несущую способность смазочного слоя на узких колесах. Испытания проводились на цилиндрических прямозубых колесах с $m = 6$ *мм*, $z_1 = z_2 = 25$, $A=150$ *мм*, $B=10$ *мм* из улучшенной стали 45 (НВ 217) со строганными зубьями восьмой степени точности на инерционном стенде [3], позволяющем вести одновременно испытания двух пар зубчатых колес при различной интенсивности нагружения фиксированных пар зубьев ($q=70$, 133, 177, 196, 214, 250 *кГ/см*; максимальная нагрузка превышала номинальную по контактной прочности в 2,2 раза). Окружная скорость при испытаниях составляла $V=7{,}5$ *м/сек*, колеса смазывались окунанием в минеральном масле автол 18.

Для установления характера контактирования зубьев были определены толщины масляного слоя для случаев расположения контактных линий в трех местах по высоте зуба (рис. 1). Толщина слоя h определялась на основе контактно-гидродинамической теории смазки. В настоящее время нет единой методики для нахождения толщины слоя, и поэтому она определялась для исследуемой передачи по нескольким наиболее распространенным методикам.

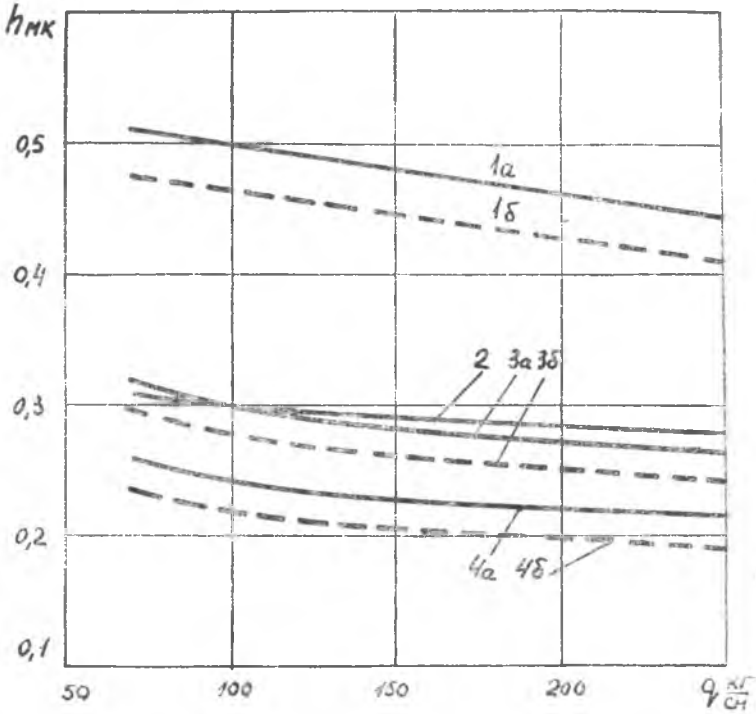

Рис. 1. Графики толщин смазочного слоя h в зависимости от нагрузки q, построенные для исследуемой передачи по методам А. И. Петрусевича — кривые *1*, А. Н. Грубина — *2*, Д. С. Кодиира — кривые *3* и Д. Даусона — кривые *4* (*а* — контактная линия расположена в полюсе, *б* — на вершине или ножке зуба).

По данным А. И. Петрусевича [6]

$$h = \frac{(\mu_0 V_\Sigma)^{0,625} \rho^{0,375} p_{max}^{0,125}}{13a^{0,5}} \text{ см}, \qquad (2)$$

где μ_0 — исходная вязкость масла в $кГ \cdot сек/см^2$,
V_Σ — суммарная скорость качения в $см/сек$,
p_{max} — максимальное давление по Герцу в $кГ/см^2$,
a — пьезокоэффициент вязкость масла в $кГ/см^2$,
ρ — приведенный радиус кривизны в $см$.

Так как в условиях проведения опыта удельные нагрузки q вызывали контактные давления $p_{max} < 10000$ $кГ/см^2$, то расчетная толщина пленки h на основе методики А. И. Петрусевича находилась путем линейного интерполирования между величиной h_1, подсчитанной при

$p_{max} = 10000$ *кГ/см*^{2} по формуле (2) и величиной h_2, найденной по зависимости

$$h_2 = 1{,}28 \cdot \sqrt[3]{\frac{\mu_0^2 V_\Sigma \rho}{a^2}}, \tag{3}$$

для удельных нагрузок, определяемых по формуле

$$q_2 = 3{,}83a\sqrt{\rho h_2}. \tag{4}$$

По данным Д. С. Коднира [5]

$$h = \frac{3{,}17 \cdot \mu_0^{0,75} \cdot V_\Sigma^{0,75} \cdot n^{0,6}}{k_0^{0,15} \cdot \lambda^{0,4}} \text{ м}, \tag{5}$$

где n — пьезокоэффициент вязкости, *м*^{2}/*кГ*;
λ — приведенная кривизна поверхности, 1/*м*;
k_0 — удельная нагрузка, *кГ/м*,
μ_0 — в *кГ·сек/см*^{2} V_Σ в *м/сек*.

Значения толщин смазочного слоя, подсчитанные по данным Грубина А. Н. [1] и Даусона Д, Хигинсона Г. Р. [7] показаны на рис. 1, соответственно кривым 2 и 4.

Параметры микрогеометрии поверхностей зубьев определялись по оттискам из стиракрила, растворенного мономером с 2% содержанием диметиланилина. При этом визуально на двойном микроскопе МИС-11 по оттискам толщиною 1—1,5 *мм* определялась максимальная высота микронеровностей R_{max} поперечной и продольной шероховатости (среднее из десяти измерений).

Кроме этого профилограммы фотографировались на микроскопе с увеличением по горизонтали в 920 раз и вертикали в 1300 раз для определения радиусов закругления вершин микронеровностей в поперечном $r_{пол}$, продольном $r_{пр}$ направлениях и приведенного радиуса закругления вершин $r = \sqrt{r_{поп} \cdot r_{пр}}$, а также характеристик ν и b [2].

Анализ параметров микрогеометрии поверхностей зубьев приработанных при различных уровнях нагрузки показал, что вследствие приработочного изнашивания максимальная высота микронеровностей изменяется, причем, при нагрузках, не превышающих номинальные, она уменьшается от исходной R_{max}=4,2 *мк* до установившейся при данном режиме эксплуатационной R_{max}=3,8 *мк*, а при нагрузках, превышающих номинальные в два раза наоборот увеличилась до R_{max}=5,2 *мк*.

Сопоставление толщин масляного слоя между зубьями с исходной и эксплуатационной высотой микронеровностей поверхностей зубьев показало, что испытываемая передача работает при всех удельных нагрузках в области смешанного трения, так как для всех случаев

$$P_z \simeq \frac{R_{max}}{1{,}15} > h$$

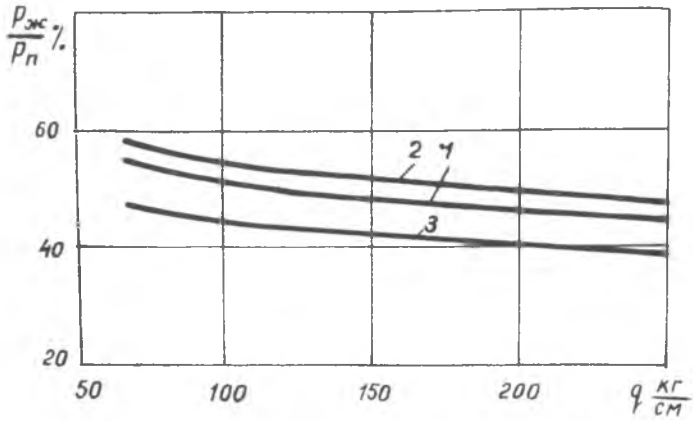

Рис. 2. Графики доли жидкостного трения в зависимости от нагрузки для исследуемой передачи.
1 — при исходной микрогеометрии поверхностей зубьев; *2* — для приработанных при нагрузке $q = 133$ *кГ/см*; *3* — для приработанных при нагрузке $q = 214$ *кГ/см*.

Зависимость доли жидкостного трения на участках контактных линий от удельной нагрузки, установленная на основе работ [8, 9] с учетом фактических величин высот микронеровностей R_z исследуемых зубьев, показана на рис. 2. Анализ графиков на рис. 2 позволил установить влияние приработки на условия контактирования зубьев. Доля жидкостного трения вследствие приработки увеличивалась (на 5%), если она велась при нагрузках, не превышающих номинальные, и, наоборот, уменьшалась на 15%, если приработочная нагрузка превышала номинальную в 2,2 раза.

Несущую способность масляного слоя в условиях смешанного трения на первом этапе исследований можно характеризовать долей металлического контакта

$$\psi = \frac{P_м}{P_п} = 1 - \frac{P_ж}{P_п} \qquad (6)$$

и косвенно оценивать по интенсивности приработочного изнашивания поверхностей зубьев на различных участках контактных линий. Для осуществления такой оценки величину полного приработочного износа на участке удобно выразить дифференцированно через отдельные его составляющие [4]

$$\Delta = k_н (\psi p_к)^{\frac{1}{2\nu}} R_{max} + 2{,}16 k_э (\psi q)^{\alpha} \rho_{пр}^{1-\alpha} \eta N + k_п q^3 \rho_{пр}^{-2,5} \text{ мк}, \qquad (7)$$

где $k_н$ — расчетно-экспериментальный коэффициент, зависящий от материала и шероховатости поверхности, для исследуемой передачи

$$k_п = 0{,}064 \text{ см}^2/\text{кГ} \ [4];$$

$p_к$ — контактное давление на участке контактной линии, $кГ/см^2$;

ν — параметр, характеризующий шероховатость поверхности (для исходной шероховатости $\nu = 1{,}8$, после приработки в зоне полюса $\nu = 1{,}5$ и в зоне вершины $\nu = 1{,}2$);

η — удельное скольжение на участке контактной линии;

$k_э$ — расчетно-экспериментальный коэффициент, зависящий от условий трения; для исследуемой передачи $k_э = 2 \cdot 10^{-10}$ $мк \cdot см^2/кГ$ [4];

$k_п$ — опытный коэффициент, зависящий от материала; для исследуемой передачи $k_п = 0{,}71 \cdot 10^{-6}$ $мк \cdot см^2/кГ$ [4].

В зависимости (7) первое слагаемое ($\Delta'_н$) характеризует износ в начальный период приработки, вызванный усиленным пластическим деформированием микровыступов, второе ($\Delta''_н + \Delta_э$)—износ от истирания за период приработки, а третье ($\Delta_п$) — износ от пластического деформирования поверхностного слоя от смятия. При этом видно, что доля металлического контакта (ψ) оказывает влияние на первые два слагаемые.

Для оценки влияния доли металлического контакта на приработочный износ зубьев по зависимости (7) были определены суммарный износ и его составляющие при нагрузках $q = 70$ $кГ/см$ и 214 $кГ/см$ (при нагрузках $q > 238$ $кГ/см$ увеличивается пластическая деформация поверхностного слоя за счет появления пластического течения [4]. Полученные значения износов, а также величина суммарного износа, определенная на исследуемой передаче экспериментальным путем [3], приведены в таблице 1.

Таблица 1

Место контактной линии на высоте зуба	q $кГ/см$	Износ, $мк$					
		$\Delta'_н$	$\Delta_э + \Delta''_н$	$\Delta_п$	Δ	$\Delta_э$	$\frac{\Delta - \Delta_э}{\Delta} 100\%$
Полюс	70	2,2	0	0,1	2,3	2,5	— 8,7
	214	2,4	0	3,8	6,2	7,0	—13
Вершина на расстоянии 0,5 m от полюса	70	2,2	0,5	0,1	2,8	2,5	+12
	214	2,4	2,9	3,7	9,0	8,5	+5,6

Анализ полученных данных показывает хорошие совпадения теоретических значений с экспериментальными (наибольшее отклонение не превышало 13%). Составляющие износа, зависящие от доли металлического контакта, составляют значительную часть полного износа, что свидетельствует о большой доле металлического контакта в исследуемой передаче. Износостойкость этой передачи может быть существенно повышена за счет уменьшения доли металлического контакта. Этого можно достичь в первую

очередь путем уменьшения исходной шероховатости поверхности шлифованием зубьев.

Анализ рабочей поверхности зубьев в процессе эксперимента позволил установить нагрузки, при которых появляется прогрессивное заедание на головке по всей длине контактных линий. Их величина составляет 1,4 от номинальной. Можно полагать, что при этих нагрузках масляный слой терял свою несущую способность и на участках с жидкостным трением.

Проведенные исследования показали важность учета истинной доли металлического контакта при определении составляющих износа зубьев от истирания поверхности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грубин А. Н. Основы гидродинамической теории смазки тяжелонагруженных цилиндрических поверхностей. Труды ЦНИИТМАШ, кн. 30, М., Машгиз, 1949.

2. Демкин Н. Б., Рудзит Я. А. Характеристики микрогеометрии поверхностей для расчета процессов трения и износа. «Вестник машиностроения», 1971, № 8.

3. Заблонский К. И. Жесткость зубчатых передач. Киев, «Техника», 1967.

4. Заблонский К. И., Филипович С. И., Котов Ю. А. Методика определения приработочного износа зубьев на участках контактных линий. В сб. «Детали машин», вып. 14, Киев, «Техника», 1972.

5. Коднир Д. С. и др. Расчет толщины смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40; стр. 42—64, Куйбышев, 1969.

6. Петрусевич А. И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки «Известия АН СССР ОТН», 1951, № 2.

7. Dowson D., Higginson G. R. Elastohydrodynamic lubrication, Oxford, Pergamin Press, 1966, A23379.

8. Niemann G., Ohlendorf H. Verlustleistung und Erwärmung von stirnradgetrieben, VDI, z. 102 (1960), № 6.

9. Rettig H. Die Freßlastgrenze von Getriebeölen, Teil I, VDI, z. 104 (1962), № 6.

Г. А. ЛОПАТО

КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Повышение требований к силовым коническим передачам с круговыми зубьями направлено в сторону обеспечения их несущей способности и долговечности при условии роста нагрузок и скоростей.

Расчет этих передач на контактные напряжения и подбор сорта смазочного масла (из условий жидкостной смазки) обеспечивает их надежную работу без выкрашивания, износа и заедания.