

**О ПРИЧИНАХ ПОВЫШЕНИЯ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С РОСТОМ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ**

А. Е. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Данные экспериментов [1], проведенные на зубчатых передачах (с параметрами, характерными для приводов энергетических установок), убедительно показывают, что контактная прочность растет с увеличением скорости.

Существует несколько гипотез, объясняющих влияние скорости на контактную прочность.

Наиболее распространена гипотеза, заключающаяся в том, что с ростом скорости качения увеличивается толщина масляной пленки между зубьями передачи. При этом площадка контакта значительно увеличивается, что приводит к более равномерному распределению давления. Следовательно, максимальное давление, а также его распределение по полоске контакта становятся значительно меньшими, чем при металлическом контакте. Это вытекает из теоретической работы академика П. Л. Капицы [6]. Автор этой работы впервые применил классическую гидродинамическую теорию смазки к расчету поверхностей с двойной кривизной, учтя при этом зависимость вязкости масла от давления. Он показал также, что применительно к подшипникам качения напряжения в зоне контакта, определенные на основании теории упругости (без учета влияния смазки), имеют весьма большую величину, лежащую за пределами упругой деформации (концентрация нагрузок на малой площадке контакта). В работе показано, что с увеличением скорости возрастает благоприятное действие масляной пленки между контактирующими поверхностями. Рассматривая этот вопрос применительно к подшипникам, автор работы [6] считает возможным распространение ее выводов и на зубчатые передачи.

Автор работы [8] полагает, что поскольку масляная пленка, разъединяющая рабочие поверхности, из-за больших давлений приобретает свойства твердого тела*, то эта пленка значительно увеличивает реальную площадь контакта, вследствие перехода от контакта шероховатостей к полному контакту, и тем самым снижает действующие удельные нагрузки.

Исследованиями Г. Нимана и Олендорфа [15] показано, что в результате соприкосновения вершин неровностей только часть нормального усилия P_n передается гидродинамически ($P_{гидр}$), а остальная

* По данным работы [12] это может быть только в том случае, если время приложения нагрузки меньше времени релаксации жидкости τ (для масел $\tau \approx 10^{-6} \div 10^{-5}$ сек).

часть — непосредственным соприкосновением поверхностей ($P_{герц}$). Исходя из этого и общая мощность потерь на трение в зацеплении будет складываться из потерь на трение при непосредственном контакте рабочих поверхностей зубьев и потерь на трение в масляном слое. В рассматриваемой работе были получены экспериментальные кривые изменения относительной мощности потерь в зацеплении в зависимости от окружной скорости, передаваемого усилия и других факторов.

Хорошее совпадение с экспериментом кривых коэффициента относительной мощности потерь в зацеплении в зависимости от окружной скорости, полученных теоретическим путем, позволило сделать интересные выводы. Основной вывод заключается в том, что часть нагрузки, передаваемая гидродинамически, т. е. через слой смазки, с увеличением окружной скорости зубчатых колес непрерывно возрастает. В этом и заключается, по мнению авторов работы [15], основа механизма благоприятного влияния увеличения окружной скорости на контактную прочность. Расчеты показывают, что при изменении окружной скорости с 2 до 20 м/сек доля нормального усилия, передаваемого через масляный слой, возрастает от $0,38P$ до $0,8P$, т. е. более чем в два раза. При фиксированной окружной скорости доля нормального усилия, передаваемая гидродинамически, тем больше, чем меньше шероховатость поверхностей зубьев, больше вязкость масла и радиусы кривизны профилей.

Творческие работы К. Вебера и Г. Нимана показывают, что причиной благоприятного влияния увеличения окружной скорости на нагрузочную способность передач (исходя из контактной прочности) является различный характер распределения контактных напряжений при гидродинамической передаче нагрузки непосредственно контактом поверхностей. Это положение иллюстрирует рис. 1. Видимо (в первом приближении), как исходную величину для расчета можно связать усталостное выкрашивание только с той частью нагрузки, которая передается зубьями посредством металлического контакта.

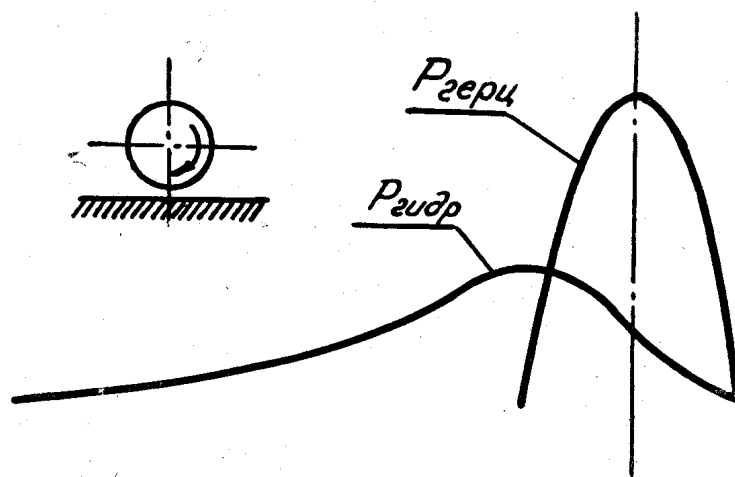


Рис. 1. Характер распределения контактных напряжений при гидродинамической передаче нагрузки ($P_{гидр.}$) и при передаче нагрузки непосредственно металлическим контактом ($P_{герц}$)

Мнение о том, что с ростом скорости падает доля нагрузки, передаваемая непосредственно металлическим контактом, высказывает и Борзов [11]. Он считает, что при больших скоростях время приложения нагрузки недостаточно для полного вытеснения смазки, при этом чем выше скорость, тем большее количество смазки остается в контакте.

Приведенную гипотезу, объясняющую связь контактной прочности со скоростью, поддерживает также Сайкс [17] и другие.

Довольно логичное объяснение этой связи может иметь и некоторые возражения. Так, из работ А. Н. Грубина [5] и А. И. Петрусевича [9] следует, что присутствие смазки не меняет основного напряженного состояния (если не учитывать местного пика давлений при выходе из контакта* и сил трения), и при расчетах можно пользоваться формулой Герца-Беляева.

В этом случае, если бы эта гипотеза была справедлива, то изменение скорости качения сказалось бы на глубинной прочности. Если с ростом скорости падают напряжения на площадке контакта, то должны изменяться и напряжения под слоем, так как они являются функцией поверхностных напряжений. Следовательно, между скоростью и глубинной прочностью материала с твердым покрытием должна существовать такая же зависимость, какая установлена между скоростью и контактной прочностью рабочих поверхностей зубьев: с ростом скорости выносливость рабочих поверхностей зубьев увеличивается. Однако эксперименты Р. Р. Гальпера [3] показали, что предел глубинной прочности не зависит от скорости. Отсюда можно сделать вывод, что изменения основных поверхностей напряжений не происходят.

Суть второй гипотезы заключается в том, что с увеличением частоты приложения нагрузки материал упрочняется, механические характеристики возрастают и, следовательно, растет контактная прочность. Увеличение механических материалов должно естественно повысить и изгибную прочность зубчатых колес.

Однако результаты большого числа экспериментов по выявлению роста механических характеристик с увеличением частоты приложения нагрузки весьма противоречивы, причем это в одинаковой степени касается как результатов, полученных на образцах, так и результатов, полученных непосредственно на зубчатых колесах.

По данным работы В. Вейбулла [2], предел усталости металла обычно не зависит от частоты в пределах до 10000 циклов/мин, но возрастает с увеличением частоты испытания выше этого значения.

Автор работы [2] указывает, что повышение частоты от 20 до 2000 циклов/мин приводит к 1,5-5,5-кратному увеличению числа циклов до разрушения.

Г. Ломас, И. Рейт, И. Уорд и Е. Кюлбек [2] в результате своих экспериментов в 1956 году с 8 различными марками стали показали устойчивый рост предела усталости с ростом частоты до максимального значения между 1200 и 1800 гц, а затем прогрессивное падение его по мере роста частоты до 25000 гц.

В табл. 1 приводятся результаты обработки ряда экспериментов, анализ которых показывает, что предел изгибной прочности незначительно возрастает при увеличении частоты.

Таблица 1

Изменение предела выносливости при изгибе с ростом частоты приложения нагрузки

Частота в герцах	10-70	100	200	300	1000
Предел выносливости в %	100	100-105	101-108	101-110	105-115

Кроме того, двадцатикратное изменение частоты приложения нагрузки (от 5 до 105 гц) в опытах различных авторов не отразилось на пределе глубинной прочности (табл. 2).

Автор работы [14] утверждает, что для металлов, работающих в услови-

* Автор работы [7] не обнаружил указанного явления при выходе из контакта.

ях чистого качения частота изменения напряжений не оказывает существенного влияния на поверхностную усталость: при изменении скорости машины с 1040 до 3200 об/мин результаты эксперимента на роликах оказывались схожими. В работе же [16] высказывается мнение об увеличении контактной прочности при возрастании частоты контакта зубьев.

Таблица 2

Частота приложения нагрузки при проведении экспериментов по данным различных авторов

Автор	Честерс	Дымшиц	Ниман	Гальпер
Частота, <i>гц</i>	5	11,5	23,3÷23,8	23,9÷104,2
Отношение $\frac{\sigma_{пр}}{HВ}$	16,1	15,4	15,5÷15,6	15,7÷15,5

Таким образом, и эта гипотеза еще недостаточно апробирована и ее существование будет зависеть от дальнейшего накопления экспериментальных данных.

И, наконец, третьей гипотезой, объясняющей разбираемое явление, является связь между скоростью качения и коэффициентом трения материала. А. И. Петрусевиц [9] показывает, что прочность материала будет тем выше, чем меньше коэффициент трения. Падение значений коэффициента трения при увеличении скорости теоретически и экспериментально подтвердили большое число исследователей (напр. [5] и др.).

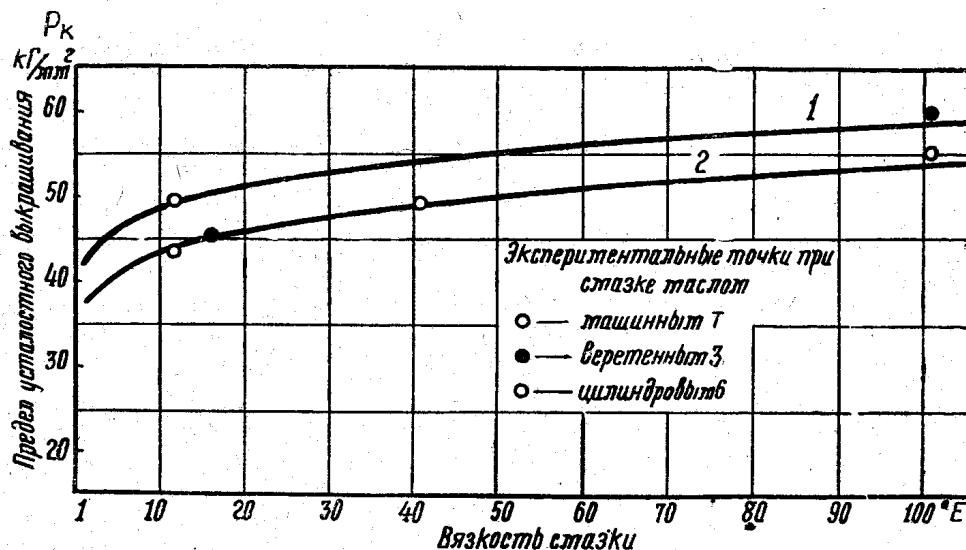


Рис. 2. Влияние вязкости и сорта смазки на предел усталостного выкрашивания зубьев

Увеличение предела усталостного выкрашивания зафиксировано и в экспериментах Г. К. Трубина [10] (рис. 2), причём влияние вязкости на контактную выносливость передач автор сводит к влиянию трения в связи с изменением величины контактных напряжений: благоприятный эффект увеличения вязкости смазки объясняется уменьшением величины контактных напряжений в связи с уменьшением сил трения на зубьях.

Это заключение, относящееся в одинаковой степени к зубчатым колесам, выполненным из мягких и поверхностно-упрочненных мате-

риалов, справедливо, по мнению автора, лишь для передач, работающих в условиях полужидкостного трения, при котором увеличение вязкости дает уменьшение величины коэффициента трения. Для быстроходных передач, которые работают в условиях чисто жидкостного трения*, увеличение вязкости смазки в контакте должно, наоборот, увеличить трение.

Таким образом, гипотеза А. И. Петрусевича качественно объясняет увеличение прочности материала с ростом скорости. Однако расчеты, проведенные Р. Р. Гальпером, показали, что количественного совпадения с экспериментом приведенные в работе [9] аналитические зависимости не дают. Так, если в этих зависимостях изменять коэффициент трения от 0,08 (как от максимально возможного для зубчатых передач согласно [4]) до 0, то предел контактной усталости возрастет приблизительно на 20%. По данным работы [3], фактически предел усталости при изменении суммарной скорости качения от 1 до 60 м/сек увеличивается более чем в два раза, а по нашим данным [1] чуть менее чем в 2 раза. Таким образом, помимо сил трения, не влияющих на прочность контактирующего материала, действует и ряд других факторов, которые изменяясь вместе со скоростью качения, изменяют и предел усталости.

Причем, как замечено в экспериментах Р. Р. Гальпера, влияние этих факторов ограничивается тонкими поверхностными слоями металла, так как скорость качения не влияла на предел глубинной прочности.

Самое вероятное предположение заключается, по нашему мнению, в том, что наряду с силами трения огромную роль играет и толщина масляной пленки. В этой связи целесообразно заметить, что уменьшение коэффициента трения качения в контакте с ростом скорости и одновременный рост толщины масляной пленки — явления, очевидно, тесно связанные между собой, и поэтому объяснение рассматриваемого явления влияния скорости на контактную прочность, вероятно, будет более правдоподобным при объединении первой и третьей гипотез.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Е. Беляев. Влияние скорости на контактную прочность зубчатых передач. Изв. ТПИ, № 157, Томск, 1968.
2. В. Вейбулл. Усталостные испытания и анализ их результатов, М., 1964.
3. Р. Р. Гальпер. Контактная прочность высокоскоростных зубчатых передач. Диссертация, Л., 1964.
4. М. Д. Генкин. Вопросы заедания зубчатых колес. АН СССР, М., 1959.
5. А. Н. Трубин. Основы гидродинамической теории смазки тяжело нагруженных цилиндрических поверхностей. (ЦНИИТМАШ, кн. 30), Машгиз, 1949.
6. П. Л. Капца. Гидродинамическая теория смазки при качении. «Техническая физика», раздел «Механика», т. 25, вып. 4, 1955.
7. Д. С. Коднир. Контактно-гидродинамическая теория смазки, Куйбышев, 1963.
8. А. В. Орлов. Роль динамических нагрузок в контактной прочности зубчатых передач, изд. «Наука», М., 1964.
9. А. И. Петрусевич. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. Известия АН СССР, ОТН, № 2, 1951.
10. Г. К. Трубин. Контактная усталость материалов для зубчатых колес, Машгиз, 1962.
11. W. N. Borsof. Transaction of ASME, Ser. D., III, 1959.
12. H. Bruggler. VDI — Zeitschrift, Bd. 103, № 6, 1961.
13. H. Christensen. Teknik ukerblad, 109, № 13, 1962.
14. I. D. Gram. Handbook of Mechanical Wear, 1961.
15. G. Niemann. Maschinenelemente, II, 93, 1960.
16. L. Rozeanu, O. Preptescu. Studii si cencetari de mecanica arlicata exitras, vol. 8, № 1, I—III, 1957.
17. A. Sykes. The Engineer, Nov., № 5416, 1959.

* Практика машиностроения на ряде убедительных приморов [13] показала наличие сплошного смазочного слоя между профилями зубчатых колес. Неоднократно отмечались случаи многолетней эксплуатации передач, работающих в широком интервале скоростей, с сохранившимися на рабочих поверхностях зубьев следами обработки при их изготовлении.