

УДК 621.891:539.2

ВЛИЯНИЕ ВИДА СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Сергей Андреевич Поляков^{1,2}, Екатерина Михайловна Кулешова²,
Сергей Владимирович Рубцов², Лидия Ивановна Куксенова¹

¹ИМАШ РАН им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

²МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

lkukc@mail.ru

Аннотация. Проведена оценка влияния смазочных материалов на контактно-кинематическое проскальзывание и коэффициент полезного действия зубчатых передач на основе метода сравнительных испытаний. Изложена методика испытаний. Выявлена зависимость максимального коэффициента полезного действия от вида смазочного материала.

Ключевые слова: коэффициент полезного действия зубчатых передач, пленкообразующие смазочные материалы, контактно-кинематическое проскальзывание.

INFLUENCE OF THE LUBRICANT TYPE ON THE ENERGY EFFICIENCY INDICES OF INVOLUTE GEARS

S.A. Polyakov^{1,2}, E.M. Kuleshova², S.V. Rubtsov², L.I. Kuksenova¹

¹IMASH RAN, Moscow, Russia

²Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

lkukc@mail.ru

Abstract. The assessment of the impact of lubricants on a contact-kinematic slippage and gear efficiency was conducted on base of the method of comparative wear tests. Test procedure was set out. The dependence of the maximum efficiency on the type of lubricant was identified.

Keywords: gear efficiency, film-forming lubricants, contact-kinematic slippage.

Введение. Экспериментально установлено, что в зубчатых колесах гидродинамическое трение в чистом виде не реализуется, и большинство передач работают в области смешанного (или граничного) трения. При этом часть нагрузки во время зацепления зуба передается через слой упругогидродинамической смазки, а другая часть нагрузки – непосредственно через металлический контакт [1]. Только в слабо нагруженных передачах происходит жидкостное трение. Составляющие силы трения зависят от многих факторов: скорость скольжения, радиус контактирующих поверхностей, шероховатость поверхности. Поэтому трение в условиях граничной смазки оказывает влияние на КПД зубчатой передачи, в первую очередь, через коэффициент трения и суммарный путь трения [2]. При вращении

зубчатого колеса нормальная к поверхности зуба сила выполняет работу на длине активного участка линии зацепления. Часть этой работы затрачивается на преодоление сил трения, возникающих в контакте зубьев при перемещении площадки контакта вдоль поверхности зуба колеса. Отношение работы силы трения скольжения к полной работе перемещения зуба по линии зацепления характеризует коэффициент потерь в зацеплении вследствие скольжения зубьев. Максимальная эффективность передачи рассчитывается производителем на определенную нагрузку – номинальную; численно это выражается в значении номинального момента, которое определяется по максимуму КПД на зависимости КПД от нагрузки (величины тормозного момента). До достижения номинального момента КПД растет в силу постепенной выборки зазоров в подшипниках и зацеплении. При превышении номинальной нагрузки энергоэффективность передачи монотонно снижается. Это объясняется тем, что в зубчатом зацеплении с ростом нагрузки влияние тангенциального проскальзывания и трения скольжения в зацеплении увеличивается, соответственно большее количество полезной работы уходит на преодоление сил трения, что выражается соотношением

$$\eta = 1 - f\left(\frac{\Delta L}{l}\right), \quad (1)$$

где ΔL – суммарный путь трения зуба колеса; l – длина активного участка линии зацепления; f – коэффициент трения скольжения, который в условиях граничной смазки с ростом нагрузки растет экспоненциально (по диаграмме Герси–Штрибека в левой ветви). Величина l определяется геометрическими параметрами зацепления, поэтому для данного зацепления она остается постоянной при изменении нагрузки. В то же время величина ΔL определяется составляющими пути трения Δl_i на i -ых участках проскальзывания

$$\Delta L = \int \Delta l_i(x) dx, \quad \Delta l_i = 2a\lambda$$

где a – половина размера площадки контакта, $a = 1,128\sqrt{q_n ER}$,

q_n – нормальная нагрузка на единицу длины по ширине зуба и линейно зависит от тормозного момента на выходе передачи, E – приведенный модуль упругости, R – приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей, λ – коэффициент скольжения, $\lambda = (r_2 z_1 / r_1 z_2) - 1$, где r_2, r_1 – радиусы кривизны эвольвент зубчатых колес в точке сопряжения зубьев, z_1, z_2 – числа зубьев у шестерни и колеса.

Очевидно, что с ростом приложенного на выходе редуктора тормозного момента увеличивается нормальная к поверхности зуба сила, соответственно возрастают максимальное контактное давление и размер площадки контакта зубьев a . Это приводит к увеличению путей трения в контакте ΔL , коэффициента трения (поскольку все происходит в условиях граничной смазки), в результате, – суммарной работы сил трения, и как следствие, к снижению КПД зубчатой передачи. Тем не менее, в традиционных источниках [3] зависимость КПД в эвольвентных зубчатых передачах (ЭЗП) от нагрузочных факторов не рассматривается. Единственным источником, который дает теоретическое обоснование подобной зависимости является работа [2], однако экспериментальное подтверждение данной зависимости в литературе отсутствует. Целью данной работы является анализ влияния контактно-кинематического проскальзывания на энергоэффективность ЭЗП, включая экспериментальную оценку этого влияния с учетом вида смазочного материала.

Основная часть. Главной энергетической характеристикой любой механической передачи является КПД – η . Эта величина представляет собой соотношение между затраченной и полезной мощностью, выраженное в процентах

$$\eta = \frac{(P_{nz} - P_{zmp})}{P_{nz}},$$

где P_{nz} – полные затраты мощности, P_{zmp} – затраты на трение. Основным источником потерь является трение в зацеплении. Для получения удобного выражения для КПД, значение которого можно измерить в лабораторных условиях, преобразуем формулу (1) к виду

$$\eta = \frac{P_{вых}}{P_{вх}}, \quad P_{вых} = (P_{nz} - P_{zmp}), \quad P_{вх} = P_{nz}.$$

В этом случае мы можем рассмотреть практически любой привод с точки зрения его энергопотерь, учитывая потери в каждом элементе привода и обозначая их отдельными коэффициентами для муфт, подшипников и т.д., а суммарный КПД рассматривая как их произведение, а именно

$$\eta_0 = \prod \eta_i = \eta_m \eta_n \eta_z,$$

где η_m – КПД муфты, η_n – КПД подшипников, η_z – КПД зацепления и т.д.. Запишем выражение для мощности на входном валу в привод, например, на валу электродвигателя и свяжем ее с мощностью на выходе

$$P_{вх} = \frac{(T_{эд} n_{эд})}{9550} = \frac{1}{\eta_0} \frac{(T_{вых} n_{вых})}{9550},$$

где $n_{эд}$ – число оборотов быстроходного вала (например, вала электродвигателя), а $n_{вых}$ – число оборотов тихоходного вала (например, вала исполнительного механизма — в нашем случае тормоза). Таким образом

$$\eta_0 = \frac{T_{вых} n_{вых}}{T_{эд} n_{эд}}$$

или

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 U}, \quad U = \frac{n_{вых}}{n_{эд}},$$

где U – передаточное отношение испытуемого редуктора, T_1 – момент на электродвигателя, T_2 – момент на тормозе [4].

Для реализации изложенной схемы экспериментального исследования КПД в ЭЗП была использована следующая установка. Внешний вид стенда показан на рис.1. Схема стенда с названиями его функциональных элементов представлена на рис. 2.

В станине данного стенда имеются тумблеры и регулировки для электромотора и тормоза. Скоростью вращения электромотора можно варьировать, также как и силой торможения. Вал электродвигателя закреплен в опорах с подшипниками качения, что позволяет определять вращательный момент, который передается на упругий элемент закрепленный отдельно. Электродвигатель соединен с передачей посредством муфты. Многоступенчатая передача

расположена в отдельном закрытом корпусе с прозрачной съемной крышкой. Каждое из 7 зубчатых колес закреплено в корпусе на отдельном подшипнике. В итоге получается 6 ступеней с поочередно понижающим отношением, что дает в конечном результате передаточное отношение 24. Передача соединяется с тормозом через муфту. Вал тормоза закреплен в корпусе на подшипниках качения и зафиксирован упругим элементом.

Эксперименты на данном стенде проводятся путем изменения нагрузки на передачу и оценки моментов на электродвигателе и тормозе. Это позволяет определять отношение моментов и, с учетом передаточного отношения, энергоэффективность передачи (КПД).



Рис. 1. Фотография стенда для определения КПД многоступенчатой зубчатой передачи

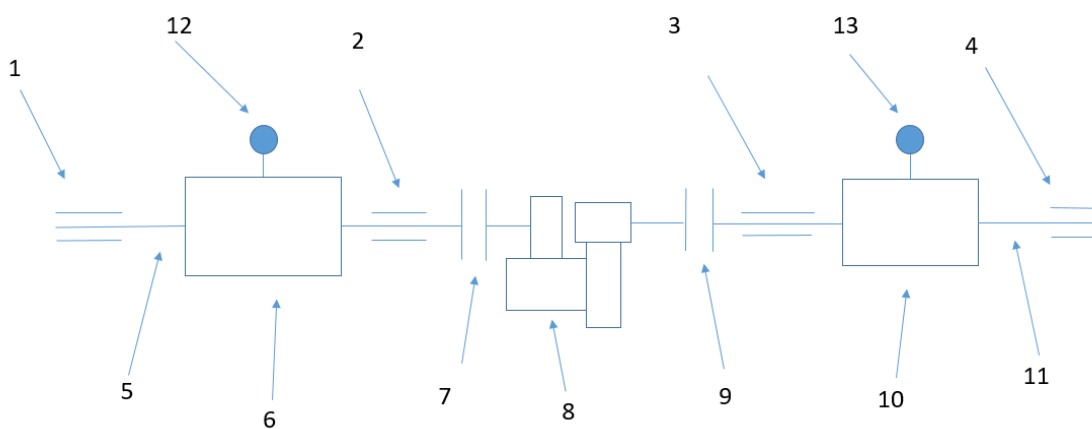


Рис. 2. Схематичное изображение испытательного стенда:
1,2,3,4 – опоры с подшипниками; 5,11 – вал, 6 – электродвигатель, 7,9 – соединительные муфты; 8 – многоступенчатая зубчатая передача; 10 – электротормоз; 12,13 – датчики для определения крутящего момента

На стенде проводилось два эксперимента. Первый эксперимент – построение зависимости КПД от тормозного момента при смазывании маслом И20А. Результат эксперимента с учетом разброса данных и рассчитанных средних значений показан на рис. 3.

Второй эксперимент проводился по аналогичной методике, но смазывание осуществлялось с использованием антифрикционной добавки «Стрибойл». Результат эксперимента показан на рис. 4. Пунктиром для сравнения указана первая зависимость КПД, представленная на рис. 3.

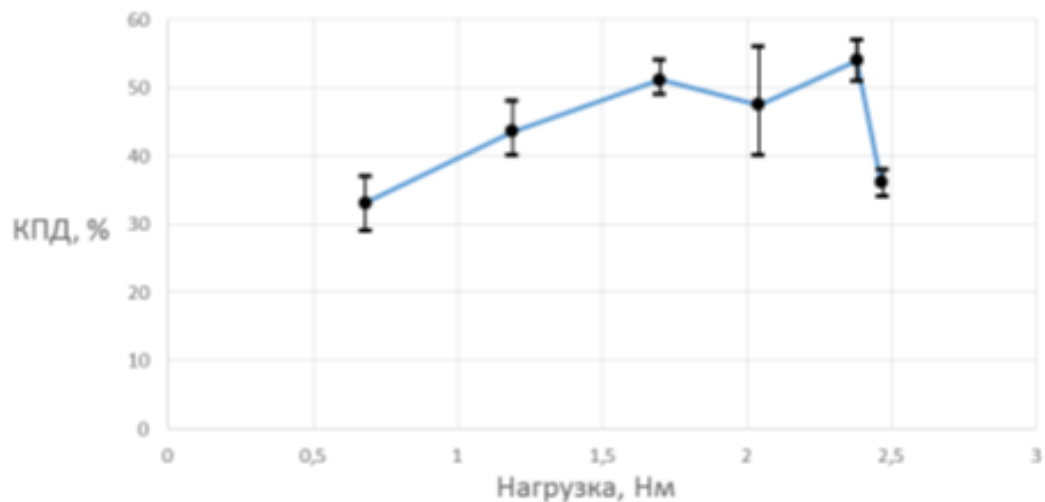


Рис. 3. Зависимость КПД от нагружающего момента для масла И20А

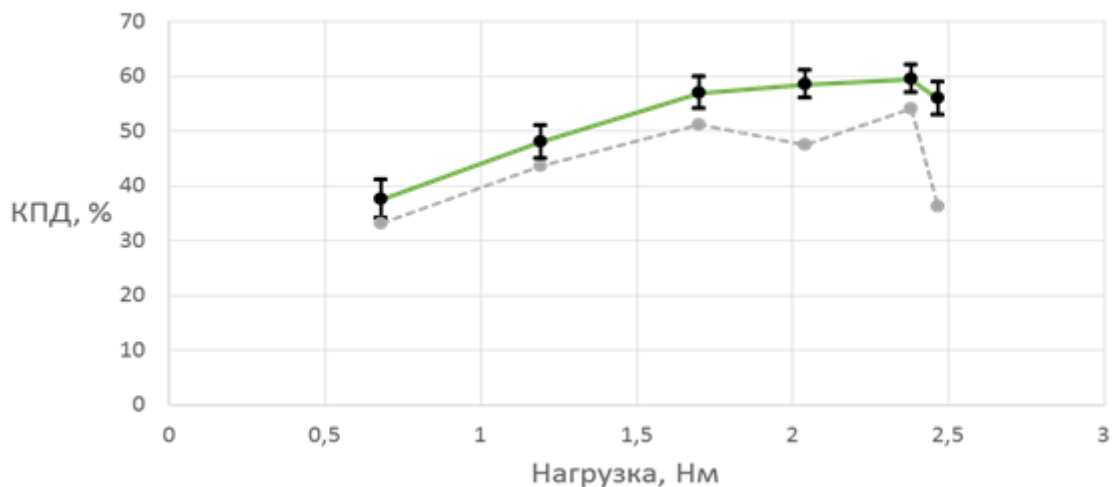


Рис. 4. Зависимость КПД от нагружающего момента для масла с добавкой «Стрибойл»

Анализ результатов эксперимента. Как показывают результаты эксперимента, изменение вида смазочного материала существенно повлияло на зависимость КПД от нагружающего момента. Для интерпретации этого результата обратимся к формуле (1)

$$\eta = 1 - f\left(\frac{\Delta L}{l}\right),$$

которая позволяет оценить факторы, влияющие на КПД. В частности, очевидно, что хотя длина пути трения ΔL влияет на КПД, однако изменения этой величины в первом и втором эксперименте были одинаковыми, поскольку значения нагрузки в обоих экспериментах также были одинаковы. В то же время, состав смазочного материала влияет на физико-химическое состояние трущихся поверхностей и, соответственно, на коэффициент трения. Поэтому благодаря предложенному эксперименту установлено влияние состава смазочного материала на КПД, а также зависимость максимального коэффициента полезного действия от вида смазочного материала.

Выводы. Для многоступенчатых ЭЗП, позволяющих достичь высоких передаточных отношений, значение КПД уменьшается по мере роста передаточного отношения и числа зацеплений колес, что обусловлено увеличением пути трения скольжения, в соответствии с формулой (1). В этом случае для повышения энергоэффективности ЭЗП целесообразно повышать КПД с помощью модифицированных смазочных материалов, существенно снижающих коэффициент трения.

Список литературы

1. Калинин Д.В., Телиев Ю.М. Анализ влияния сил трения в зацеплении на динамические нагрузки в зубчатых передачах // Известия вузов. Машиностроение. - 2018. - № 6. - С.32–43.
2. Павлов В.Г. Влияние контактно-кинематического проскальзывания в зубчатом зацеплении на износ и КПД цилиндрических эвольвентных зубчатых передач // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2010. - № 4. - С.81–85.
3. Детали машин / Под ред. О.А. Ряховского. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. - 520 с.
4. Методические указания к лабораторным работам по курсу «Основы проектирования машин» /Л.П. Варламова, Б.А. Байков и др. Под ред. О.П. Леликова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. - 79 с.

Дата поступления: 15 мая 2019 г.