

ВОЗМОЖНЫЕ ИМИТАЦИОННЫЕ МОДЕЛИ ИЗНОСА СИЛОВОЙ ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С БОЛЬШИМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ

Милевская Т. В.

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Кафедра «Технологии обработки давлением»

Научный руководитель: д.т.н., проф. Головин А.А.

Введение

Обычно рекомендуется применять эвольвентные зубчатые передачи с передаточным отношением $u = 2 \dots 3$ [1]. Однако в ряде случаев применяются передачи с большим передаточным отношением. На фиг.1 показаны примеры таких передач [2, 3, 4]. На рис.1а приведена кинематическая схема пресса “Toledo”. На фиг.1б приведен фрагмент исходного профиля зубьев промежуточной силовой открытой эвольвентной зубчатой передачи ($u = 6,33$; $z_1 = 15$; $z_2 = 95$; $m = 26$ мм). На фиг.1в приведен фрагмент зубчатой передачи фирмы AEG моторного вагона электропоезда ($u = 3,69$; $z_1 = 19$; $z_2 = 70$; $m = 9$ мм). Мы специально взяли примеры, в которых передачи существенно изношены. Обе передачи работали в скверных эксплуатационных условиях: передача пресса “Toledo” – открытая, работала в условиях заготовительного производства; передача фирмы AEG – закрытая, но с плохим отводом продуктов износа. Существенным фактором является так же то, что механические свойства шестерни в обоих случаях выше, чем у колеса.

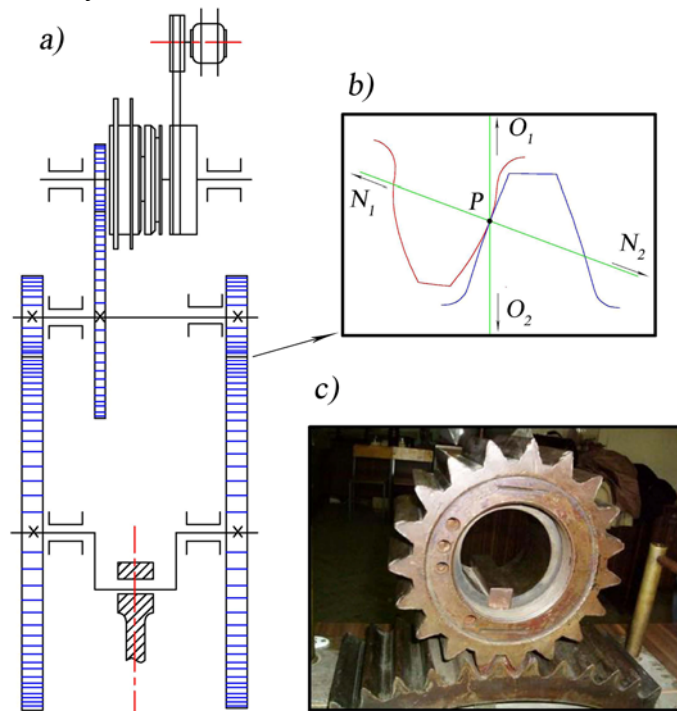


Рис. 1. Примеры зубчатых передач с большим передаточным отношением.

В данной статье анализ износа проводится на макроскопическом уровне. Такой подход позволяет при сравнительно грубом моделировании получить простую, но правдоподобную модель. Именно упрощенная трактовка и применение основополагающих закономерностей вместо их поиска представляет интерес для инженера. В соответствии с классификацией, приведенной в [4, 5], на уровне элементарных имитационных моделей можно попытаться объяснить следующие виды износа: непрерывный износ, выкрашивание и истирание. Интуитивно ясно, что процесс износа вряд ли удастся описать какой-либо одной моделью. Однако на каждом этапе можно выделить фактор или группу факторов, наиболее существенно влияющих на

процесс. В основу моделирования положено два критерия: геометрический аналог контактного напряжения (σ) и геометрический аналог диссипации энергии, учитывающий путь скольжения сопрягаемых профилей ($\sigma \cdot v_{ck} / v^t$). Условия, в которых работают зубчатые передачи, приведенные на рис.1 в соответствии с [2, 3, 4] можно сформулировать следующим образом:

- трение в паре велико; характеристики материала и поверхность зубьев шестерни лучше, чем колеса;
- ожидаемый износ поверхности шестерни – смятие - выкрашивание; колеса – истирание.

В этом случае доминирующим фактором износа шестерни является контактное напряжение σ_k [3]:

$$\sigma_c = 0.418 \sqrt{\frac{Q^* E}{b} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (1)$$

где ρ_1, ρ_2 – радиусы сопрягаемых эвольвент; $\rho_1 + \rho_2 = N_1 N_2$.

Ему соответствует геометрический аналог контактного напряжения σ [3, 4, 5]

$$\sigma = \sigma_Q \sigma_p = \sigma_k / B, \quad (2)$$

где $\sigma_Q = Q^n / Q_{нб}^n$ - аналог нормальной реакции в ВП;

$$\sigma_p = \sigma(\rho_1, \rho_2) = \sqrt{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}} \text{ - аналог контактного напряжения в точке контакта при}$$

единичной нагрузке;

$\sigma = \sigma_Q \sigma_p$ - аналог контактного напряжения в точке контакта.

Доминирующим фактором начальной фазы износа колеса по истиранию является диссипация энергии (мощности) $\sigma_k \cdot v_{ck}$. Последующие стадии зависят от износа в особых точках на поверхности зуба колеса [3, 4, 5]. Геометрическим аналогом износа колеса по истиранию является $(\sigma \cdot v_{ck} / v^t)$, учитывающий путь скольжения профиля. Потери на преодоление трения качения незначительны и поэтому не учитываются.

Здесь

v_{ck} – аналог скорости скольжения в ВП;

$v^{t1,2}$ – аналог тангенциальных составляющих скоростей контактирующих точек;

$(\sigma \cdot v_{ck})$ – аналог диссипации энергии в точке контакта.

Соответственно, износ шестерни

$$w_{шест} \sim \sigma,$$

износ колеса

$$w_k \sim \sigma \cdot v_{ck} / v^t.$$

1. Свойства эвольвентной зубчатой передачи.

На рис.2 приведены эпюры износа шестерни и колеса двух передач с различным передаточным отношением. На рис.2а приведены эпюры износа передачи с большим передаточным отношением (пресс “Toledo”; $u = 6.33$). На рис.2б – аналогичные эпюры для передачи общего назначения [8] ($u = 1.5$). Здесь $N_1 N_2$ - линия зацепления, P - полюс зацепления, $B_1; B_2$ - точки входа пары в зацепление и выходе из него, $B_1^*; B_2^*$ - точки пересопряжения зубьев.

Из фиг.2б видно, что зона зацепления передачи с небольшим передаточным отношением соответствует области минимальных значений σ_c и области минимальных значений $(\sigma \cdot v_{ck} / v^t)$. Поэтому при расчете на контактную прочность расчет удобно проводить по напряжениям в полюсе зацепления [8]. В случае передачи с большим

передаточным отношением зона зацепления смещается к началу линии зацепления – т. N_1 . Соответственно σ_k и (σv) в тт. B_1 и B_1^* существенно возрастают. Поэтому расчет на контактную прочность следует проводить по напряжениям в тт. B_1, B_1^* . Однако для всех передач типа $B_1 - P - B_2$ характерно, что износ по (σv) имеет место в окрестности т. P , а в самой т. P – по σ , то есть полюс зацепления является особой точкой.

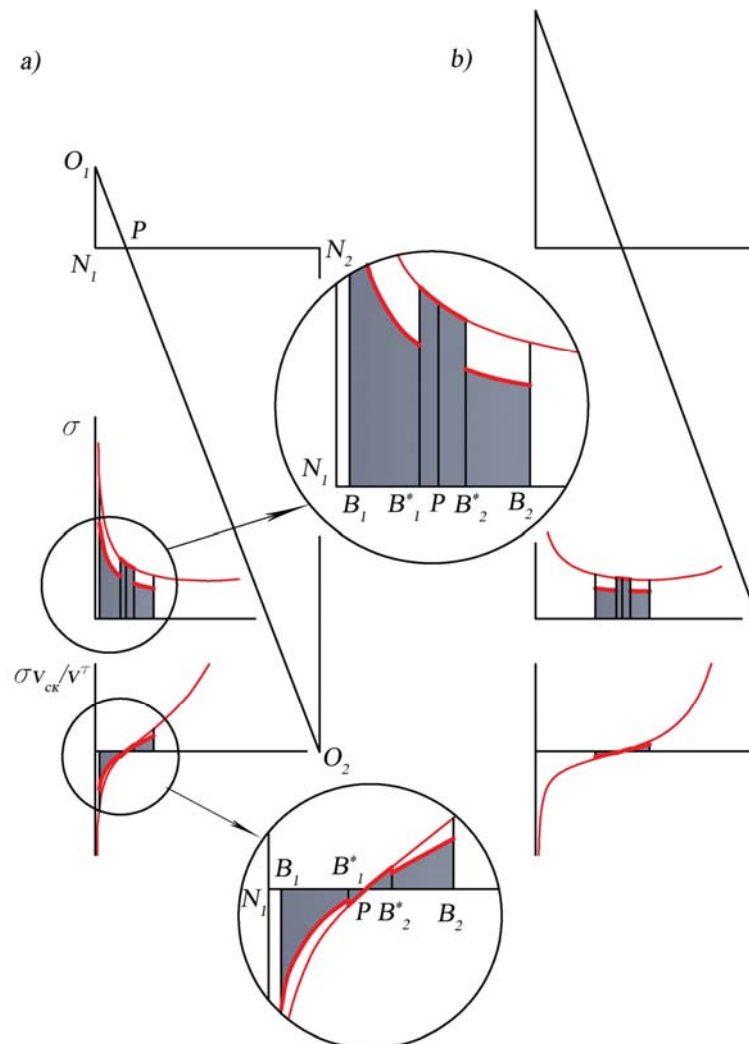


Рис. 2. Сравнение эюр износа передач с различным передаточным отношением.

На рис.3 представлена имитационная модель износа зубчатой пары типа $B_1 - P - B_2$, описанная в [3]. Начальная стадия износа и два-три шага износа достаточно просто поддаются формализации. Первый шаг делается из предположения, например, что колесо жесткое, а износу подвергается шестерня. Далее предполагается, что шестерня жесткая, а износу подвергается колесо и т.д. (фиг.3а, б, в). На этом этапе удалось получить правдоподобный износ шестерни и нарастание количества особых точек в процессе износа, а также искажение линии зацепления, подобно описанной в [3]. Дальнейший износ пары (фиг.3 е) можно предположить: более жесткая шестерня сохраняет выпуклый профиль, менее жесткое колесо разрушается под действием попеременно истирания, возникновения особых точек и разрушения в них под действием контактных напряжений и т.д. Естественным продолжением этого процесса является существенное изменение профиля зуба колеса. В приведенных в статье фигурах изношенные зубья колеса имеют вогнутый профиль. Отдельно следует отметить две особенности процесса, которые не поддаются описанной формализованной процедуре. Первая – всплеск контактных напряжений при входе пары в зацепление и выходе из него (фиг.3б). Эта задача может рассматриваться как аналог контактной задачи Штаермана [9] о контакте пуансона с упругой

полуплоскостью. Вторая – наличие пластического течения при прохождении зацепления через полюс (фиг.3д).

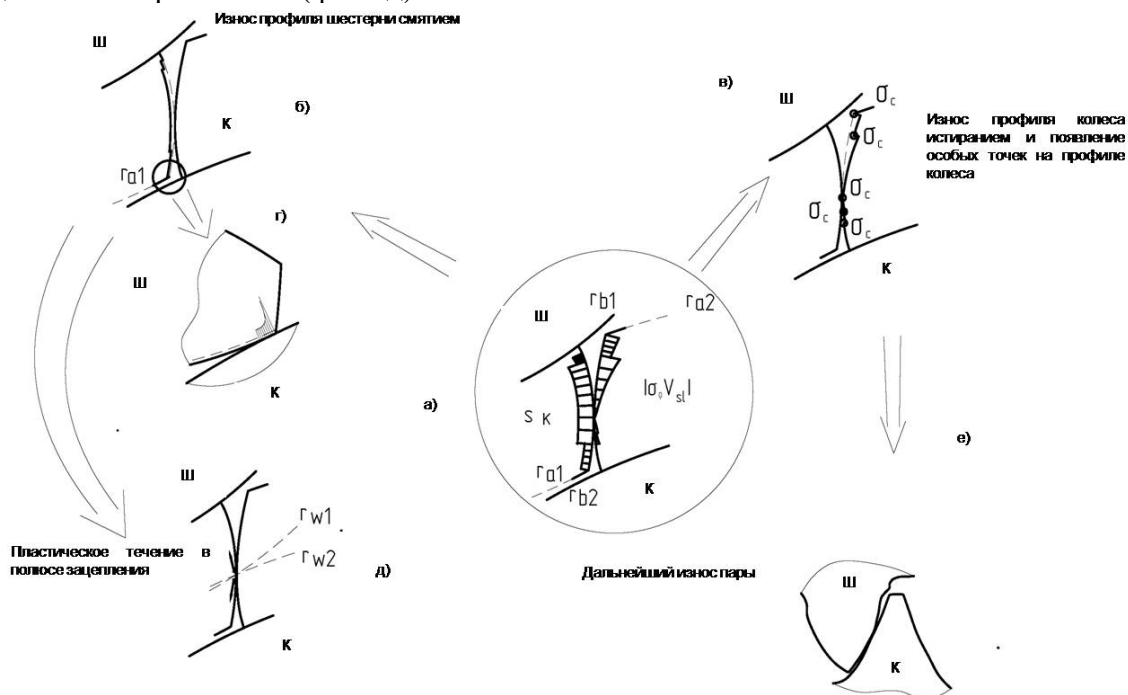


Рис. 3. Эволюция износа зубчатой пары типа $B_1 - P - B_2$.

Предложенное нами описание процесса износа подтверждается примерами, приведенными на рис.4 и рис.5.

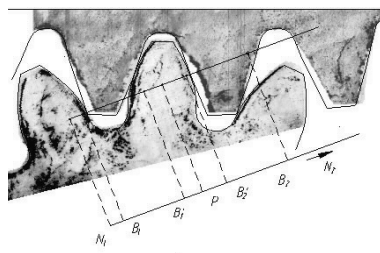


Рис. 4: Износ зубчатой передачи прессы "Toledo" и сопоставление изношенной передачи с исходной.

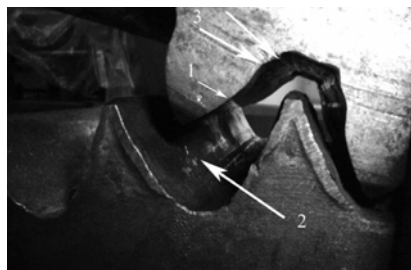


Рис. 5: Износ зубчатой передачи, изображенной на фиг.1с.

2. Постановка задачи об износе заплуюсной передачи с большим передаточным отношением.

В п. 1 показано, что в передаче с большим передаточным отношением источником интенсивного разрушения зубьев колеса является возникновение особой точки в полюсе зацепления в начальной фазе износа. Кроме того, вершины зубьев шестерни и ножки зубьев колеса испытывают большие контактные напряжения по сравнению с передачей с небольшим передаточным отношением (фиг.2а,б). Снижение контактных напряжений возможно, если активный участок линии зацепления удастся переместить за полюс зацепления, то есть заменить последовательность зацепления $B_1 - P - B_2$ на последовательность $P - B_1 - B_2$. Тогда формально износ зубьев колеса увеличится, но исчезнет источник разрушения в полюсе зацепления. В связи с этим можно поставить следующую задачу:

1. Определить зону наименее интенсивного износа;
2. Определить область существования возможных коэффициентов смещения $x_1 - x_2$.

Для решения первой задачи достаточно построить производную $d(\sigma \cdot v_{ck} / v^t) / d\rho$ (фиг.6) и выбрать зону, в которой производная примерно постоянна. Этот участок имеет достаточную протяженность. Нетрудно видеть, что положение точки перегиба (inflection) функции $(\sigma \cdot v_{ck} / v^t)$ зависит от передаточного отношения.

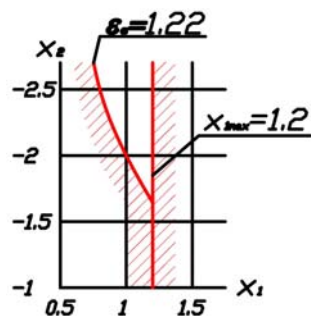


Рис. 6. Область существования смещений шестерни и колеса.

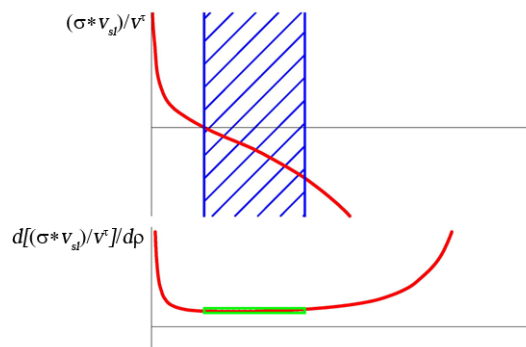


Рис. 7. Свойства заплоской передачи

Вторая задача – поиск области существования смещений $x_1 - x_2$ осуществляется при естественных ограничениях $x_1 > 0.123$; $x_2 > -4.5$; $\varepsilon_\alpha > [\varepsilon_\alpha]$; $s_{a1} > [s_a]$. В случае, если последнее ограничение не удастся выполнить, можно уменьшить диаметр окружности вершин шестерни.

В результате построена область существования смещений шестерни и колеса (фиг.7). Пример построения заплоской передачи для $x_1 = 1$, $x_2 = -2$ и эпюры начальной фазы износа шестерни и колеса приведены на фиг.8а. Для сравнения на фиг.8б приведена передача прессы *Toledo*, рассчитанная для смещений $x_1 = 0.2$, $x_2 = 0$. В таблице 2 приведены результаты сравнения этих вариантов. В качестве объектов сравнения выбраны отношения

$$\sigma_{1нб} : \sigma_{2нб} \text{ и } (\sigma \cdot v_{ck} / v^t)_{1нб} : (\sigma \cdot v_{ck} / v^t)_{2нб}$$

		Таблица 2	
Передача	$P - B_1 - B_2$	$\sigma_{нб}$	$(\sigma \cdot v_{sl} / v^t)_{нб}$
	$B_1 - P - B_2$		
		4.495	9.98
		7.892	6.797
отношение		0.57	1.468

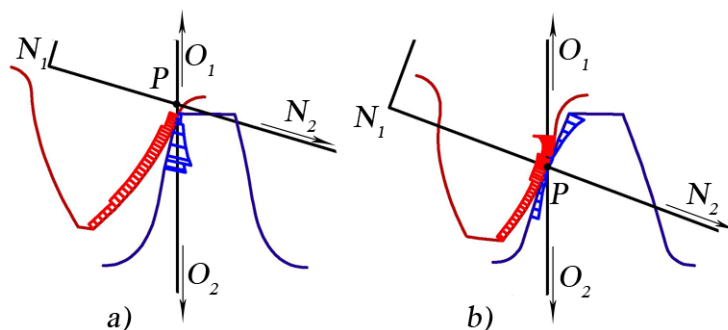


Рис. 4. Сравнение эпюр износа заплоской передачи и передачи, рассчитанной по принятым рекомендациям.

Заключение

1. Показано, что для открытых зубчатых передач с большим передаточным отношением и полюсом зацепления, расположенным внутри активной линии

зацепления, является характерными вероятностью повышенного износа шестерни по контактным напряжениям и колеса – по диссипации энергии в момент входа пары в зацепление. Развитие износа колеса определяется возникновением особой точки в полюсе зацепления.

2. Предложена попытка создания зацепления, у которого полюс зацепления расположен вне активной линии зацепления – заплуюсной передачи. В качестве критерия положен участок постоянного градиента функции аналога диссипации энергии. Построена область существования смещений шестерни и колеса для такой передачи.
3. Приведен пример построения заплуюсной передачи. К достоинствам заплуюсной передачи по сравнению с обычной следует отнести существенно пониженный уровень контактных напряжений на профиле шестерни и минимальный уровень диссипации энергии при входе зуба колеса в зацепление. К недостаткам передачи следует отнести более высокий уровень диссипации энергии при выходе зуба колеса из зацепления, а так же меньшая длина активного профиля зуба колеса.

Список литературы

1. Т. Болотовская, И. Болотовский, Г. Бочаров и др.: Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И. Болтовского. – М.: Машгиз, 1962.
2. Borisov, A. Golovin, A. Ermakova: Some Examples from History of Machinery in TMM Teaching// Proceeding of International Symposium on History of Machines and Mechanisms, Kluwer Academic Publishers, 2004. Pp.107-118.
3. Golovin, A. Borisov, I. Drozdova, B. Shuman: The simulating models of a gearing wear // Proceeding of CK2005, International Workshop on Computational Kinematics, Cassino, May 4-6, 2005. Paper XX-CK2005
4. Golovin: Попытка дать представление о возможных механизмах износа кинематических пар в курсе ТММ для студентов 4-го семестра //Сб. трудов симпозиума «Гидродинамическая теория смазки – 120 лет»/ Орловский государственный университет, г. Орел, 18-20 мая 2006 г., т.2, Сс.43-51 (in Russian)
5. D. Moor: Basics of tribology application. Translated from English by “Mir” Press, 1978. - 487 p., il. (in Russian)
6. F. Barwell: Lubrication of bearing. Butterworths, London, 1956
7. V. Starzhinsky, V. Antonyuk, M. Kane and other Dictionary – Reference Book on gearing: Russian –English-German-French / 4th edition corrected and enlarged / Edited by V. Starzhinsky. – Minsk: BelGISS, 2007. – 186 p.
8. Л. Решетов: Расчет эвольвентной зубчатой передачи. Москва – Ленинград, 1935. -144 с.
9. Н. Безухов: Теория упругости и пластичности, Москва, 1953. – 420 с.