

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ НЕСУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ЭЛАСТО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО КОНТАКТА

Д.Н. Казарцев

В работе приводится методика расчёта геометрических характеристик контакта, необходимых для определения параметров смазочного слоя в зацеплении и управления этими характеристиками с целью повышения нагрузочной способности гиперболоидных зубчатых передач.

Ключевые слова: гиперболоидные зубчатые передачи, несущая способность контакта, толщина смазочного слоя.

В настоящее время в сложных трансмиссиях находят применение пространственные зубчатые передачи, в частности передачи со скрещающимися осями колёс. По форме аксоидных поверхностей эти передачи получили название гиперболоидных. К ним относятся винтовые передачи, составленные из цилиндрических косозубых колёс, червячные, спироидные, гипоидные.

В мощных высокоскоростных приводах судовых установок, в электро-механических приводах космической техники [1] весьма перспективным является использование гиперболоидных зубчатых передач, содержащих эвольвентно-конические колёса, т.е. колёса, нарезанные с переменным по длине зуба смещением инструмента. В таких передачах наблюдается повышенное скольжение в контакте зубьев (к профильному скольжению добавляется продольное), ухудшающее условия образования масляного клина в зацеплении. Основным фактором, определяющим работоспособность таких передач, становится не контактная или изгибная прочность зубьев, а заедание их рабочих поверхностей при разрушении слоя смазки. Поэтому одним из основных этапов проектирования передач со скрещающимися осями является прогнозирование состояния смазочного слоя в контакте, оценка его нагрузочной способности.

Для изучения состояния смазочного слоя в пространственном ЭДГ-контакте трения необходимо иметь законченный алгоритм расчёта основных геометрических характеристик зацепления, определяющих поведение слоя смазки в контакте. Рассмотрим основные сведения о геометрии эвольвентно-конических колёс и передач, сформированных из них [2].

В отличие от нарезания цилиндрического колеса, нарезание эвольвентно-конического колеса производится с переменным по ширине венца смещением производящего контура режущего инструмента. Таким образом, на большем торце колесо нарезается с положительным, а на меньшем торце с отрицательным смещением. При этом в некотором торцевом сечении смещение профиля инструмента равно нулю. Такое сечение называется нулевым торцевым сечением (сечение А – А, рис. 1). В произвольном торцевом сечении смещение характеризуется коэффициентом смещения инструмента X_T . Делительная плоскость производящей рейки при нарезании эвольвентно-конического колеса составляет с осью колеса угол δ – угол конусности колеса. Движение обкатки остается таким же, как и при нарезании цилиндрического колеса.

Если угол наклона линии зуба инструмента в длительной плоскости β равен нулю, то эвольвентно-коническое колесо условно считается прямозубым, хотя углы наклона линии зуба на делительном цилиндре на левых (β_L) и на правых сторонах (β_P) отличны от нуля. У эвольвентно-конического косозубого колеса ($\beta \neq 0$) боковые поверхности зубьев являются эвольвентными геликоидами, имеющими различные основные цилиндры. Поэтому различают левую (Л) и правую (П) стороны зубьев; их геометрические характеристики различны.

Основные геометрические характеристики эвольвентно-конического зубчатого колеса [2] определяется по следующим формулам:

Угол давления эвольвенты на делительной окружности:

$$\alpha_{ТЛ,П} = \arctan(\tan \alpha \cos \delta / \cos \beta \pm \tan \beta \sin \delta)$$

Коэффициент высоты головки зуба инструмента:

$$h_{aT}^* = h_a^* \cos \beta / \cos \delta$$

Коэффициент радиального зазора:

$$C_T^* = C^* \cos \beta / \cos \delta$$

Торцевой модуль:

$$m_T = m / \cos \beta$$

Радиус делительной окружности:

$$r = 0.5 m_T z$$

Радиус основной окружности:

$$r_{вЛ,П} = r \cos \alpha_{ТЛ,П}$$

Радиус окружности впадин:

$$r_f = m_T (0.5z - h_{aT}^* + X_T - C_T^*)$$

Радиус окружности вершин (на большом торце):

$$r_a = m_T (0.5z + h_{aT}^* + X_T - \Delta y_T)$$

Угол наклона линии зуба на делительном цилиндре:

$$\beta_{л,п} = \arctan(\tan \beta \cos \delta \pm \tan \alpha \sin \delta / \cos \beta)$$

Угол наклона линии зуба на основном цилиндре:

$$\beta_{вл,п} = \arctan(\tan \beta_{л,п} \cos \alpha_{тл,п})$$

где α , h_{aT}^* , C_T^* , m – параметры режущего инструмента в нормальном сечении.

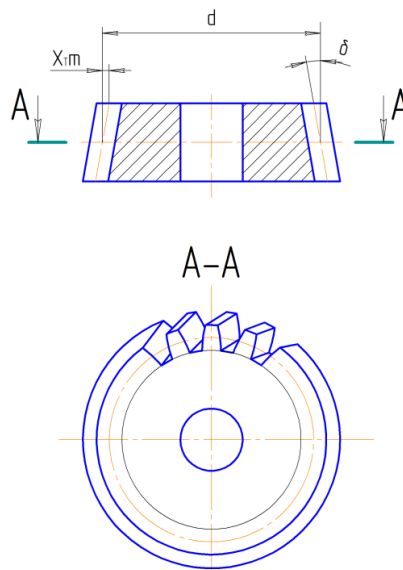


Рис. 1. Эвольвентно-коническое колесо

В общем случае гиперболоидная передача состоит из двух эвольвентно-конических колёс. Начальными поверхностями являются конусы с углами конусности δw_1 и δw_2 . Углы δw_1 и δw_2 считаются одного знака, если вершины начальных конусов направлены в одну сторону от нормальной плоскости передачи (рис. 2).

Образующие начальных конусов, лежащие в начальной плоскости, составляют с общей касательной (t-t) линии зубьев в полюсе зацепления P углы βw_1 и βw_2 .

Угол βw считается положительным, если на рабочей поверхности зуба делительные теоретические линии зуба имеют правое направление.

Гиперболоидные передачи могут выполняться со смещением, величина которого характеризуется угловым коэффициентом воспринимаемого смещения:

$$X_\alpha = \cos \alpha_w / \cos \alpha,$$

где α_w – угол зацепления.

Если $X\alpha < 1$ – передача имеет положительное смещение.

Если $X\alpha > 1$ – отрицательное смещение.

При $X\alpha = 1$ – смещение отсутствует.

Ниже приведены исходные данные, необходимые для расчёта гиперболоидной передачи общего случая (оба колеса эвольвентно-конические, косозубые):

α – угол профиля исходного контура;

Σ – межосевой угол;

Z_1 – число зубьев шестерни;

i – передаточное отношение;

δ_1, δ_2 – углы наклона делительной плоскости инструмента к оси шестерни и колеса;

$\beta_1 (\beta_2)$ – угол наклона линии зуба инструмента в делительной плоскости;

$X\alpha$ – угловой коэффициент воспринимаемого смещения;

K – коэффициент распределения смещения между шестерней и колесом:

$$K = X_1 / X_2;$$

m – модуль зацепления;

ha^* – коэффициент высоты головки зуба инструмента;

C^* – коэффициент радиального зазора.

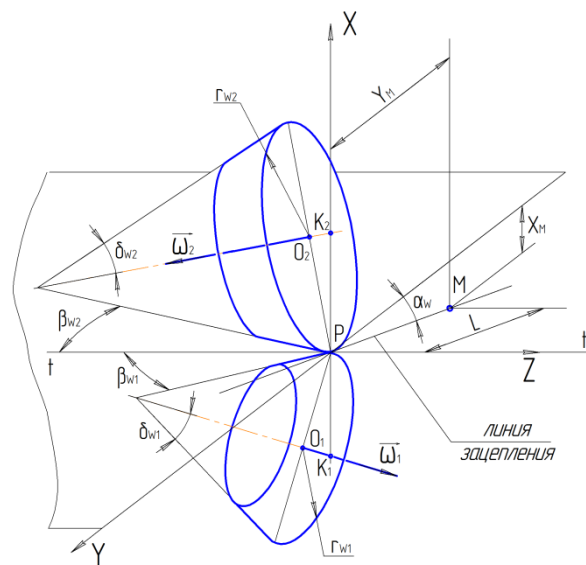


Рис. 2. Начальные поверхности гиперболоидной зубчатой передачи

В таблице представлены формулы геометрического расчёта гиперболоидных зубчатых передач. На основе этих формул разработана программа расчёта основных геометрических характеристик зацепления, необходимых для оценки несущей способности контакта. Расчёт ведется для пяти точек фазы зацепления (рис. 3).

Программа составлена для случая локализованного касания обеих сторон зубьев колес. Для расчета передачи с линейным касанием левых сторон зубьев углы δ_{w1} , δ_{w2} , β_{w1} , β_{w2} , α_w должны удовлетворять условию линейного контакта:

$$\tan \alpha_w (\tan \beta_{w1} + \tan \beta_{w2}) = \tan \delta_{w1} / \cos \beta_{w1} + \tan \delta_{w2} / \cos \beta_{w2} .$$

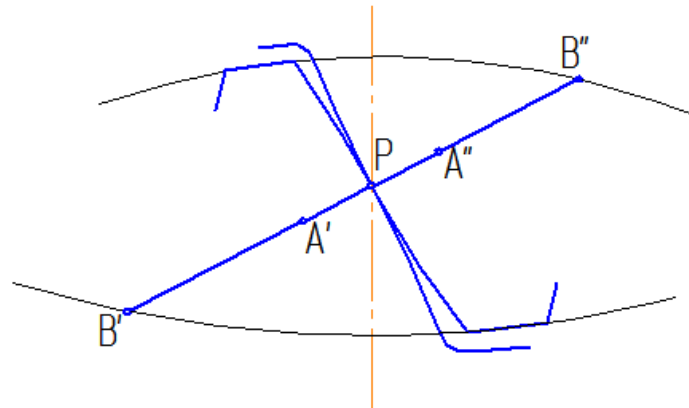


Рис. 3. Характерные точки линии зацепления

Для небольших углов скрещивания ($\Sigma \leq 25^\circ$) целесообразно выполнять гиперболическую передачу с цилиндрической косозубой шестерней и эвольвентно-коническим прямозубым колесом [2]. Допустимо также выполнять шестерню цилиндрической прямозубой, а колесо эвольвентно-коническим косозубым. При этом сохраняются основные преимущества гиперболической передачи общего случая, а технология изготовления зубчатых колес упрощается.

Таблица

Формулы геометрического расчёта гиперболических зубчатых передач

№ п/п	Определяемая величина	Расчётная формула
1.	Угол зацепления	$\alpha_w = \arccos(X_\alpha \cos \alpha)$
2.	Угол начального конуса шестерни	$\delta_{w1} = \arcsin(\sin \delta_1 \sin \alpha / \sin \alpha_w)$
3.	Угол начального конуса колеса	$\delta_{w2} = \arcsin(\sin \delta_2 \sin \alpha / \sin \alpha_w)$
4.	Угол наклона линии зуба колеса	$\beta_{w2} = \arctan\left(\frac{\cos \Sigma + \sin \delta_{w1} \sin \delta_{w2}}{\cos \delta_{w1} \cos \delta_{w2}}\right) - \beta_{w1}$
5.	Угол наклона линии зуба в станочном зацеплении А) для шестерни Б) для колеса	$\beta_1 = \arctan(\sin \beta_{w1} \cos \delta_{w1} X_\alpha / \cos \delta_1)$ $\beta_2 = \arctan(\sin \beta_{w2} \cos \delta_{w2} X_\alpha / \cos \delta_2)$

Продолжение табл.

№ п/п	Определяемая величина	Расчётная формула
6.	Угол профиля эвольвенты на делительной окружности А) для шестерни Б) для колеса	$\alpha_{T1П,Л} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha \cos \delta_1 \pm \tan \beta_1 \sin \delta_1}{\cos \beta_1}\right)$ $\alpha_{T2П,Л} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha \cos \delta_2 \pm \tan \beta_2 \sin \delta_2}{\cos \beta_2}\right)$
7.	Угловой коэффициент воспринимаемого смещения А) для шестерни Б) для колеса	$X_{\alpha T1} = X_{\alpha} \cos \beta_{w1} / \cos \beta_1$ $X_{\alpha T2} = X_{\alpha} \cos \beta_{w2} / \cos \beta_2$
8.	Угол профиля эвольвенты на начальной окружности А) для шестерни Б) для колеса	$\alpha_{WП1,Л1} = \arccos(X_{\alpha T1} \cos \alpha_{П1,Л1})$ $\alpha_{WП1,Л2} = \arccos(X_{\alpha T2} \cos \alpha_{П1,Л2})$
9.	Коэффициент суммы смещений инструмента в нормальной плоскости передачи	$X_{\Sigma} = \frac{z_1(\operatorname{inv} \alpha_{WП1} + \operatorname{inv} \alpha_{WП2} - \operatorname{inv} \alpha_{П1} - \operatorname{inv} \alpha_{П2}) + z_2(\operatorname{inv} \alpha_{WП2} + \operatorname{inv} \alpha_{WП1} - \operatorname{inv} \alpha_{П2} - \operatorname{inv} \alpha_{П1})}{4 \tan \alpha \cdot k \cdot \cos \delta_1 / \cos \delta_{w1} + (1 - k) \cos \delta_2 / \cos \delta_{w2}}$
10.	Коэффициент смещений инструмента в нормальной плоскости передачи А) для шестерни Б) для колеса	$X_1 = k X_{\Sigma}$ $X_2 = (1 - k) X_{\Sigma}$
11.	Коэффициенты смещений инструмента в торцевой плоскости передачи А) для шестерни Б) для колеса	$X_{T1} = X_1 \cos \beta_1 / \cos \delta_{w1}$ $X_{T2} = X_2 \cos \beta_2 / \cos \delta_{w2}$
12.	Коэффициент суммы смещений инструмента в торцевой плоскости передачи	$X_{\Sigma T} = X_{T1} + X_{T2}$
13.	Угол наклона линии зуба на делительном цилиндре	$\gamma_{П,Л1} = \arctan\left(\frac{\sin \beta_1 \cos \delta_1 \pm \tan \alpha \sin \delta_1}{\cos \beta_1}\right)$ $\gamma_{П,Л2} = \arctan\left(\frac{\sin \beta_2 \cos \delta_2 \pm \tan \alpha \sin \delta_2}{\cos \beta_2}\right)$

Продолжение табл.

№ п/п	Определяемая величина	Расчётная формула
14.	Угол наклона линии зуба на основном цилиндре А) для шестерни Б) для колеса	$\gamma_{B1П.,Л} = \arctan(\tan \gamma_{1П.,Л} \cos \alpha_{T1П.,Л})$ $\gamma_{B2П.,Л} = \arctan(\tan \gamma_{2П.,Л} \cos \alpha_{T2П.,Л})$
15.	Радиусы начальных окружностей А) для шестерни Б) для колеса	$r_{W1} = mz_1 / (2 \cos \beta_1 x_{aT1})$ $r_{W2} = mz_2 / (2 \cos \beta_2 x_{aT2})$
16.	Кратчайшие межосевое расстояние в передаче	$a_w = \frac{\cos \delta_{W1} \cos \delta_{W2} \sin(\beta_{W1} + \beta_{W2})}{\sin \Sigma} \left(\frac{r_{W1}}{\cos \delta_{W1}} + \frac{r_{W2}}{\cos \delta_{W2}} \right)$
17.	Расстояние от линии кратчайшего межосевого расстояния до начального сечения А) для шестерни Б) для колеса	$e_1 = \left r_{W1} \tan \delta_{W1} - \left(\frac{r_{W1}}{\cos \delta_{W1}} + \frac{r_{W2}}{\cos \delta_{W2}} \right) \frac{\sin \delta_{W1} + \sin \delta_{W2} \cos \Sigma}{\sin^2 \Sigma} \right $ $e_2 = \left -r_{W2} \tan \delta_{W2} + \left(\frac{r_{W1}}{\cos \delta_{W1}} + \frac{r_{W2}}{\cos \delta_{W2}} \right) \frac{\sin \delta_{W2} + \sin \delta_{W1} \cos \Sigma}{\sin^2 \Sigma} \right $
18.	Коэффициент воспринимаемого смещения в нормальной плоскости передачи	$\Delta y = \frac{z_1 \cos \delta_{W1} (1/x_{aT1} - 1)}{2 \cos \beta_1} + \frac{z_2 \cos \delta_{W2} (1/x_{aT2} - 1)}{2 \cos \beta_2}$
19.	Коэффициент уравнительного смещения в нормальной плоскости передачи	$\Delta y = x_\Sigma - y$
20.	Коэффициент воспринимаемого смещения в торцевой плоскости А) для шестерни Б) для колеса	$\Delta y_{T1} = \Delta y \cos \beta_1 / \cos \delta_{W1}$ $\Delta y_{T2} = \Delta y \cos \beta_2 / \cos \delta_{W2}$
21.	Коэффициент высоты головки исходного контура в торцевой плоскости А) для шестерни Б) для колеса	$h_{aT1}^* = h_a^* \cos \beta_1 / \cos \delta_1$ $h_{aT2}^* = h_a^* \cos \beta_2 / \cos \delta_2$
22.	Коэффициент радиального зазора А) для шестерни Б) для колеса	$C_{T1}^* = C_1^* \cos \beta_1 / \cos \delta_1$ $C_{T2}^* = C_2^* \cos \beta_2 / \cos \delta_2$

Окончание табл.

№ п/п	Определяемая величина	Расчётная формула
23.	Радиус вершин зубьев в начальном сечении А) для шестерни Б) для колеса	$r_{aw1} = \frac{m}{\cos \beta_1} (z_1/2 + h_{aT1}^* + X_{T1} - \Delta y_{T1})$ $r_{aw1} = \frac{m}{\cos \beta_1} (z_1/2 + h_{aT1}^* + X_{T1} - \Delta y_{T1})$
24.	Угол между средней линией производящей рейки и характеристикой А) для шестерни Б) для колеса	$\lambda_{w1П,Л} = \arctan \left(\pm \tan \beta_{w1} \sin \alpha_w - \frac{\tan \delta_{w1} \cos \alpha_w}{\cos \beta_{w1}} \right)$ $\lambda_{w2П,Л} = \arctan \left(\pm \tan \beta_{w2} \sin \alpha_w - \frac{\tan \delta_{w2} \cos \alpha_w}{\cos \beta_{w2}} \right)$
25.	Угол между характеристиками на поверхности производящей рейки	$\lambda_{П,Л} = \lambda_{w2П,Л} \lambda_{w1П,Л}$
26.	Главные радиусы кривизны эвольвентных геликоидов в полюсе зацепления	$\rho_{Г1П,Л} = r_{w1}^2 \sin \alpha_{wT1П,Л} / \cos \gamma_{B1П,Л}$ $\rho_{Г2П,Л} = r_{w2}^2 \sin \alpha_{wT2П,Л} / \cos \gamma_{B2П,Л}$
27.	Отрезок линии зацепления от полюса до вершин зубьев шестерни	$PB'_{П,Л} = \left \min \left\{ \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \right\} \right , \text{ где}$ $a = \frac{1}{\tan^2 \gamma_{B1П,Л}} - \tan^2 \delta_1$ $b = 2 \left(\frac{r_{w1} \sin \alpha_{wT1П,Л}}{\tan \gamma_{B1П,Л}} + r_{aw1П,Л} \tan \delta_1 \right)$ $c = r_{w1}^2 - r_{aw1}^2$
28.	Отрезок линии зацепления от полюса до вершин зубьев колеса	$PB'_{П,Л} = \left \min \left\{ \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \right\} \right , \text{ где}$ $a = \frac{1}{\tan^2 \gamma_{B2П,Л}} - \tan^2 \delta_2$ $b = 2 \left(\frac{r_{w2} \sin \alpha_{wT2П,Л}}{\tan \gamma_{B2П,Л}} + r_{aw2П,Л} \tan \delta_2 \right)$ $c = r_{w2}^2 - r_{aw2}^2$
29.	Коэффициенты перекрытия А) для левых сторон зубьев Б) для правых сторон зубьев	$\varepsilon_{Л} = \frac{PB'_{Л} + PB''_{Л}}{\pi n \cos \alpha}$ $\varepsilon_{П} = \frac{PB'_{П} + PB''_{П}}{\pi n \cos \alpha}$

Разработанная программа позволяет определять основные геометрические характеристики зацепления, необходимые для прогнозирования несущей способности контакта гиперболоидных передач.

Библиографический список

1. Ерёмин, В.П. Создание нового поколения электромеханических приводов трансформируемых систем космических аппаратов / В.П. Ерёмин, Н.В. Ерёмин, А.Н. Кирилин, Б.А. Лопатин, С.А. Петрищев, Н.П. Родин, В.М. Рублев, Ю.Н. Секисов. – Самара: ФГУП «ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс», 2011. – 563 с.
2. Болотовский, И.А. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / И.А. Болотовский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.