

Расчет и конструирование машин

УДК 621.833.7

Исследование областей существования волновых зубчатых передач с генераторами волн внешнего и внутреннего деформирования

Г.А. Тимофеев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Studying the domains of existence of wave gears with external and internal wave generators

G.A. Timofeev

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.



e-mail: timga@bmstu.ru

i В волновых зубчатых передачах (ВЗП) существенное влияние на качественные характеристики оказывает форма и величина радиальной деформации гибкого колеса. Чтобы при проектировании ВЗП выбрать оптимальные параметры зацепления с меньшим количеством попыток следует построить области существования. В статье представлены результаты исследований геометрии эвольвентных зацеплений ВЗП с генераторами волн внешнего и внутреннего деформирования с целью получения их областей существования и выбора по ним рациональных параметров при проектировании. В отличие от областей существования (блокирующих контуров) для обычных эвольвентных ВЗП внутреннего и внешнего зацеплений исследуемые области для ВЗП с генераторами волн внешнего и внутреннего деформирования строятся в координатах $(x_r; z_r)$, $(w_0/m; z_r)$ и $(w_0/r_{c,r}; x_r)$. Зубья гибкого и жесткого колес выполняются эвольвентными. Полученные области существования, реализованные с применением специальной системы расчетов, позволяют проектировщику выбрать параметры зацепления малоисследованных ВЗП и проектировать волновые передачи с требуемыми характеристиками.

Ключевые слова: волновые зубчатые передачи, генератор волн, гибкое колесо, жесткое колесо, область существования, радиальная деформация, параметры зацепления.

i The results of studies of the geometry of involute wave gears with external and internal wave generators are presented. The domains of their existence are obtained and the design parameters are chosen. Unlike the domains of existence for conventional internal and external gear trains, the design domains for wave gears are constructed in the coordinates $(x_r; z_r)$, $(w_0/m; z_r)$, and $(w_0/r_{c,r}; x_r)$. The flexible and rigid wheel teeth have involute profiles. The resulting domains of existence are calculated using special computational techniques. The proposed approach will allow the designers to choose the engagement parameters of wave gears that are little studied and develop wave gears with desired characteristics.

Keywords: wave gears, wave generator, flexible wheel, rigid wheel, existence domain, engagement parameters.

На качественные показатели волновых зубчатых передач (ВЗП) с генераторами волн внутреннего [1, 2] и внешнего деформирования [3, 5] большое влияние оказывает радиальная деформация гибкого колеса по малой оси кривой деформации. Значительное увеличение радиальной деформации w_0 приводит к ухудшению напряженного состояния гибкого колеса, снижению КПД, крутильной жесткости и долговечности волновой передачи. Уменьшение радиальной деформации улучшает напряженное состояние гибкого колеса, увеличивает крутильную жесткость, снижает статические моменты волновой передачи.

Цель работы — определить диапазон значений радиальной деформации w_0 , удовлетворяющих условиям отсутствия заклинивания и теоретического коэффициента перекрытия, большего единицы, позволяющего проектировать волновые передачи с требуемыми характеристиками [3, 5].

Радиальная деформация гибкого колеса по малой оси определяется по формуле

$$w_0 = r_{c,r} - r_{c,y} + a_w \quad (1)$$

путем подстановки в нее соответствующих значений $r_{c,r}$, $r_{c,y}$, a_w , где $r_{c,r}$ — радиус срединной линии недеформированного гибкого колеса; $r_{c,y}$ — радиус срединной линии деформированного (условного) гибкого колеса на участке постоянной кривизны; a_w — межосевое расстояние волновой передачи.

После несложных преобразований [3, 5] формула (1) приводится к виду

$$w_0 = \frac{m}{2} \left[\frac{2 \cos \alpha}{\cos \alpha_w} + (z_y - z_r) \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) + \left(2h_a^* + 2c^* + 2x_r + \frac{h_c}{m} \right) \left(\frac{z_r}{z_y} - 1 \right) \right]. \quad (2)$$

Здесь m — модуль волнового зацепления; z_y — число зубьев условного (расчетного) колеса; z_r — число зубьев гибкого колеса; h_a^* , c^* , α — параметры исходного контура по ГОСТ 13755–81 или по ГОСТ 9587–81 (для $m < 1$ мм); x_r — коэффициент смещения инструмента при нарезании гибкого колеса; h_c — толщина обода гибкого колеса под зубчатым венцом; α_w — угол зацепления волновой передачи.

Связь радиальной деформации с параметрами исходного контура, углом зацепления передачи, толщиной оболочки гибкого колеса под зубчатым венцом и другими параметрами указывает на то, что при расчете геометрии ВЗП величина

радиальной деформации должна быть согласована с геометрическими параметрами волнового зацепления.

В работах [3, 5] изложен метод расчета геометрии зацепления волновых передач с использованием в качестве исходных параметров величин $w_0/r_{c,r}$ и x_r . Выбор совокупности этих величин при расчете во многом определяет качественные показатели передачи и весьма сложен в силу противоречивости и многообразия учитываемых факторов. Как и в большинстве технических задач, производя этот выбор, улучшаем одни эксплуатационные показатели и неизменно ухудшаем другие. Поэтому оптимальные значения исходных величин следует искать путем оценки важности каждого из эксплуатационных факторов для данной конструкторской задачи и нахождения наиболее приемлемого компромиссного решения, т. е. однозначные рекомендации или формулы, оптимальные как для передач силовых приводов, так и для кинематических передач невозможно дать.

При расчете передач общего назначения без специальных требований значения исходных величин можно принять следующими [3, 5]:

$$\frac{w_0}{r_{c,r}} = \pm \frac{z_{ж} - z_r}{z_r}; \quad (3)$$

$$x_r = h_a^* + c^* + \frac{h_c}{2m}, \quad (4)$$

где $z_{ж}$ — число зубьев жесткого колеса. Знак «+» в формуле (3) для внутреннего деформирования; знак «-» — для внешнего.

Формулы (3) и (4) не следует рассматривать как оптимальные рекомендации, так как они, хотя и обеспечивают получение работоспособных передач, не гарантируют высоких эксплуатационных показателей. Получить такие показатели можно только после проведения большой теоретической и, особенно, экспериментальной работы по определению связи качественных показателей передач с параметрами зацепления и разработке на этой основе рекомендаций в зависимости от области применения передачи.

Кроме указанного обеспечения совокупности эксплуатационных показателей, значения исходных величин должны в обязательном порядке удовлетворять ряду геометрических условий существования:

- отсутствие заклинивания в передаче;
- отсутствие срезания, подрезания и заострения зубьев колес;
- обеспечение минимально допустимого коэффициента перекрытия.

Последнее условие в зацеплении ВЗП не имеет решающего значения, однако уменьшение теоретического коэффициента перекрытия до значений $\varepsilon_\alpha < 1$ нецелесообразно, так как при этом уменьшается рабочая высота зуба и ухудшаются условия сопряжения зубьев.

Область геометрически разрешенных значений совокупностей величин исходных параметров в теории зубчатых передач называют блокирующим контуром, или областью существования [6–14]. Области существования для ВЗП рассмотрены в работе [2]. Однако, учитывая отличия в подходе к расчету геометрии волнового зацепления и в используемых расчетных методах, а также то, что эти контуры разработаны только для передач внутреннего деформирования, использовать их для этого метода геометрического расчета практически невозможно. Поэтому автором данной статьи рассмотрено построение блокирующих контуров для передач внешнего и внутреннего деформирования в различных координатных осях. Для построения этих областей существования на базе методов, изложенных в работе [5], расчета геометрии и заклинивания, а также известных зависимостей внутреннего эвольвентного зацепления был разработан обобщенный алгоритм расчета. На основе анализа работ [3, 5, 6, 8, 9] ограничивающими условиями были приняты граничные условия внутреннего эвольвентного зацепления при малой разности в числах зубьев колес. Зависимости, описывающие эти условия для ВЗП, имеют следующий вид:

1) заклинивание при упоре вершин зубьев колес на входе в зацепление при $\beta \geq \varphi$ и $P_{\text{и}} > 0$:
для внутреннего деформирования

$$P_{\text{и}} = (\text{inv } \alpha_{ay} + \delta_1) z_y - (\text{inv } \alpha_{aj} + \delta_2) z_{\text{ж}} + z_d \text{inv } \alpha_w, \quad (5)$$

$$\delta_1 = \arccos \frac{r_{aj}^2 - a_w^2 - r_{ay}^2}{2a_w r_{ay}}, \quad (6)$$

$$\delta_2 = \arccos \frac{r_{aj}^2 + a_w^2 - r_{ay}^2}{2a_w r_{aj}};$$

для внешнего деформирования

$$P_{\text{и}} = (\text{inv } \alpha_{aj} + \delta_1) z_{\text{ж}} - (\text{inv } \alpha_{ay} + \delta_2) z_y + z_d \text{inv } \alpha_w, \quad (7)$$

$$\delta_1 = \arccos \frac{r_{ay}^2 - a_w^2 - r_{aj}^2}{2a_w r_{aj}}, \quad (8)$$

$$\delta_2 = \arccos \frac{r_{ay}^2 + a_w^2 - r_{aj}^2}{2a_w r_{ay}},$$

где α_{aj} , α_{ay} — углы профиля при вершинах зубьев соответственно жесткого и условного колеса, $\alpha_{aj} = \arccos (r_{aj}/r_{bj})$ и $\alpha_{ay} = \arccos (r_{ay}/r_{by})$; r_{bj} — радиус основной окружности жесткого колеса; r_{by} — радиус основной окружности условного колеса;

2) теоретический коэффициент перекрытия при $\varepsilon_\alpha > 1$:

для внутреннего деформирования

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[z_y (\text{tg } \alpha_{ay} - \text{tg } \alpha_w) - z_{\text{ж}} (\text{tg } \alpha_{aj} - \text{tg } \alpha_w) \right]; \quad (9)$$

для внешнего деформирования

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[z_{\text{ж}} (\text{tg } \alpha_{aj} - \text{tg } \alpha_w) - z_y (\text{tg } \alpha_{ay} - \text{tg } \alpha_w) \right]; \quad (10)$$

3) заострение зубьев колеса с внешними зубьями:

для внутреннего деформирования

$$\Delta_r = 2x_r \text{tg } \alpha, \\ S_{ay} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{ay}} \left[\pi/2 + \Delta_r + z_y (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{ay}) \right] > 0,2; \quad (11)$$

для внешнего деформирования

$$\Delta_{\text{ж}} = 2x_{\text{ж}} \text{tg } \alpha, \\ S_{aj} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{aj}} \left[\frac{\pi}{2} + \Delta_{\text{ж}} + z_{\text{ж}} (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{aj}) \right] > 0,2; \quad (12)$$

4) заострение зубьев колеса с внутренними зубьями:

для внутреннего деформирования при $\Delta_{\text{ж}} = (z_c - z_0)(\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{0\text{ж}})$

$$S_{aj} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{aj}} \left[\frac{\pi}{2} + \Delta_{\text{ж}} + z_{\text{ж}} (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{aj}) \right] > 0,2; \quad (13)$$

для внешнего деформирования при $\Delta_r = (z_y - z_0)(\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{0y})$

$$S_{ay} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{ay}} \left[\frac{\pi}{2} + \Delta_r + z_y (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{ay}) \right] > 0,2; \quad (14)$$

5) заклинивание при соприкосновении вершины зуба колеса с внутренними зубьями с переходной кривой колеса с наружными зубьями при $r_p > r_l$:

для внутреннего деформирования

$$r_p^2 = \left(\sqrt{r_{a_{ж}}^2 - r_{b_{ж}}^2} - a_w \sin \alpha \right)^2 + r_{b_{ж}}^2, \quad (15)$$

$$r_l^2 = 0,25(z_y - 2h_a^* + 2x_r)^2 + \left(\frac{h_{\alpha}^* - x_r}{\operatorname{tg} \alpha} \right)^2; \quad (16)$$

для внешнего деформирования

$$r_p^2 = \left(\sqrt{r_{a_y}^2 - r_{b_{ж}}^2} - a_w \sin \alpha \right)^2 + r_{b_{ж}}^2, \quad (17)$$

$$r_l^2 = 0,25(z_{ж} - 2h_a^* + 2x_{ж})^2 + \left(\frac{h_{\alpha}^* - x_{ж}}{\operatorname{tg} \alpha} \right)^2; \quad (18)$$

6) заклинивание при соприкосновении вершины зуба колеса с наружными зубьями с переходной кривой колеса с внутренними зубьями $l_p < l_l$:

для внутреннего деформирования

$$l_p = z_y \operatorname{tg} \alpha_{ay} + z_d \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (19)$$

$$l_l = (z_c - z_0) \operatorname{tg} \alpha_{a_{ж}} + z_0 \operatorname{tg} \alpha_{\alpha 0}; \quad (20)$$

для внешнего деформирования

$$l_p = z_{ж} \operatorname{tg} \alpha_{a_{ж}} + z_d \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (21)$$

$$l_l = (z_y - z_0) \operatorname{tg} \alpha_{ay} + z_0 \operatorname{tg} \alpha_{\alpha 0}, \quad (22)$$

где $\alpha_{\alpha 0}$ — угол профиля при вершине зуба долбяка, $\alpha_{\alpha 0} = \arccos(r_{a0}/r_{b0})$; r_{a0} — радиус окружности вершин зубьев долбяка; r_{b0} — радиус основной окружности долбяка;

7) предельно допустимая высота зуба колеса

$$h < 2,7m.$$

При расчетах областей существования принималось, что колесо с внутренними зубьями обрабатывается долбяком средней степени изношенности, а колесо с наружными зубьями — инструментом с речным производящим контуром. Параметры исходного контура инструмента приняты стандартными: для $m \geq 1$ мм по ГОСТ 13755–81, для $m < 1$ мм по ГОСТ 9587015–81.

Для выявления этих связей была составлена программа для ЭВМ. В алгоритм программы геометрического расчета ВЗП с генератором волн внешнего деформирования были введены проверки качества зацепления по геометрическим показателям: по теоретическому коэффициенту перекрытия, по отсутствию интерференции вершин зубьев деформированного гибкого и жест-

кого колес, по отсутствию интерференции вершин зубьев гибкого и жесткого колес с соответствующими переходными профилями, по отсутствию заострения и подрезания зубьев колес и т. д.

При расчетах число зубьев гибкого колеса изменялось в пределах 150–600, угол зацепления — 4...32°, половина угла обгегания гибкого колеса деформирующей шайбой — 30...80°, коэффициент x_r — -5...+10 с шагом 0,1. Модуль волнового зацепления для исключения влияния масштабного фактора во всех расчетах принимался равным единице. Как показали расчеты на ЭВМ, в диапазоне исследуемых параметров основными ограничениями являются ограничения по интерференции вершин зубьев колес при выходе зубьев из зацепления ($\psi = \varphi$) и теоретическому коэффициенту перекрытия ($\varepsilon = 1$).

По результатам счета на ЭВМ были построены области существования ВЗП внешнего деформирования в различных координатных осях (рис. 1–3). Выбор этих координатных осей обусловлен тем, что качественные показатели проектируемых ВЗП во многом определяются радиальной деформацией гибкого колеса по малой оси и формой его кривой деформации.

Области изменения радиальных деформаций для ВЗП внешнего деформирования с различными углами зацепления и обгегания в указанном диапазоне изменения чисел зубьев гибкого колеса показаны на рис. 1. Линии $\psi = \varphi$ и $\varepsilon = 1$ на этих рисунках очерчивают области существования ВЗП с различными углами зацепления α_w и углами обгегания β . Значение w_0 , выбранное в пределах границ области, позволяет спроектировать волновую передачу, работающую без заклинивания во всем диапазоне расчетных нагрузок.

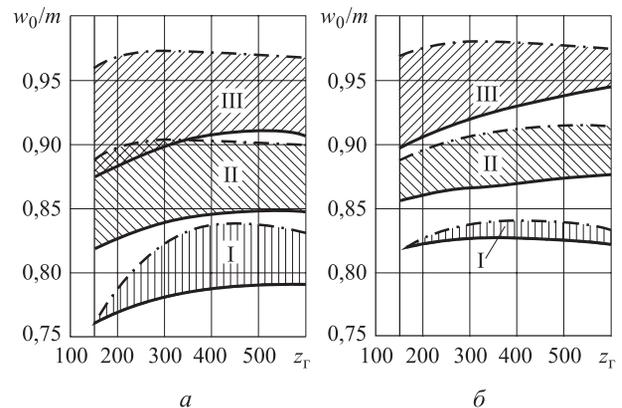


Рис. 1. Области существования ВЗП в координатных осях (w_0/m ; z_r) при $z_0 = z_r/2$:

$a - \beta = 30^\circ$; $b - \beta = 60^\circ$; I — $\alpha_w = 10^\circ$; II — $\alpha_w = 16^\circ$; III — $\alpha_w = 20^\circ$; — — нижние границы значений w_0/m , ограниченные условием $\varepsilon = 1$; - - - — верхние границы значений w_0/m , ограниченные условием $\psi = \varphi$

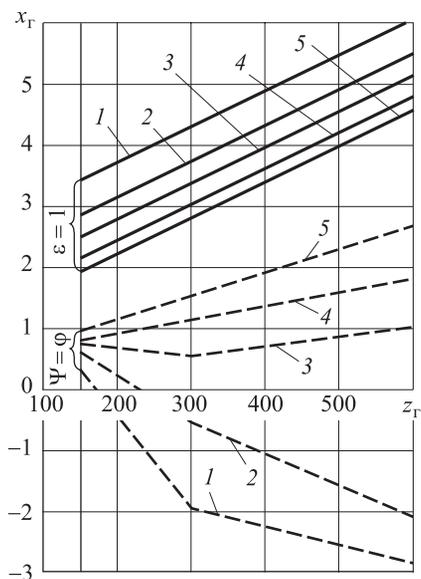


Рис. 2. Области существования ВЗП в координатных осях (x_g, z_g) при $\alpha_w = 12^\circ$ и различных углах облегания:
 1 — $\beta = 30^\circ$; 2 — $\beta = 40^\circ$; 3 — $\beta = 50^\circ$; 4 — $\beta = 60^\circ$;
 5 — $\beta = 70^\circ$; — — $\varepsilon = 1$; - - - - $\Psi = \varphi$

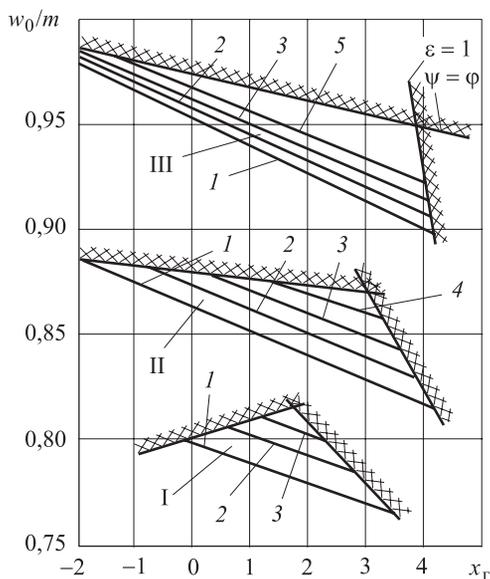


Рис. 3. Области существования ВЗП в координатных осях ($w_0/m, x_g$):
 1 — $\beta = 30^\circ$; 2 — $\beta = 40^\circ$; 3 — $\beta = 50^\circ$; 4 — $\beta = 60^\circ$;
 5 — $\beta = 70^\circ$; I — $\alpha_{ж} = 6^\circ$; II — $\alpha_{ж} = 14^\circ$; III — $\alpha_{ж} = 20^\circ$

На рисунках видно, что с уменьшением угла зацепления передачи и увеличением угла облегания площадь областей существования уменьшается. Пересечение граничных линий $\psi = \varphi$ и $\varepsilon = 1$ и для $\alpha_w = 10^\circ$ и $\beta = 60^\circ$ указывает на невозможность осуществления ВЗП с числом зубьев меньше 170.

Каждой точке в пределах верхней и нижней границ областей существования в координат-

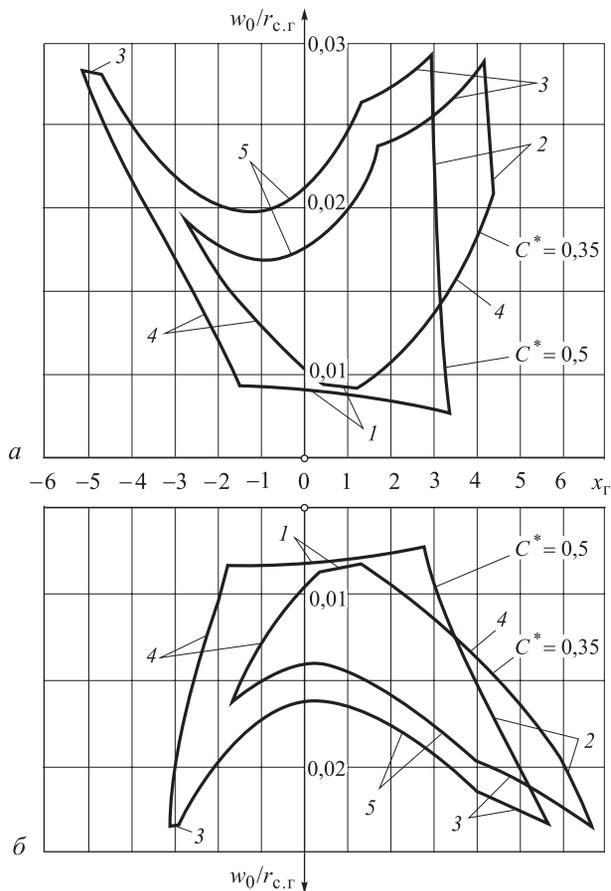


Рис. 4. Области существования ВЗП с генераторами волн [3]:

а — внутреннего деформирования; б — внешнего деформирования; 1 — ограничения по заклиниванию при упоре вершин зубьев колес на входе в зацепление; 2 — ограничения по величине $\varepsilon_\alpha \geq 1$; 3 — ограничения по условиям заострения колес с внутренними зубьями ($S_{aж} > 0,2m$ для внутреннего деформирования, $S_{ay} > 0,2m$ для внешнего деформирования); 4 — ограничения по заклиниванию на переходной кривой зуба с внешними зубьями $r_p > r_i$; 5 — предельно допустимая высота зубьев колес $h \leq 2,7m$

ных осях ($w_0/m; z_g$) соответствуют определенные значения w_0, z_g, α_w и x_g . Это позволяет от зависимостей в координатных осях ($w_0/m; z_g$) перейти к зависимостям в координатных осях ($x_g; z_g$). По этим кривым можно определить расчетные значения x_g в зависимости от числа зубьев гибкого колеса и угла облегания. Изолинии постоянных углов β для значений $\varepsilon = 1$ характеризуются коэффициентами смещения x_g , при которых радиальные деформации будут минимальными для всего исследуемого диапазона чисел зубьев. Для примера на рис. 2 приведены области существования ВЗП с углом зацепления $\alpha_w = 12^\circ$ и различными углами облегания, гибкие колеса которых обрабатывались долбяком средней изношенности с $z_0 = z_g/2$.

При проектировании ВЗП с определенным передаточным отношением, но с различными качественными показателями (КПД, крутильной жесткостью, статическими моментами и т. д.) очень удобно пользоваться кривыми, изображенными на рис. 3, на котором представлены области существования ВЗП с передаточным отношением 150 и углами зацепления 20, 14 и 6°.

При уменьшении угла зацепления и увеличении угла облегания площадь областей существования уменьшается. Если при $\alpha_w = 20^\circ$ возможно назначать углы облегания больше 60° , то при $\alpha_w = 6^\circ$ углы облегания не должны превышать 50° . Значения радиальных деформаций необходимо выбирать на соответствующих изолиниях постоянных углов облегания. При этом каждому значению радиальной деформации и углу облегания соответствует определенное значение коэффициента смещения производящего контура.

На рисунке 4 изображены области существования для ВЗП с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования в системе координат

($w_0/r_{c,r}; x_r$), числом зубьев $z_r = 250$, нарезаемых долбяком средней изношенности с $z_0 = 128$, углом облегания $\beta = 60^\circ$ и с различными радиальными зазорами $C^* = 0,35$ и $C^* = 0,5$.

Из анализа этих областей существования следует, что минимальное значение радиальной деформации гибкого колеса в ВЗП из условий геометрических ограничений лимитируется заклиниванием при упоре вершин зубьев колес на входе в зацепление (кривая 1) и величиной теоретического коэффициента перекрытия (кривая 2).

Выводы

1. Области существования ВЗП расширяются при увеличении угла зацепления α_w и уменьшении угла облегания β .
2. Для снижения радиальной деформации гибкого колеса необходимо в допустимых пределах выбирать меньшие значения β , $z_0 = z_r/2$ и $10^\circ < \alpha_w \leq 25^\circ$.

Литература

- [1] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 904 с.
- [2] Дудко В.Б. *Исследование зацепления волновой зубчатой передачи с учетом пространственной деформации гибкого колеса*. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, МВТУ, 1974. 187 с.
- [3] Тарабарин В.Б. *Исследование волновых дифференциальных механизмов для следящих приводов*. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, МВТУ, 1976. 175 с.
- [4] Самойлова М.В. *Исследование комбинированных планетарно-волновых механизмов*. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 168 с.
- [5] Тимофеев Г.А. *Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем*. Дисс. ... д-ра техн. наук. Москва, ИМАШ РАН, 1997. 352 с.
- [6] Вулгаков Э.Б. *Теория эвольвентных зубчатых передач*. Москва, Машиностроение, 1995. 320 с.
- [7] Иванов С.Л. Область существования зацепления цилиндрических зубчатых колес с заданным коэффициентом перекрытия. *Записки Санкт-Петербургского государственного горного института имени Г.В. Плеханова*, 1993, т. 138, с. 15–22.
- [8] Ткачев А.А. *Разработка системы диалогового проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач*. Дисс. ... канд. техн. наук. Ижевск. Ижевский государственный университет, 1999. 128 с.
- [9] Плясов А.В. *Геометрический синтез внутренних эвольвентных зацеплений планетарных передач с большим передаточным отношением*. Дисс. ... канд. техн. наук. Тула, ТулГУ, 2006. 200 с.
- [10] Сидоров П.П., Крюков В.А., Пашин А.А. Управление и оптимизация параметров внутренних зацеплений. *Сб. тр. Современные проблемы и методология проектирования и производства силовых зубчатых передач*. Тула, ТулГУ, 2000, с. 76–79.
- [11] Сидоров П.Г., Пашин А.А., Плясов А.В. Алгоритм анализа и синтеза и формирование внутренних эвольвентных зацеплений с гарантированными характеристиками. *Известия ТулГУ. Сер. Машиноведение, системы приводов и детали машин*, 2004, вып. 1, с. 51–61.
- [12] Сильченко П.Н., Колотов А.В., Марко М.А. Построение объемных блокирующих контуров при расчете зубчатых передач с зацеплением двух и более колес для обеспечения требуемых эксплуатационных показателей. *Технология машиностроения*, 2006, № 9, с. 57–60.
- [13] Болотовский И.А. *Справочник по геометрическому расчету эвольвентных и червячных передач*. Москва, Машиностроение, 1986. 448 с.
- [14] Litvin F.L. *Development of Gear Technology and Theory of Gearing*. Chicago, University of Illinois at Chicago, 1997. 124 p.

References

- [1] Krainev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamental'nyi slovar'* [Mechanics of Machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2000. 904 p.
- [2] Dudko V.B. *Issledovanie zatsepleniia volnvoi zubchatoi peredachi s uchetom prostranstvennoi deformatsii gibkogo koleasa*. Diss. kand. tekhn. nauk [Study of the wave gear meshing with spatial flexible deformation of the wheel. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 1974. 187 p.
- [3] Tarabarin V.B. *Issledovanie volnovykh differentsial'nykh mekhanizmov dlia slediashchikh privodov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Investigation of wave differential mechanisms for servo drives. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 1976. 175 p.
- [4] Samoilova M.V. *Issledovanie kombinirovannykh planetarno-volnovykh mekhanizmov*. Diss. kand. tekhn. nauk [The study combined planetary wave mechanisms. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 2000. 168 p.
- [5] Timofeev G.A. *Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniia volnovykh zubchatykh peredach dlia privodov slediashchikh sistem*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of methods of calculation and design of wave gear drives for servo systems. Doct. tech. sci. diss.]. Moscow, Institute of Machines Science named after A.A. Blagonravov of the Russian Academy of Sciences publ., 1997. 352 p.
- [6] Vulgakov E.B. *Teoriia evol'ventnykh zubchatykh peredach* [Theory of involute gears]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1995. 320 p.
- [7] Ivanov S.L. *Oblast' sushchestvovaniia zatsepleniia tsilindricheskikh zubchatykh koleas s zadannym koeffitsientom perekrytiia* [Region of existence of spur gears meshing with the specified overlap ratio]. *Zapiski Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo gornogo instituta imeni G. V. Plekhanova* [Notes of the St. Petersburg State Mining Institute named after G.V. Plekhanov]. 1993, vol. 138, pp. 15–22.
- [8] Tkachev A.A. *Razrabotka sistemy dialogovogo proektirovaniia evol'ventnykh tsilindricheskikh zubchatykh peredach*. Diss. kand. tekhn. nauk [Develop a system dialog design of involute cylindrical gears. Cand. tech. sci. diss.]. Izhevsk, Kalashnikov Izhevsk State Technical University publ., 1999. 128 p.
- [9] Pliasov A.V. *Geometricheskii sintez vnutrennikh evol'ventnykh zatsepleniia planetarnykh peredach s bolshim peredatochnym otnosheniem*. Diss. kand. tekhn. nauk [Geometrical synthesis of internal links involute planetary gear with high transmission ratio. Cand. tech. sci. diss.]. Tula, TulGU publ., 2006. 200 p.
- [10] Sidorov P.P., Kriukov V.A., Pashin A.A. *Upravlenie i optimizatsiia parametrov vnutrennikh zatsepleniia* [Management and optimization of the parameters of internal links]. *Sbornik trudov: Sovremennye problemy i metodologiia proektirovaniia i proizvodstva silovykh zubchatykh peredach* [Proceedings of the Current problems and methodology of designing and manufacturing power gears]. Tula, TulGU publ., 2000, pp. 76–79.
- [11] Sidorov P.G., Pashin A.A., Pliasov A.V. *Algoritm analiza i sinteza i formirovanie vnutrennikh evol'ventnykh zatsepleniia s garantirovannymi kharakteristikami* [Algorithm analysis and synthesis and the formation of internal involute gearings with guaranteed performance]. *Izvestiia TulGU. Ser. Mashinovedenie, sistemy privodov i detali mashin* [Proceedings of TulGU. Ser. Machines drive systems and machine parts]. 2004, issue 1, pp. 51–61.
- [12] Silchenko P.N., Kolotov A.V., Merko M.A. *Postroenie ob'emnykh blokiruiushchikh konturov pri raschete zubchatykh peredach s zatsepleniem dvukh i bolee koleas dlia obespecheniia trebuemykh ekspluatatsionnykh pokazatelei* [Building bulk blocking circuits in the calculation of gears meshing with two or more wheels to provide the required performance indicators]. *Tekhnologiia mashinostroeniia* [Tekhnologiia Mashinostroeniia]. 2006, no. 9, pp. 57–60.
- [13] Bolotovskii I.A. *Spravochnik po geometricheskomu raschetu evol'ventnykh i cherviachnykh peredach* [Handbook of geometric calculation of involute and worm gears]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1986. 448 p.
- [14] Litvin F.L. *Development of Gear Technology and Theory of Gearing*. Chicago, University of Illinois at Chicago, 1997. 124 p.

Статья поступила в редакцию 16.01.2014

Информация об авторе

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

Information about the author

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: timga@bmstu.ru).