

6
A-63

K 412

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ИНСТИТУТ ТОЧНОЙ МЕХАНИКИ И ОПТИКИ

В. Н. РУБЦОВ

Дублет
из чер

На правах рукописи

УДК 621.7; 621.9

**СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ПОЛУОБКАТНЫХ
КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ, НАРЕЗАЕМЫХ НА СТАНКАХ,
НЕ ИМЕЮЩИХ НАКЛОНА ШПИНДЕЛЯ**

Специальность 01.021 — Теория механизмов, машин
и автоматических линий

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Город ЛЕНИНГРАД — год 1971

В. Н. РУБЦОВ

На правах рукописи

УДК 621.7; 621.9

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ПОЛУОБКАТНЫХ
КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ, НАРЕЗАЕМЫХ НА СТАНКАХ,
НЕ ИМЕЮЩИХ НАКЛОНА ШПИНДЕЛЯ

Специальность 01.021 — Теория механизмов, машин
и автоматических линий

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Город ЛЕНИНГРАД — год 1971



63

Работа выполнена на кафедре теории механизмов и деталей приборов Ленинградского института точной механики и оптики.

Научный руководитель — д-р техн. наук, проф. Ф. Л. ЛИТВИН.

Официальные оппоненты:

д-р техн. наук, проф. Н. М. ВАЛЬЩИКОВ,

канд. техн. наук, доц. Л. Я. ЛИБУРКИН.

Ведущее предприятие —

Автореферат разослан « 6 » *марта* 1971 г.

Защита диссертации состоится « 6 » *апреля* 1971 г. на заседании Совета факультета точной механики и вычислительной техники в Ленинградском институте точной механики и оптики (Ленинград, П-101, Саблинская ул., 14).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ваши отзывы и замечания по автореферату (в 2-х экз.) просим направлять в адрес института.

Ученый секретарь Совета
факультета точной механики
и вычислительной техники,
канд. техн. наук, доц.

В. С. САЛТЫКОВ

В технике широко используются конические передачи с круговыми зубьями. Такие передачи применяются в автомобилестроении, самолетостроении, тракторостроении, транспортных машинах, приборах и т. д. Эти передачи обладают важными достоинствами, к которым можно отнести повышенную прочность, большую плавность и бесшумность работы при повышенных скоростях, возможность локализации пятна контакта, что делает их менее чувствительными к погрешностям монтажа и деформациям под нагрузкой.

Вопросам теории и способам нарезания конических колес посвящены работы Н. И. Колчина, В. В. Болдырева, Ф. Л. Литвина, Л. В. Коростелёва, В. Н. Кедринского, К. М. Писманика, Н. Ф. Кабатова, М. Г. Сегалю, А. Л. Лащавера, Г. А. Лопато, А. М. Бадаева, Г. И. Шевелёвой, А. А. Заостровского, Б. П. Тимофеева и др.

Среди конических передач с круговыми зубьями важное место занимают полуобкатные передачи. Колесо полуобкатной передачи нарезается без движения обкатки. Это позволяет применять для нарезания станки с повышенной жесткостью и значительно увеличить (в 3—5 раз) производительность зубонарезания благодаря использованию метода кругового протягивания. Шестерни полуобкатных передач нарезаются по методу обкатки односторонним способом. При обработке шестерен полуобкатных передач используются станки двух типов:

1. Станки с наклоняющимся шпинделем, на которых инструментом воспроизводится полуобкатное колесо. При соответствующих наладках на таких станках может быть получена сопряженная передача.

2. Станки, не имеющие наклона шпинделя.

Станки второго типа имеют преобладающее распространение в отечественной промышленности. Поэтому представляет интерес именно второй вариант нарезания шестерен полуобкатных передач. Станки с ненаклоняющимся шпинделем, как правило, оснащены модификатором движения обкатки, что является их преимуществом.

1* 307
ДЕССЕР АЗОН

Полуобкатные передачи относятся к классу несопряженных. При существующих схемах нарезания зацепление колес сопровождается колебаниями передаточного отношения, диагональностью пятна контакта, ударом при пересопряжении зубьев. Для улучшения качества зацепления вводятся корректуры наладок, подбираемые либо по приближенным формулам, либо экспериментально. Это требует большой затраты времени, многочисленных пробных нарезаний; нет уверенности, что очередной вариант наладок является оптимальным.

Синтез полуобкатных передач является актуальной задачей, решению которой посвящена данная работа. Решение этой задачи основывается на объединении локального синтеза с так называемой обратной задачей. В результате локального синтеза определяются такие наладки и корректуры, при которых обеспечивается касание поверхностей зубьев в данной расчетной точке, соблюдение заданного значения мгновенного передаточного отношения и производной передаточного отношения, направление касательной к рабочей линии по отношению к средней линии зуба, размер мгновенной площадки контакта.

Под обратной задачей понимается создание математической модели зацепления полуобкатной передачи, позволяющей выявить условия зацепления на всей рабочей части поверхности зубьев с учетом использования корректур и даже погрешностей изготовления и сборки. Решение задачи синтеза и анализа полуобкатных передач позволило выявить следующие их отличительные особенности.

1. Наличие критических значений производящих радиусов, вблизи которых корректуры оказываются неприемлемыми для реализации на станках.

2. Целесообразность применения модификатора в целях уменьшения значений корректур.

Значительное внимание при синтезе было уделено локализации пятна контакта по высоте зуба.

В работе использован метод синтеза и анализа, предложенный Ф. Л. Литвиным.

Работа состоит из четырех глав и приложения, содержащего таблицы и программу синтеза полуобкатной передачи. Работа иллюстрирована 43 рисунками.

В первой главе приведены необходимые сведения из теории зубчатых зацеплений: а) параметры движения контактной точки; б) определение граничной линии; в) определение главных кривизн огибающей поверхности через главные кри-

визны, огибаемой (при решении этой задачи метод, предложенный Ф. Л. Литвиным, распространен на случай переменной скорости вращения огибаемой поверхности).

Вторая глава посвящена синтезу полуобкатной конической передачи по локальным условиям.

Поверхность зуба колеса, получаемая методом копирования, тождественна производящей поверхности и определяется уравнением

$$\bar{r}^{(2)} = \bar{r}^{(P)}(u_P, \vartheta_P), \quad (1)$$

где u_P, ϑ_P — криволинейные координаты точки производящей поверхности P .

Поверхность зуба шестерни является огибающей производящей поверхности. В неподвижной системе координат производящая поверхность образует семейство поверхностей, определяемое уравнением

$$\bar{r}^{(F)} = \bar{r}^{(F)}(u_F, \vartheta_F, \psi_F), \quad (2)$$

где u_F, ϑ_F — криволинейные координаты производящей поверхности; ψ_F — параметр обкатки.

Связь между этими параметрами устанавливается уравнением станочного зацепления:

$$\bar{e}^{(F)} \bar{V}^{(F1)} = f(u_F, \vartheta_F, \psi_F) = 0. \quad (3)$$

Уравнения (2) и (3), рассмотренные совместно, определяют поверхность Σ_1 зуба шестерни.

При локальном синтезе для обеспечения контакта в заданной расчетной точке используются следующие уравнения:

$$\begin{aligned} \bar{r}^{(1)}(u_F, \vartheta_F, \psi_F) &= \bar{r}^{(2)}(u_P, \vartheta_P) = \bar{r}^{(M)}, \\ \bar{e}^{(1)}(\vartheta_F, \psi_F) &= \bar{e}^{(2)}(\vartheta_P), \\ f(u_F, \vartheta_F, \psi_F) &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнения (4) определяют наладки станка, содержащие еще в качестве неизвестных корректуры ΔE_1 и ΔL_1 (гипоидное смещение и смещение образующей). Предполагается, что фазовый угол модификатора при контакте в расчетной точке равен нулю или 180° .

Корректуры ΔE_1 и ΔL_1 находятся из условий зацепления в окрестности расчетной точки на основании уравнений:

$$\begin{aligned}\dot{\bar{r}}^{(1)} &= \dot{\bar{r}}^{(2)}, \\ \dot{\bar{e}}^{(1)} &= \dot{\bar{e}}^{(2)}, \\ \frac{d}{dt}(\bar{e}^{(1)}\bar{V}^{(12)}) &= 0, \\ \frac{d}{dt}(\bar{e}^{(F)}\bar{V}^{(F1)}) &= 0, \\ \bar{V}_r^{(2)}\bar{t}^{(2)} &= |\bar{V}_r^{(2)}| \cos \nu.\end{aligned}\quad (5)$$

При решении системы уравнений (5) придаются фиксированные значения первой производной передаточного отношения $\frac{di_{12}}{dt}$, углу ν , образованному касательной к рабочей линии и средней линией зуба, коэффициенту модификации K_m . Уточнение этих значений производится на основе решения обратной задачи (см. ниже).

Уравнения (5), представленные в скалярной форме, приводят к системе, состоящей из семи нелинейных уравнений, содержащих в качестве неизвестных производные криволинейных координат, производную параметра обкатки и корректуры ΔE_1 и ΔL_1 . В работе использован способ решения полученной системы, позволяющий определить корректуры, минуя определение производных криволинейных координат. При этом возникла необходимость вычисления определителей четвертого порядка. В результате получено два решения для корректур, из которых, однако, приемлемым является только одно.

Система уравнений (5) решалась с использованием ЭЦВМ.

Для того, чтобы произвести качественную оценку решения и получить пусть приближенные, но обозримые зависимости, приведено решение при упрощающих допущениях. Принято, что зубья — равновысокие, производная передаточного отношения в расчетной точке равна нулю, рабочая линия ортогональна линии зуба.

Для случая обработки шестерни без модификатора получена зависимость для определения гипоидного смещения такого вида:

$$\frac{\Delta E_1}{L} = -\frac{r_F}{L} \frac{\cos \beta}{1 \pm \left(\frac{r_F}{L} - \sin \beta\right) (\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2) \operatorname{ctg} \alpha}, \quad (6)$$

где r_F — производящий радиус резцовой головки;
 β — угол спирали;
 δ_1, δ_2 — углы начальных конусов шестерни и колеса;
 α — профильный угол резцов.

Верхний знак соответствует случаю нарезания вогнутой стороны зуба шестерни, нижний — выпуклой стороны. Анализ выражения (6) приводит к следующим результатам.

1. Существует такое значение производящего радиуса, при котором требуемое значение гипоидного смещения равно бесконечности. Это значение радиуса предлагается называть критическим:

$$\left(\frac{r_F}{L}\right)_{\text{кр}} = \sin \beta \mp \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (7)$$

При значении производящего радиуса вблизи критического гипоидное смещение превышает возможности станков.

2. Удаление от критического значения r_F как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения приводит к уменьшению корректуры ΔE_1 . Применение резцовой головки меньшего радиуса может привести к вторичному резанию. Увеличение $\frac{r_F}{L}$ до единицы и выше существенно снижает величину гипоидного смещения. Однако это можно осуществить только для передач, имеющих понижающиеся по высоте зубья; у передач с равновысокими зубьями при этом происходит сужение ленточки зуба.

3. Корректуры для обработки вогнутой и выпуклой сторон зуба шестерни не равны по модулю даже при одинаковых производящих радиусах.

Производящий радиус резцовой головки при нарезании конических передач с равновысокими зубьями выбирается из условия получения равноширокой ленточки зуба, что имеет место при $r_F = L \sin \beta$. Это значение близко к критическому радиусу, определяемому формулой (7), и поэтому можно заключить, что обработка шестерен полуобкатных передач с равновысокими зубьями с использованием одних корректур ΔE_1 и ΔL_1 невозможна. Сказанное относится к случаю обработки по схеме плосковершинного колеса.

Выходом из этого затруднения является применение модификатора движения обкатки. При одновременном использова-

нии корректур и модификатора гипоидное смещение определяется по формуле

$$\frac{\Delta E_1}{L} = -\frac{r_F \cos \beta}{L} \frac{\operatorname{tg} \alpha \pm K_m (\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2) \cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha \pm \left(\frac{r_F}{L} - \sin \beta \right) (\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2)}. \quad (8)$$

Из этой формулы в частности следует, что при $\Delta E_1 = 0$

$$K_m = \pm \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta (\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2)}. \quad (9)$$

Следует отметить, что выражение (9) является приближенным в силу того, что зависимость (8) была получена при допущении, что ширина впадины зуба колеса в расчетной точке равна нулю.

Из выражения (8) следует, что и при обработке с модификатором существуют критические производящие радиусы, причем их величина определяется той же формулой (7). Однако, даже при небольшом удалении от критического значения производящего радиуса величина гипоидного смещения становится вполне приемлемой.

Здесь же, во второй главе, рассмотрен вопрос об определении главных кривизн поверхности зуба шестерни при нарезании с использованием модификатора. Полученные выражения использованы для определения площадки мгновенного контакта и ее ориентации на поверхности зуба шестерни.

Результаты расчетов показали, что угол ориентации большой оси эллипса площадки мгновенного контакта мало отличается от величины этого угла в обкатных передачах с аналогичными геометрическими параметрами.

Важным вопросом является оценка возможности выполнения передачи в полуобкатном варианте. С этой целью рассмотрено нарезание шестерни конусовершинным производящим колесом, являющимся по своим параметрам аналогом полуобкатного колеса передачи. На поверхности этого производящего колеса из решения системы трансцендентных уравнений находилась граничная линия.

Если конус выступов колеса пересекает эту линию или содержит ее, то такая передача в полуобкатном варианте будет иметь интерференцию, которая выразится в неблагоприятном пятне контакта.

Третья глава посвящена решению обратной задачи. Зацепление исследуемой передачи рассматривается в неподвижной

системе координат. Уравнения поверхностей зубьев выражаются через параметры их производящих поверхностей. Для того, чтобы поверхности зубьев касались друг друга, необходимо соблюдение равенств:

$$\begin{aligned} \bar{r}^{(1)}(u_F, \vartheta_F, \psi_F, \Phi_1) &= \bar{r}^{(2)}(u_P, \vartheta_P, \Phi_2), \\ \bar{e}^{(1)}(\vartheta_F, \psi_F, \Phi_1) &= \bar{e}^{(2)}(\vartheta_P, \Phi_2), \\ \bar{f}(u_F, \vartheta_F, \psi_F) &= 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Так как $|\bar{e}^{(1)}| = |\bar{e}^{(2)}|$, то предыдущая система эквивалентна шести скалярным уравнениям. Фиксируя положение одного из зубчатых колес, например углом Φ_2 поворота колеса, после решения системы (10) получим функции:

$$\begin{aligned} u_F &= u_F(\Phi_2), \quad \vartheta_F = \vartheta_F(\Phi_2), \quad \psi_F = \psi_F(\Phi_2), \\ u_P &= u_P(\Phi_2), \quad \vartheta_P = \vartheta_P(\Phi_2), \quad \Phi_1 = \Phi_1(\Phi_2). \end{aligned} \quad (11)$$

Эти функции позволяют определить:

1) закон движения ведомого звена и функцию погрешностей положения ведомого звена —

$$\Delta \Phi_1 = \Phi_1(\Phi_2) - \frac{z_2}{z_1} \Phi_1; \quad (12)$$

- 2) рабочую линию на поверхностях зубьев;
- 3) точки пересопряжения зубьев.

При решении был использован метод касательных Ньютона.

В главе четвертой на основании решения обратной задачи произведен анализ передач, синтезированных при различных начальных условиях. Установлено, что использование условия равенства нулю первой производной передаточного отношения в расчетной точке не обеспечивает локализации пятна контакта по высоте. Локализацию можно получить, если принять

$$\frac{d}{dt} i_{12} < 0. \quad (13)$$

Решение обратной задачи показало, что выбор коэффициента модификации по формуле (9) не дает локализации пятна контакта по высоте зуба.

Коэффициент модификации следует назначать по формуле

$$K_m = m \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta (\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2)}, \quad (14)$$

где m — коэффициент, больший единицы. Конкретное его значение устанавливается допуском на циклическую погрешность. Величина циклической погрешности, отнесенная к колесу, равна

$$\Delta\phi_2 = \Delta\phi_1 (\phi_2) \frac{z_1}{z_2}. \quad (15)$$

Знание точек пересопряжения зубьев и размеров и ориентации площадки мгновенного контакта позволяет построить пятно контакта передачи. Таким образом, не выполняя нарезания на станках, можно определить многие качественные данные проектируемой передачи. Объединение локального синтеза и обратной задачи позволяет получить зацепления с улучшенными качественными показателями.

Изложенная методика синтеза полуобкатных передач была экспериментально проверена на Саратовском заводе тяжелых зуборезных станков. Кроме того, материалы диссертации вошли в руководящий материал «Инструкция по геометрическому расчету и технологии механической обработки конических зубчатых колес с круговыми зубьями», подготовленный Всесоюзным Проектно-технологическим институтом. К основным итогам настоящей работы можно отнести следующее:

1. Разработан локальный синтез полуобкатных конических передач, заключающийся в определении наладок и корректур при нарезании шестерни.

2. Решена обратная задача теории зубчатых зацеплений применительно к полуобкатным передачам.

3. Произведено объединение локального синтеза и обратной задачи для поиска оптимального решения.

4. В результате решения обратной задачи установлено, что важным параметром, от которого зависит локализация пятна контакта по высоте, является величина производной передаточного отношения в расчетной точке.

5. Составлена система уравнений для определения границы существования полуобкатной передачи.

6. Выявлены особенности нарезания полуобкатных конических передач с равновысокими зубьями. Обнаружено существование таких величин производящих радиусов резцовых головок при нарезании шестерни, при которых требуются недопустимо большие значения корректур. Эти радиусы предложено называть критическими.

7. Выяснено, что корректуры для обработки выпуклой и вогнутой сторон зуба шестерни даже при одинаковых производящих радиусах не одинаковы.

8. Получена зависимость, связывающая коэффициент модификации и корректуры.

9. Разработан способ анализа формы и размеров пятна контакта, основывающийся на определении точек пересопряжения, величины и направления площадки мгновенного контакта.

Основное содержание диссертации изложено в работах.

1. Ф. Л. Литвин, В. Н. Рубцов. Расчет наладок для нарезания полуобкатных конических передач с понижающимися зубьями. «Станки и инструмент», № 12, 1970.

2. Ф. Л. Литвин, Х. И. Маринов, В. Н. Рубцов. Синтез обкатных и полуобкатных передач с круговыми равновысокими зубьями, Изв. вузов СССР — «Машиностроение», № 1, 1971.

3. Ф. Л. Литвин, В. Д. Брицкий, В. Н. Рубцов и др. Избранные вопросы синтеза пространственных зацеплений. Тезисы докладов VI Совещания по основным проблемам теории машин и механизмов. Ленинград, 1970.

4. Ф. Л. Литвин, Х. И. Маринов, В. Н. Рубцов, Б. П. Тимофеев. Особенности образования пятна контакта конических колес с круговыми зубьями. «Станки и инструмент», № 5, 1971 (в печати).

5. Ф. Л. Литвин, Б. П. Тимофеев, В. Н. Рубцов. Синтез обкатных и полуобкатных передач с круговыми нормально понижающимися зубцами по локальным условиям. Сб. «Механика машин», Изд-во «Наука», вып. 31—32, 1971. (В печати).

Кроме того, результаты работы докладывались:

1. На Всесоюзном симпозиуме по теории и геометрии зубчатых зацеплений. Ленинград, октябрь, 1968 г.

2. На Ленинградском филиале семинара ТММ АН СССР и секции ТММ Ленинградского Дома Ученый им. М. Горького. Март 1969 г. и октябрь 1970 г.

3. На XIX научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава ЛИТМО. Ленинград, 1970 г.

4. На VI Совещании по основным проблемам теории машин и механизмов. Ленинград, январь 1971 г.

Подписано к печ. 26/II-1971 г.	М-07283	Формат бум. 60×84 ¹ / ₁₆
Объем 0,75 печ. л.	Зак. 106	Тираж 120 экз. Бесплатно

Типография 3/1 УПЛ. Ленинград, Центр, пер. Гривцова, 14