

М 259089

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования

СССР

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана

ПОЛОСАТОВ Лев Павлович

НЕЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ЗАЩЕПЛЕНИЯ
С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ

(О1,О2,О2. — Теория механизмов, машин
и автоматических линий)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Министерство высшего и среднего специального образования
СССР

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана

ПОЛОСАТОВ Лев Павлович

НЕЗВОЛЬВЕНТНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ
С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ

(01.02.02. – Теория механизмов, машин
и автоматических линий)

М 259089

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1259089

Полосатов Л.П. Незвольвент

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва – 1975

Работа выполнена в Тульском политехническом институте.

Научный руководитель – кандидат технических наук,
доцент Тарханов К.С.

Официальные оппоненты – доктор технических наук,
доцент Давыдов Я.С.;
кандидат технических наук,
доцент Ананьев Н.Т.

Ведущее предприятия – Тульский завод "Электропривод".

Автореферат разослан " 13 " марта 1975 года.

Защита диссертации состоится " 14 " апреля 1975 года
в _____ часов на заседании совета конструкторско-механическо-
го факультета МВТУ им. Н.Э. Баумана (107005, Москва,
2-я Бауманская, 5).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
им. Н.Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверен-
ные печатью, прошу направлять по указанному адресу.

Учённый секретарь совета
канд. техн. наук, доцент

Л.Н. Колобов

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В современных машинах-автоматах и во многих других устройствах все большее применение находят зубчатые передачи с переменным передаточным отношением. Наиболее распространены механизмы некруглых зубчатых колес с параллельными осями. Однако изготовление некруглых колес сопряжено со значительными производственными трудностями, поэтому вместо них часто используются другие, не всегда рациональные конструктивные решения. Изготовление некруглых колес пространственных зацеплений сопряжено с еще большими трудностями, и они практически не применяются.

Целью настоящей работы является разработка и исследование новых зубчатых передач с переменным передаточным отношением, простых в изготовлении и с любым расположением осей. Эти передачи осуществляют нелинейную зависимость между перемещениями звеньев, поэтому в дальнейшем для краткости будем называть их нелинейными.

Методы исследования. Исследование новых передач проводилось кинематическим методом с использованием ЭВМ для анализа полученных результатов.

Научная новизна работы:

- сформулированы принципы формирования начальных поверхностей зубчатых зацеплений с переменным передаточным отношением;
- разработаны новые передачи;
- разработана методика геометрического расчета новых передач, основанных на неэвольвентной системе зацепления.

Практическая ценность. Новые нелинейные передачи надежны в работе, могут иметь любое относительное расположение осей и выгодно отличаются от механизмов некруглых колес простотой изготовления.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на научных конференциях Тульского политехнического института (1965 - 1974 гг.), на У и УІ Всесоюзных совещаниях по основным проблемам ТММ (1967, 1971 гг.) в гг. Сухуми и Ленинграде. Новые передачи с переменным передаточным отношением были внедрены и испытаны в Московском гор. ом институте в машине ММ-1М

для испытания материалов на износ (авт.свидетельство № 223548, бюл. № 24, 1968).

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения, изложенных на 173 машинописных страницах, содержит список использованной литературы из 37 наименований, 57 рисунков и 5 таблиц.

I. Образование новых нелинейных зацеплений из зубчатых колес, обработанных долбяком

Для разработки новых нелинейных зацеплений сформулированы принципы формирования их начальных поверхностей. С этой целью рассмотрена передача с перекрещивающимися осями, с зубчатыми колесами которой связаны взаимноогibaемые поверхности H_1 и H_2 , соприкасающиеся по характеристике Δ .

Если на одной из поверхностей определены линии зубьев и $\vec{\tau}$ - орт касательной к этим линиям, то условие контакта зубьев в точках характеристики Δ имеет вид

$$\vec{V}^{(12)} \times \vec{\tau} = 0, \quad (I)$$

где $\vec{V}^{(12)}$ - вектор относительной скорости.

Этому условию отвечают начальные поверхности. Если оно выполняется во всех точках характеристики Δ , то при переменном передаточном отношении начальные поверхности имеют некруглые очертания.

Условие (I) может выполняться и в одной точке. При переменном передаточном отношении такая точка описывает в неподвижном пространстве линию сопряжения K , а на поверхностях H_1 и H_2 - кривые K_1 и K_2 , названные начальными. Начальные поверхности будут иметь форму взаимноогibaемых тел вращения, если их характеристика совмещена с линией сопряжения.

По такому принципу формируются начальные поверхности новых нелинейных передач, зубчатые колеса которых нарезаются различными инструментами.

В работе рассмотрены передачи с нелинейными неэвольвентными колесами, которые нарезаются долбяком при переменном передаточном отношении в цепи обкатки станка. Зубчатый венец таких колес располагается по начальной кривой.

Для образования передач с различным относительным расположением осей нелинейное неэвольвентное колесо вводится в зацепление I рода с эвольвентной шестерней или в зацепление II рода с другим нелинейным колесом.

В зацеплениях I рода начальной поверхностью нелинейного колеса является огибающая начального цилиндра шестерни. Радиус начальной кривой колеса определяется по выражению

$$r_k = \frac{\cos \delta}{\cos u} (A - r_w \cos u) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \cos^2 u}, \quad (2)$$

где A и δ - расстояние и угол между осями;

r_w - радиус начального цилиндра шестерни;

$$\cos u = \frac{A}{2r_w} + \frac{i_{wk} + \cos \delta}{2 \sin \delta \operatorname{tg} \lambda} \pm \frac{\sqrt{[A \sin \delta + r_w (i_{wk} + \cos \delta)]^2 - 4 A r_w \sin \delta \cos \delta \operatorname{tg} \lambda}}{2 r_w \sin \delta \operatorname{tg} \lambda},$$

где $i_{wk} = \frac{\omega_w}{\omega_k}$ - переменное передаточное отношение;

λ - угол наклона зубьев на начальном цилиндре шестерни.

В передачах с пересекающимися осями начальными поверхностями нелинейного колеса и шестерни являются круглый конус и цилиндр, а радиус начальной кривой колеса

$$r_k = r_w i_{wk}. \quad (3)$$

Зацепления II рода имеют пересекающиеся или параллельные оси колес, у которых вершины начальных конусов не совпадают, а начальные кривые описываются выражениями

$$r_1 = \frac{A}{i_{12} + B}; \quad r_2 = \frac{i_{12} A}{i_{12} + B}, \quad (4)$$

где r_1, r_2 - радиусы начальных кривых двух нелинейных колес;

i_{12} - передаточное отношение;

A и B - постоянные коэффициенты, зависящие от угла между осями и относительного расположения вершин начальных конусов.

2. Кинематический расчет зубчатых механизмов с нелинейными неэвольвентными колесами

Для новых зацеплений предложен универсальный метод кинематического расчета, основанный на известном приеме представления функции положения в виде суммы линейной и нелинейной частей. Согласно этому методу функция положения зацеплений I рода при любом относительном расположении осей имеет вид

$$\varphi_k = \frac{\varphi_{ш}}{i_{шк}^{cp}} + \Delta(\varphi \pm \varphi_k) - \Delta(\varphi), \quad (5)$$

где φ_k , $\varphi_{ш}$ - углы поворота нелинейного колеса и шестерни;

$i_{шк}^{cp} = const$ - среднее передаточное отношение;

$\Delta(\varphi \pm \varphi_k)$ - нелинейная часть функции положения (нелинейная добавка), по которой рассчитывается дополнительное движение при нарезании нелинейного колеса; знак определяется направлением вращения колеса;

$\varphi = const$ - фаза нелинейного колеса, зависящая от его положения при начале отсчета углов φ_k и $\varphi_{ш}$.

Функция положения зацеплений II рода представляется в виде суммы:

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{i_{12}^{cp}} - \frac{\Delta_1(\varphi_1 \pm \varphi_1)}{i_{12}^{cp}} + \Delta_2(\varphi_2 \pm \varphi_2) + \frac{\Delta_1(\varphi_1)}{i_{12}^{cp}} - \Delta_2(\varphi_2), \quad (6)$$

где 1 и 2 - индексы ведущего и ведомого нелинейных колес.

Предложенный метод позволяет независимо от количества и типа нелинейных колес записать функцию положения любого простого ряда:

$$\varphi_n = \frac{\varphi_1}{i_{1n}^{cp}} + \sum_{i=1}^m \pm \frac{\Delta_i(\varphi_i \pm \varphi_i)}{i_{kn}^{cp}} + \sum_{i=1}^m \mp \frac{\Delta_i(\varphi_i)}{i_{kn}^{cp}}, \quad (7)$$

где I, n - индексы ведущего и ведомого колес;

i - индекс произвольного нелинейного колеса;

m - количество нелинейных колес в ряду;

K - номер вала, на котором установлено колесо i .

Нелинейные добавки $\Delta_i (\varphi_i \pm \varphi_i)$ ведомых колес входят в эту сумму со знаком плюс, а ведущих - со знаком минус. У постоянных коэффициентов $\Delta_i (\varphi_i)$ знаки противоположные.

3. Станочное зацепление нелинейного неэвольвентного колеса с эвольвентным прямозубым долбяком

В работе рассмотрен случай нарезания при пересекающихся под углом δ осях инструмента и колеса, между которыми осуществляется переменное передаточное отношение

$$i_{uk} = \frac{\omega_u}{\omega_k} \neq const.$$

Поверхность зацепления рассекается торцовыми плоскостями долбяка не по прямым, как при $i_{uk} = const$, а по кривым линиям, так как при $i_{uk} \neq const$ изменяется положение контактных нормалей во всех сечениях. При монотонной функции передаточного отношения i_{uk} предельные уровни точек поверхности зацепления на основном цилиндре долбяка неодинаковы для разных сторон его впадины и зацепление невозможно за пределами только одного из этих уровней.

Зубья нелинейных колес несимметричны и, как у неэвольвентных колес, нарезаемых при $i_{uk} = const$, имеют ограниченную длину вследствие заострения с одного конца и подрезания с другого.

Явления заострения и подрезания были исследованы с помощью ЭВМ при различных параметрах станочного зацепления. Для этого было принято допущение, что за время формирования каждого зуба передаточное отношение изменяется по линейному закону.

Исследования показали, что изменение передаточного отношения при нарезании одного зуба оказывает несущественное влияние на положение точки его заострения и им можно пренебречь.

При таком допущении расстояние от начальной кривой до границы зубчатого венца по точкам заострения определяется по выражению

$$\rho_3 = \frac{\tau_{ou}}{\sin \delta} \left[\frac{1 - A \cos \theta_n}{\sin \theta_n} \sin \varphi_k - A \cos \delta \cos \varphi_k + \right. \\ \left. + \frac{i_{ukz}^{\varphi} + \cos \delta}{\cos \theta_n} \cos \varphi_k - \frac{\tau_k + f_k m \cos \delta}{\tau_{ou}} \right], \quad (8)$$

где τ_{ou} - радиус основного цилиндра долбяка;

f_k - коэффициент высоты головки зуба колеса;

m - модуль;

i_{ukz}^{φ} - среднее передаточное отношение при нарезании зуба с номером z ;

$\tau_k = \tau_{gu} i_{ukz}^{\varphi}$ - радиус начальной кривой колеса;

τ_{gu} - радиус делительного цилиндра долбяка;

$$A = \frac{\tau_{gu} - f_k m}{\tau_{ou}},$$

θ_n и φ_k определяются по уравнениям

$$\frac{1 - A \cos \theta_n}{(i_{ukz}^{\varphi} + \cos \delta) \operatorname{tg} \theta_n - A \sin \theta_n \cos \delta} - \frac{\theta_n - \frac{A}{\sin \theta_n} + \operatorname{ctg} \theta_n - (-1)^n \nu_0^{\circ}}{i_{ukz}^{\varphi}} = 0,$$

$$\varphi_k = \frac{1}{i_{ukz}^{\varphi}} \left[\theta_n - \frac{A}{\sin \theta_n} + \operatorname{ctg} \theta_n - (-1)^n \nu_0^{\circ} \right],$$

где $n = 1$ для правой стороны впадины инструмента и

$n = 2$ для левой стороны;

ν_0° - половина угловой ширины впадины долбяка на его основной окружности.

Задача о подрезании решалась кинематическим методом путем нахождения предельных точек на производящей поверхности. Такие точки на цилиндре выступов долбяка определяют границы зубьев колеса с подрезанными участками и отвечают условиям

$$\left. \begin{aligned} & \operatorname{tg}^2 \theta_n (-1)^n \operatorname{tg} \theta_n \frac{(\cos 2\delta + i_{\text{ук}} \cos \delta) \operatorname{tg} \alpha_{\text{eu}}}{(i_{\text{ук}} + \cos \delta)^2 + (-1)^n \operatorname{tg} \alpha_{\text{eu}} \frac{di_{\text{ук}}}{d\varphi_k}} + \frac{\sin^2 \delta \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{\text{eu}}}{\sin^2 \delta} \frac{di_{\text{ук}}}{d\varphi_k} - \operatorname{tg}^2 \alpha_{\text{eu}} \right)}{(i_{\text{ук}} + \cos \delta)^2 + (-1)^n \operatorname{tg} \alpha_{\text{eu}} \frac{di_{\text{ук}}}{d\varphi_k}}; \\ & \theta_n = \varphi_u + (-1)^n (\nu_o + \operatorname{tg} \alpha_{\text{eu}}), \end{aligned} \right\} (9)$$

где α_{eu} - угол давления эвольвенты на цилиндре выступов долбяка;

φ_u - угол поворота инструмента.

При анализе формы предельных линий на производящей поверхности было установлено, что изменение передаточного отношения $i_{\text{ук}}$ существенно влияет на подрезание зубьев нелинейных неэвольвентных колес и разные стороны одного зуба подрезаются неодинаково.

С ростом значений производной функции передаточного отношения $\frac{di_{\text{ук}}}{d\varphi_k}$ степень подреза одной стороны зуба увеличивается, а другой - уменьшается.

Рабочая длина зуба между границами с областями заострения и подрезания определяется по формуле

$$\rho_p = \rho_z + \frac{m z_u}{2} \left[\frac{i_{\text{ук}_z}^{\varphi} + \cos \delta}{\sin \delta} + \frac{\cos \alpha_g}{\cos \theta_n} \cdot \frac{i_{\text{ук}} + \cos \delta}{\sin \delta} \right], \quad (10)$$

где z_u - число зубьев инструмента;

α_g - угол давления эвольвенты на делительном цилиндре долбяка.

4. Передачи с нелинейными неэвольвентными колесами

В нелинейных неэвольвентных передачах I рода, как и при постоянном передаточном отношении, касание зубьев может быть линейным, когда $z_{\text{и}} = z_k$, и точечным, если $z_{\text{и}} < z_k$.

При точечном касании изменение передаточного отношения приводит к тому, что контактное сечение, перпендикулярное оси шестерни, перемещается вдоль ее оси, а рабочие линии вытягиваются вдоль зубьев шестерни и колеса. При этом не исключено,

что часть точек рабочих линий может оказаться за пределами рабочей длины зубьев колеса. Это приведет к снижению коэффициента перекрытия, что потребовало ввести ограничение на максимальные значения производной функции передаточного отношения $\frac{di_{шк}}{d\varphi_{ш}}$ макс:

$$\left| \frac{di_{шк}}{d\varphi_{ш}} \right|_{\text{макс}} < \frac{\rho_p}{m} \cdot \frac{\sin \delta \cdot \cos \alpha_n}{\pi \cdot \cos \delta_g}, \quad (II)$$

где $\alpha_n = \text{const}$ - угол зацепления передачи, определяемый по выражению

$$\text{inv} \alpha_n = (-1)^n (\text{inv} \delta_g - \frac{2 \gamma_{ш}}{z_u - z_{ш}} \text{tg} \delta_g),$$

где $\gamma_{ш}$ - коэффициент смещения исходного контура шестерни.

В работе дана оценка влиянию указанного ограничения на сужение диапазона изменения передаточного отношения при воспроизведении периодической функции $i_{шк} = \frac{z_k}{z_{ш}} + \left| \frac{di_{шк}}{d\varphi_k} \right|_{\text{макс}} \sin \varphi_k$. При этом было установлено, что при практически приемлемых параметрах станочного и рабочего зацеплений диапазон допускаемых значений отношения $i_{шк}^{\text{макс}} / i_{шк}^{\text{мин}}$ изменяется от 1,5 до 3 и выше.

При геометрическом исследовании рабочих зацеплений I рода был выявлен ряд важных свойств новых нелинейных передач, выгодно отличающих их от нелинейных передач других систем. Доказано, что при $z_{ш} < z_u$ изменение угла зацепления при корригировании шестерни или при поступательном переносе ее оси не нарушает сцепляемость и не приводит к искажению воспроизводимых функций положения или передаточного отношения, т.е. новые нелинейные передачи отличаются малой чувствительностью к различного рода погрешностям при изготовлении и монтаже. Доказано также, что функции нелинейных добавок в рабочем и станочном зацеплениях совпадают даже в том случае, если $z_{ш} \neq z_u$, и нелинейная добавка в передаче не зависит от числа зубьев шестерни. Таким образом, любое нелинейное неэвольвентное колесо можно ввести в зацепление практически с любой эвольвентной шестерней данного модуля без искажения нелинейной части функции положения, если $z_{ш} \leq z_u$.

В результате исследований станочного и рабочего зацеплений I рода разработана методика их геометрического расчета, позволяющая определить все размеры шестерни и нелинейного неэволь-

вентного колеса по заданным функции положения или передаточного отношения, межосевому углу δ' и параметрам долбяка.

В передачах II рода можно осуществить только точечный контакт зубьев при выполнении дополнительных условий сцепляемости, которые заключаются в согласовании фаз нелинейных колес в передаче и функций передаточного отношения в станочных зацеплениях.

В работе доказано, что наиболее важные с практической точки зрения передачи II рода с параллельными осями могут заклиниваться вследствие интерференции.

Дана методика определения коэффициента перекрытия в передачах I рода с точечным и линейным контактом зубьев. При точечном контакте крайние точки рабочих линий на зубьях шестерни могут располагаться за пределами рабочей длины зуба колеса. В таких случаях углы поворота шестерни, соответствующие началу или концу зацепления одной из сторон ее зуба, при известной функции передаточного отношения $i_{шк}$ определяется по уравнению

$$i_{шк} = \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_g} \left(i_{шк_2}^{\varphi} + 2 \frac{\ell_3 - \ell_p}{m z_{ш}} \sin \delta \right) + \frac{z_u}{z_{ш}} \left(\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_g} - 1 \right) \cos \delta', \quad (12)$$

если крайняя точка рабочей линии находится за границей с областью подрезания, или по уравнению

$$i_{шк} = \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_g} \left(i_{шк_2}^{\varphi} + 2 \frac{\ell_3}{m z_{ш}} \sin \delta \right) + \frac{z_u}{z_{ш}} \left(\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_g} - 1 \right) \cos \delta', \quad (13)$$

если такая точка располагается за границей с областью заострения.

В остальных случаях уравнения для определения коэффициента перекрытия такие же, как и для постоянного передаточного отношения.

5. Изготовление нелинейных неэвольвентных колес

Для нарезания нелинейных неэвольвентных колес разработано и изготовлено приспособление к зубодолбежному станку типа 512. Приспособление позволяет получить любое относительное расположение осей колеса и долбяка и осуществить переменное передаточное отношение в станочном зацеплении с помощью одного кулачка,

сообщающего осевое движение червяку последней червячной пары цепи обкатки станка.

Осевое перемещение червяка определяется по функции нелинейной добавки нарезаемого колеса:

$$S = r \Delta (\varphi \pm \varphi_k), \quad (14)$$

где r - радиус начального цилиндра червячного колеса, которому сообщается неравномерное вращение.

Среднее передаточное отношение цепи обкатки станка, по которому подбираются сменные колеса, при замкнутом зубчатом венце нелинейного колеса определяется, как и при постоянном передаточном отношении, по формуле

$$i_{uk}^{\varphi} = \frac{Z_k}{Z_u}. \quad (15)$$

Многочисленные эксперименты по нарезанию нелинейных неэвольвентных колес с различными параметрами подтвердили основные положения их геометрической теории и результаты исследований заострения и подрезания, проведенных с помощью ЭВМ.

Испытания новых нелинейных передач показали, что они способны надежно и с достаточной точностью воспроизводить под нагрузкой заданную функцию передаточного отношения в течение продолжительного времени.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сравнивая неэвольвентные нелинейные передачи с нелинейными передачами других систем, можно сказать, что первые обладают рядом преимуществ. Прежде всего следует отметить преимущества в области технологии: заготовки колес имеют очертания тел вращения, нарезание зубьев на нелинейных колесах осуществляется с помощью несложного приспособления и с применением лишь одного кулачка и т.д.

Затем следует отметить и другие преимущества: получение передач с любым относительным расположением осей, возможность регулирования характера контакта, меньшая чувствительность к различного рода погрешностям изготовления и сборки.

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. Сформулированы принципы формирования начальных поверхностей нелинейных зацеплений, позволившие разработать ряд новых нелинейных передач. Для этого введены понятия о начальных кривых и линиях сопряжения, представляющих собой новые геометрические образы, сопоставимые по смыслу с центроидами и бицентроидами некруглых колес.

2. Предложен универсальный метод кинематического расчета новых нелинейных передач.

3. В результате исследований заострения и подрезания зубьев, проведенных с помощью ЭВМ, получены данные в виде таблиц и графиков, необходимых для геометрического расчета нелинейных неэвольвентных колес с различными параметрами.

4. Установлена необходимость и введено ограничение максимальных значений производной функции передаточного отношения для передач I рода с точечным контактом зубьев.

5. Разработан инженерный метод геометрического расчета нелинейных неэвольвентных передач.

6. Впервые изготовлены и испытаны новые нелинейные передачи.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Тарханов К.С., Полосатов Л.П. Общие принципы образования зубчатых передач с переменным передаточным отношением. - В кн.: Тезисы докладов научно-технической конференции. Секция машиностроения. Тула, 1965.

2. Тарханов К.С., Полосатов Л.П., Ильинский В.С., Бина М.Н. Исследование методов обработки новых нелинейных передач с переменным передаточным отношением. - В кн.: Вопросы теории механизмов и машин. ЦБТИ, Тула, 1965.

3. Тарханов К.С., Полосатов Л.П., Макаров Э.С. К вопросу использования нелинейных передач в поличастотных вибраторах. - В кн.: Технология машиностроения. Вып.5. Тула, Приокск. книжн. изд-во, 1968.

4. Тарханов К.С., Полосатов Л.П. Расчет и изготовление новых зубчатых передач с переменным передаточным отношением. - "Вестник машиностроения", 1968, № 2.

5. Нгуен Хак Лонг, Тарханов К.С., Полосатов Л.П. Износ и трение трущихся пар при регулировании амплитуды скоростей относительного скольжения. - "Вестник машиностроения", 1968, № 10.

6. Тарханов К.С., Полосатов Л.П., Бинэ М.Н. Нарезание специальных конических колес на зубострогальном станке "Глиссон" при переменном передаточном отношении в относительном движении инструмента и заготовки. - В кн.: Технология машиностроения. Вып.6. Тула, Приокск. книжн. изд-во, 1970.

7. Полосатов Л.П., Тарханов К.С. Зубчатые передачи с переменным передаточным отношением и пересекающимися осями вращения колес. - В кн.: Теория передач в машинах. М., "Машиностроение", 1970.

8. Полосатов Л.П., Тарханов К.С. К вопросу кинематического расчета неэвольвентных зацеплений с переменным передаточным отношением. - В кн.: Теория передач в машинах. М., "Наука", 1973.

9. Тарханов К.С., Полосатов Л.П. Зубчатая передача с переменным передаточным отношением. Авт. свидетельство № 185654, бюллетень № 17, 1966.

10. Тарханов К.С., Полосатов Л.П., Карасев Н.А., Нгуен Хак Лонг. Зубчатая передача с переменным передаточным отношением. Авт. свидетельство № 223548, бюллетень № 24, 1968.

11. Ильинский В.С., Тарханов К.С., Полосатов Л.П. Червячная передача с переменным передаточным отношением. Авт.свидетельство № 229144, бюллетень № 32, 1968.

12. Тарханов К.С., Тимофеев Н.Ф., Полосатов Л.П., Зелевинский Ш.А., Зобнин В.А. Приставка к станкам с программным управлением. Авт. свидетельство № 249151, бюллетень № 24, 1969.

13. Тарханов К.С., Полосатов Л.П., Бинэ М.Н. Устройство к зубообрабатывающему станку. Авт. свидетельство № 335051, бюллетень № 13, 1972.

14. Полосатов Л.П., Щукин В.Ф., Тарханов К.С. Привод управления механизма качания кристаллизатора. Авт. свидетельство № 402418, бюллетень № 42, 1973.