

М 2.66549

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

М о с к о в с к о е

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

На правах рукописи

Шмырев Михаил Павлович

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И РАЗРАБОТКА УЗЛОВ ГЛАВНОГО
ДВИЖЕНИЯ И ДЕЛЕНИЯ СТАНКОВ ДЛЯ ОБРАБОТКИ КОНИЧЕСКИХ
ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Специальность 05.03.01 - Металлорежущие станки

Автореферат

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва

1975

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового
Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель: доцент, кандидат технических наук
Усов Б.А.

Научный консультант: кандидат технических наук Плотников Н.Д.

Официальные оппоненты: 1. Д.т.н.Лауреат Ленинской премии
Кедринский В.Н.

2. К.т.н. доц. Иванов Ю.В.

Ведущее предприятие - Саратовский завод зубострогальных
станков (СЗЭС).

Автореферат разослан "___" _____ 1975 года

Защита диссертации состояла _____ 1975 года

на заседании Совета факультета _____
Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени вы-
сшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу:
107005, Москва Б-5, 2-я Баумановская ул., дом 5.

Ваши от _____ просьба вы-
сылать по у _____
С дисс _____ да.

Ученый секр _____

Зак. II34.
Тип. МВТУ.

_____ для 1975 г.

M 266549

Актуальность проблемы. Программой КПСС и XXIV съездом нашей партии намечены высокие темпы роста всех отраслей промышленности, особенно автотракторной и авиационной, являющихся основными потребителями станков для обработки конических зубчатых колес. Потребность народного хозяйства в конических колесах достигает 100 млн. штук, причем примерно треть из них - 5-7 степени точности по ГОСТ 1758-56. Повышение точности и зубообработки конических колес - основная проблема, значение которой постоянно возрастает в связи с увеличением скорости, повышением требований по несущей способности, плавности и долговечности конических колес. Только повышение точности зубообработки на 1 степень увеличивает долговечность передачи вдвое.

Цель работы - повышение точности зубообработки за счёт совершенствования кинематической структуры цепи обкатки-деления и главных приводов станков для обработки конических зубчатых колес.

Методики исследований. При теоретических разработках вопросов повышения точности цепи обкатки-деления использовались уравнения кинематических балансов: при исследовании погрешностей механизмов деления и приводов главного движения использовались вероятностные методы сложения первичных ошибок и теория зацепления конических зубчатых колес; исследование привода делительных цепей проводилось с использованием тригонометрических и дифференциальных уравнений. Экспериментальные исследования проводились путем контрольных нарезаний, замерами с помощью универсальных оптических средств измерения и кинематомеров. Теоретические исследования представлены в виде алгоритмов и запрограммированы для расчетов на ЭВМ.

Научная новизна. Теоретически разработаны вопросы повышения точности зубообработки путем совершенствования кинематической структуры цепи обкатки-деления и главных приводов станков для нарезания конических колес. Предложены способы соединения цепи деления с цепью обкатки и разработаны конструкции делительных механизмов, позволяющие исключить на время резания из цепи обкатки суммирующее устройство и сменные шестерни деления. Разработана методика выбора рациональных параметров одноопасного гидродимендра для привода делительных цепей. Установлено влияние точности станка и инструмента на контакт в прямозубых передачах. Проведен анализ точности узлов главного движения зубофрезерных и зубопротяжных станков, на основе которого предложены конструкции приводов резания.

Практическая ценность. Исследования проводились в Саратовском

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1266549

Шмырев М.П. Исследование

ких кинематических цепи. Показывается, что практически не используются пути повышения точности станков за счёт совершенствования их кинематической структуры. Отмечается важность вопросов повышения кинематической точности цепи обкатки-деления, так как они распространяются на многочисленную группу станков для обработки методом обкатки конических колес с прямыми и круговыми зубьями.

При нарезании прямозубых конических колес парными дисковыми фрезами сложность конструкции главного привода приводит к разнице в углах наклона фрез, влияние которой на точность зубообработки не исследовалось. В станках, работающих способом кругового протягивания, основным требованием является обеспечение необходимой точности и жесткости, которые во многом определяются конструкцией главного привода, исследований точности которого не проводилось.

В связи с изложенным намечены следующие основные задачи настоящей работы.

1. Исследование кинематической точности цепи обкатки-деления и совершенствование структуры данных цепей станков для обработки конических колес.

2. Повышение точности и жесткости узлов главного движения станков для обработки прямозубых конических колес.

3. Разработка рациональных конструкций узлов главного движения, механизмов деления и их приводов применительно к станкам для обработки конических зубчатых колес.

Целью исследований, проведенных во второй главе, является снижение погрешностей зубообработки путем дальнейшего совершенствования способов соединения цепи деления с цепью обкатки. Конечной задачей исследований является разработка делительных механизмов станков высокой точности.

Ошибки промежуточных звеньев цепи обкатки $\Delta\alpha_n$ (сменных шестерен обкатки, дифференциала, сменных шестерен деления, промежуточных конических передач), складываясь с погрешностями конечных звеньев — шпильки $\Delta\alpha_u$ и шпинделя бабки наделения $\Delta\alpha_u$, создают суммарную кинематическую ошибку $\Delta\alpha$, которая находит свое отражение в ошибках шага и профиля нарезаемых зубьев.

$$\overline{\Delta\alpha} = \overline{\Delta\alpha_u} + \overline{\Delta\alpha_n} + \sum \overline{\Delta\alpha_n}. \quad (I)$$

Погрешности конечных звеньев $\Delta\alpha_u$ и $\Delta\alpha_n$ достаточно изучены и определяются по известным методикам; мало изучены погрешности промежуточных звеньев, которые определяются суммарной погрешностью G_n

N -го звена кинематической цепи обкатки, приведенной к шпинделю из-
делия с помощью коэффициента редуцирования K_r ;

$$\Delta \alpha_N = \frac{2 \cdot G_N}{K_r \cdot d}, \quad (2)$$

где d - диаметр ведомого звена.

Величина коэффициента редуцирования определяет значение промежуточной погрешности. В работе получены формулы для определения его величины для различных звеньев цепи:

для дифференциала $K_{r\pi} = n \cdot z, \quad (3)$

где n - число делительных оборотов на выходном валу дифференциала,
 z - число зубьев нарезаемой заготовки.

Для сменных шестерен гитары деления:

при $i_g > 1, \quad z_1/z_2 > K_{r\pi} > n \cdot z;$
при $i_g < 1, \quad z_1/z_2 < K_{r\pi} < n \cdot z; \quad (4)$

где i_g - передаточное отношение сменных шестерен гитары деления,
 z_1, z_2 - числа зубьев конечной делительной передачи.

В работе приведены коэффициенты редуцирования и для других элементов кинематической цепи обкатки-деления.

Из (2) и (4) следует, что увеличивая число делительных оборотов " n ", число зубьев делительного колеса z_1 и число зубьев долечного колеса, можно в определенных пределах увеличить K_r и снизить влияние погрешностей промежуточных элементов цепи обкатки-деления. Однако, увеличение числа делительных оборотов " n " снижает быстродействие делительного механизма за счет усложнения привода деления, а увеличение чисел зубьев конечных элементов не всегда возможно, особенно, в связи с использованием в качестве конечных звеньев низкоредукционных (типовых) передач. Поскольку погрешности промежуточных звеньев с целым передаточным отношением можно измерить и частично компенсировать при сборке станка, то основными источниками циклических погрешностей являются сменные шестерни обкатки, сменные шестерни деления и дифференциал.

Погрешности сменных шестерен деления и погрешности дифференциала при не целом числе делительных оборотов " n " оказывают влияние не только на профили зуба, но и на окружной шаг. Например, погрешности дифференциала, установленного в станке 50263 составляют от 10 до 60% допустимой погрешности по шагу для конических колес 5 степени точности (рис.4), а измеренные погрешности сменных шестерен гитары деления достигают 320 угл.сек. Поэтому в реферируемой работе в качестве

ве основного пути снижения циклических погрешностей принято исключение из цепи обкатки-деления сменных шестерен деления, дифференциала или совместное их исключение.

В работе отмечается, что известны структурная схема станка и кинематическая схема делительного механизма, позволяющие исключить на время рабочего хода из цепи обкатки дифференциал однозубой муфтой, кинематически связанной с полумуфтами, расположенными на разных валах цепи обкатки.

Из-за наличия зазоров и кинематических погрешностей в цепи, связывающей полумуфты, возможно угловое рассогласование " Δ " в положениях полумуфт в момент переключения муфты. Показывается, что для нормальной работы механизма величина " Δ " должна быть меньше заходных фасок C_1 и C_2 или конусов на выступах муфт:

$$\Delta \geq C_1 + C_2 ; \quad (5)$$

Здесь:

$$\Delta = \Delta F + \Delta C , \quad (6)$$

где ΔF - приведенная кинематическая погрешность цепи, связывающей полумуфты;

ΔC - приведенный боковой зазор.

$$\Delta F = \sum G_i \cdot i_i ; \quad (7)$$

$$\Delta C = \frac{412.5}{\cos \alpha} \sum \frac{C_{ni}}{m_i \cdot z_i} \cdot i_i , \quad (8)$$

где G_i - приведенная погрешность i -го звена кинематической цепи, соединяющей полумуфты,

i_i - отношение угловой скорости i -го звена к угловой скорости муфты,

C_{ni} - боковой зазор в зубчатой паре i -го звена,
 m_i, z_i - модуль, числа зубьев его.

Расположение однозубой муфты в разрыве кинематической цепи обкатки снижает точность зубообработки из-за несоосности валов кинематической цепи и наличия в цепи лишних стыков, что особенно важно для станков с низкоредукционными конечными звеньями. Этих недостатков лишена предложенная структурная схема соединения цепей обкатки и деления (рис.1). Кинематическая схема делительного механизма, реализующая предложенную структуру, показана на рис.2.

Для автоматических линий, особенностью работы которых является редкая переналадка на обработку других нарезаемых колес, разработаны

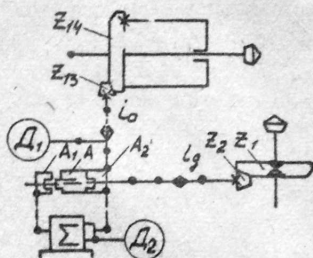


Рис. 1 Структурная схема зуборезного полуавтомата мод. 5026В

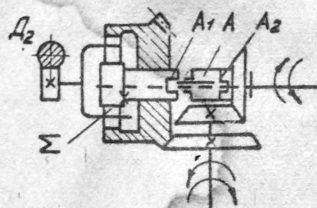


Рис. 2. Кинематическая схема делительного механизма станка мод. 5026В

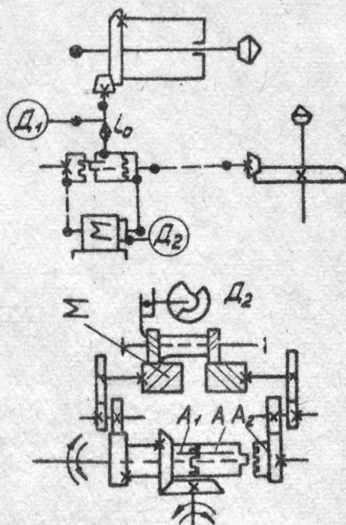


Рис. 3. Структурная схема станка мод. СТ-22 и механизм деления

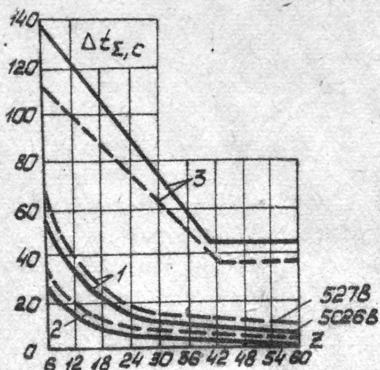


Рис. 4. Погрешности дифференциалов, приведенные в шпинделю изделия при их изготовлении:

1. по 7-ой степени точности,
2. по 5-ой степени точности,
3. допуск по накопленной погрешности шага по ГОСТ 1758-56.

структура и делительный механизм (рис.3), позволяющие исключить из цепи обкатки сменные шестерни деления совместно с суммирующим устройством.

Исследования, проведенные во второй и третьей главе показали, что точность зубообработки и надежность работы делительного механизма зависит от вида привода делительной цепи. Однолопастной гидроцилиндр с углом поворота 180° (рис.5), используемый во многих приводных устройствах, позволяет исключить влияние зазоров в передаче рейка-реечное колесо на точность зубообработки. Однако, потери на трение из-за односторонности нагрузки на опоры ротора снижают его эффективность.

В работе нагрузка на опоры ротора по величине P_I и направлению ω_I определена следующими уравнениями:

$$P_I = p \cdot h \sqrt{R^2 + r^2 - 2 \cdot R \cdot r \cdot \cos(\beta - \alpha_1)}; \quad (9)$$

$$\omega_I = \pi/2 + \beta_0 + \beta + \alpha_2. \quad (10)$$

Здесь

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{R \cdot \cos \alpha - \sqrt{r^2 - R^2 \cdot \sin^2 \alpha}}{r} \cdot \sin \alpha \right),$$

$$\beta_0 = \arcsin \frac{b}{2R}, \quad \alpha_2 = \arcsin \left[\frac{\sin(\beta - \alpha_1)}{h/r - \cos(\beta - \alpha_1)} \right],$$

где

p - давление в рабочей полости,

h, R, r - высота лопасти, радиус расточки в корпусе гидроцилиндра и радиус ротора;

α - угол поднутрения боковой поверхности лопасти,

b - размер основания перемычки,

β - текущий угол поворота ротора.

При увеличении угла наклона боковой поверхности " α " нагрузка на опоры уменьшается. Коэффициент снижения нагрузки "К" из-за поднутрения боковых поверхностей лопасти определен в виде отношения:

$$K = \frac{\int_0^\pi \sqrt{R^2 + r^2 - 2 R \cdot r \cdot \cos(\beta - \alpha_1)} \cdot d\beta}{\int_0^\pi \sqrt{R^2 + r^2 - 2 R \cdot r \cdot \cos \beta} \cdot d\beta}. \quad (11)$$

Числитель и знаменатель в формуле (11) вычисляются по стандартной подпрограмме к ЭВМ с использованием формулы Симпсона или по приближенной формуле, приведенной в работе.

На рис. 5 приведен график, показывающий снижение нагрузки на опоры ротора в зависимости от угла поднутрения α и повышение при этом коэффициента полезного действия гидроцилиндра. Так как предельное значение угла α ограничено значением $\arcsin \frac{b}{2R}$, то дальнейшее

снижение нагрузки осуществлено известными способами гидроагрузки, когда на круглой поверхности ротора располагают карманы, сообщающиеся по мере поворота ротора каналами с полостью давления. Разработанная методика позволяет выбрать рациональные параметры гидроцилиндра путем проведения расчетов на ЭВМ "НАИРИ-С" по разработанной программе.

В четвертой главе исследовались конструкции главных приводов станков для обработки прямозубых конических колес, работающих наиболее производительными способами нарезания парными дисковыми фрезами и методом протягивания.

Дан анализ различных конструкций главных приводов станков, работающих парными фрезами. Показывается, что сложность суппортных групп станков является причиной появления разницы в углах наклона фрез, что может привести к несимметричному контакту по высоте зуба на обеих его сторонах, так называемому "хромому" пятну контакта. Для исключения опасности появления "хромого" контакта должно выполняться условие:

$$\Delta \alpha_{с.и} \leq \Delta \alpha, \quad (12)$$

где $\Delta \alpha_{с.и}$ - суммарная погрешность станка и инструмента, создающая разность в углах наклона фрез;

$\Delta \alpha$ - допустимая разность углов профиля шестерни и колеса на делительном конусе.

Для распространенного случая, когда шестерня обрабатывается на одном станке, а сопряженное зубчатое колесо - на другом станке одной и той же модели, ошибка $\Delta \alpha_{с.и}$ будет:

$$\Delta \alpha_{с.и} = 1,38 \sqrt{2(\Delta \alpha_g^2 + \sum \Delta \alpha_c^2 + \Delta \alpha_\beta^2 + \Delta \alpha_{и}^2)}, \quad (13)$$

где $\Delta \alpha_g$ - разность углов наклонных стыков; определяется допусками на угол стыков,

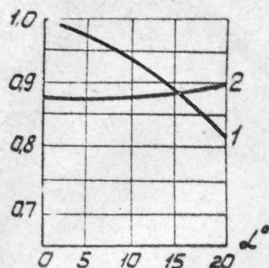
$\Delta \alpha_c$ - разность углов наклона фрез, вызываемая погрешностями изготовления параллельных стыков,

$\Delta \alpha_\beta$ - допуск на угол профиля главных боковых режущих кромок фрез,

$\Delta \alpha_{и}$ - биение режущих кромок относительно опорного торца шпинделя фрезы.

Допустимая разность углов профиля нарезаемой пары определена соотношением:

$$\Delta \alpha = \frac{t_2 \gamma_1 + t_1 \gamma_2}{L \cdot \sin \alpha} \cdot \Delta S, \quad (14)$$



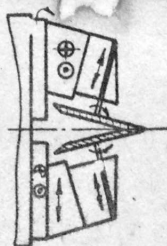
$\Delta \alpha$

$\Delta S = Q2m$

$\Delta \alpha = 1m$

$\alpha = 17^{\circ}30'$
 $\alpha = 20^{\circ}$
 $\alpha = 22^{\circ}30'$

Z_c



Graph showing the dependence of the coefficient of resistance E' on the coefficient of resistance E for different values of the coefficient of resistance E' ($E' = 1, 3, 5$). The x-axis is labeled E, MKM and the y-axis is labeled E', MKM . The curves show that E' increases with E , and the rate of increase is higher for larger values of E' .

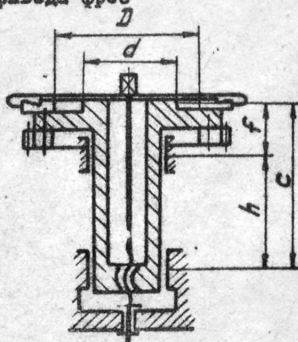


Рис. 7. Радиальное склеивание в шпиделе при исключении стыков между планшетами и шпиделем в разработанная конструкция правых про-
вату

где γ_1, γ_2 - углы ножек зуба шестерни и колеса,
 ΔS - смещение пятна контакта по высоте зуба,
 L - средняя длина образующей,
 α - номинальный угол зацепления.

Если принять в качестве допустимого смещение пятна контакта $\Delta S = 0,2 \cdot m$, m - модуль зубчатой пары, а высотные пропорции зуба по ГОСТ 13154-68, то зависимость $\Delta \alpha$ от Z_c - чисел зубьев производящего колеса, - выражается кривыми графика, приведенными на рис. 6, из которого следует, что величина погрешности станка и инструмента не должна превышать 5'. С учетом проведенных исследований предложена рациональная конструкция люльки с суппортами, точность и жесткость которой повышена за счет уменьшения количества стыков с 8 до 6 при обеспечении регулировки пятна контакта по длине зуба и компенсации равености диаметров фрез.

Проведенный анализ зубопротяжных станков показал, что точность и жесткость их определяется конструкцией инструментальной бабки, особенно, структурой механизма осевого перемещения протяжки относительно раготочки. В работе получены формулы для определения суммарных радиального e и осевого e_0 биений планшайбы:

$$e = \sqrt{e_1^2 + e_2^2 + e'^2(1-f/c)^2/(1-f/c) + e_3^2(2u/d')^2} ; \quad (15)$$

$$e_0 = \sqrt{e_{o1}^2 + e_{o2}^2 + e'^2 \cdot 2 \cdot D^2/c^2(1-f/c)^2 + e_3^2 \cdot D^2/d'^2} ; \quad (16)$$

где e' - радиальное биение подшипников качения,
 e_1 - биение шейки шпинделя,
 e_2 - смещение планшайбы за счет посадки на вал,
 f - вылет протяжки,
 c - расчетная длина шпиндельного узла,
 e_3 - перекося планшайбы на шпинделе,
 u - расстояние от середины длины посадки до середины инструментального конуса планшайбы,
 d' - размер опорных промежуточных элементов,
 e_{o1} - осевое биение подшипников качения,
 e_{o2} - неперпендикулярность к оси планшайбы опорных торцов,
 D - средний диаметр планшайбы.

Как показали расчеты, основную погрешность вызывает перекося планшайбы при посадке её на вал - e_3 , радиальное смещение планшайбы e_2 и неперпендикулярность к оси опорных торцов планшайбы e_{o2} . При их уменьшении e и e_0 резко уменьшаются и зависят, в основном, от

радиального биения подшипников e' , допуска на биение посадочного конуса e , и относительного вылета f/c (рис.7). На рис.7 показана также разработанная конструкция. Протяжка устанавливается на планшайбу, выполненную зацело со шпинделем, и перемещается аксиально парой винт-гайка. Конструкция имеет повышенную в 1,3-2,8 раза точность и повышенную жесткость за счет уменьшения вылета инструмента и исключения трех плоскостей стыка, имеющих место в существующей конструкции.

В пятой главе приведены результаты следующих экспериментальных исследований:

1. влияния на точность нарезания суммирующего устройства и сменных шестерен гитары деления,
2. точности кинематических цепей обкатки-деления станков с различными структурами,
3. эффективности приводного устройства делительных цепей,
4. точности главных приводов станков для обработки: прямозубых конических колес.

Экспериментальные исследования влияния погрешностей суммирующего устройства станка мод.5С26В на точность зубообработки подтвердили теоретические расчеты. Исключение дифференциала, элементы которого выполнены по 7 степени точности, повысило точность нарезанных шестерен с числом зубьев $Z = 9$ по накопленной погрешности шага Δt_x в 1,7 раза, по отклонениям окружного шага Δt_c в 1,7+2 раза. При этом, кинематическая точность в обоих случаях нарезания, - с суммирующим устройством в цепи деления и без него - укладывалась в допуски на 5-ю степень точности, а плавность повысилась с 7-й степени до 6-й по ГОСТ 1758-56.

При нарезании конических зубчатых колес на станке мод.5С26В с разработанной структурой цепи обкатки, имеющей низкоредукционные конечные звенья (типовидные пары на лубке с $i_{л} = 30$, делительная пара с $i_{д.л} = 15$), получена 5-6 степень точности по ГОСТ 1758-56. Такая же точность зубообработки получена на станке мод.527В с известной структурой цепи обкатки, имеющей в качестве конечных звеньев высокоредукционные конечные звенья - червячные передачи с $i_{л} = 240$, $i_{д.л} = 96$.

Проверка отсутствия "хромого" контакта производилась на станке мод.5С277П, на котором установлена разработанная конструкция суппортной группы. Была нарезана прямозубая коническая пара с параметрами

$Z_1 = 18$, $Z_2 = 57$, $m = 6$. В качестве экспериментальной эта пара выбрана потому, что она имеет большое число зубьев производящего колеса ($Z_c = 59,6$), при котором, согласно графику на рис. 6, имеется наибольшая опасность появления "хромого" контакта. В результате нарезаний "хромого" контакта не обнаружено.

Внедрение результатов работы в промышленность и технико-экономические показатели приведены в шестой главе. Разработанные конструкции узлов используются в станках следующих моделей. Едином гаммы, выпускаемых серийно СЗТЗС: 5С26В, 5С26П, 5С270П, 5С26З, 5С276П, 5С277П, 5С268, 5С269. Кроме того, результаты работы использованы в станках автоматических линий СТ-23, изготавливаемых СЗТЗС в текущем году.

Годовой экономический эффект от повышения качества колес составляет 4252 рубля на один станок.

Совокупность выполненных исследований позволила получить следующие основные результаты:

1. Теоретически и экспериментально показано, что основными источниками циклических погрешностей зубообработки конических колес являются суммирующие устройства (дифференциалы) и сменные шестерни деления. Погрешности суммирующих устройств при не целом числе оборотов на выходе дифференциала составляют от 10 до 60% от допуска по накопленной ошибке шага обрабатываемых колес 5 степени точности. Погрешности сменных шестерен двухпарной гитары деления достигают 320 угл.сек.

2. В качестве основного пути снижения циклических погрешностей рекомендовано исключение из цепи обкатки-деления сменных шестерен деления, дифференциала или совместное их исключение.

3. При исключении дифференциала из цепи обкатки на время рабочего хода с помощью однозубой муфты, расположенной в разрыве кинематической цепи обкатки, повышается точность зубообработки из-за несоосности валов цепи обкатки и наличия в цепи лишних стыков, что особенно важно для станков с низкоредукторными конечными звеньями.

4. Предложен способ соединения цепи деления с цепью обкатки, не имеющий указанных выше недостатков, и на его основе разработана конструкция действительного механизма для станков высокой точности.

5. Разработана конструкция действительного механизма для станков автоматических линий, позволяющая исключить на время резания из цепи обкатки суммирующий механизм совместно со сменными шестернями деления.

6. Разработана методика определения разницы в угловом положении однозубой муфты и кинематически связанных с ней полушестерен, что позволяет оценить работоспособность делительных механизмов различной конструкции.

7. Для привода механизмов деления разработана конструкция однолопастного гидроцилиндра, применение которой повышает точность и надежность работы делительных механизмов. Для выбора рациональных параметров гидроцилиндра предложена методика, разработанная применительно к ЭВМ.

8. Выведены зависимости для оценки точности главных приводов станков, работающих парными дисковыми фрезами, на основании которых предложена конструкция шпинделя с суппортами повышенной точности и жесткости за счет уменьшения количества стыков.

9. Проведенный анализ погрешностей шпиндельных узлов зубопротяжных станков позволил разработать конструкцию повышенной точности и жесткости.

10. Конструкции узлов разработаны применительно к станкам Единой гаммы, серийно выпускаемым Саратовским заводом тяжелых зубопротяжных станков и защищены шестью авторскими свидетельствами СССР, а конструкции зубопротяжных станков - патентами в США, Англии, Италии, ФРГ.

Основное содержание диссертации изложено в следующих опубликованных работах.

1. Суппорт зубофрезерного станка для нарезания прямозубых конических колес. Авт. свид. В 23с № 222126, заявл. 23.V.1967 г., опубли. 17.VII.1968 (в соавторстве с Г.В.Левашовым).

2. Делительное устройство. Авт.свид. В 23с № 271257, заявл. II/II-1969, опубли. 12.V.70 (в соавторстве с Г.В.Левашовым).

3. Инструментальная бабка зубопротяжного станка. Авт.свид. В23с 5/28, № 311712, заявл. 12.I.1970, опубли. 19/III-1971г.

4. Инструментальная бабка зубопротяжного станка. Авт.свид., В23с 5/28, № 373100, заявл. 28/XII-1971г. опубли. 12/III-1973г.

5. Фрезерование прямозубых конических колес повышенной точности. Станки и инструмент, 1972, № 5.

6. Делительные механизмы станков для обработки конических зубчатых колес. Станки и инструмент, 1973г., № 11.

7. Алгоритм и программа к ЭВМ "НАИРИ-С" для расчета оптимальных параметров однолопастных гидроцилиндров. Саратов, ЦНТИ, 1973г. № 537.

8. Влияние точности зуборезного станка и инструмента на контакт в прямозубой конической передаче. Станки и инструмент, 1975, № I (в соавторстве с Л.К.Семеновым).

9. Зубообрабатывающий станок. Авт. свид. В23f 5/00, № 430970, заявл. 30/У-1968, опубл. 5/УИ-1974.

10. Делительный механизм зубообрабатывающего станка. Авт. свид. В23f 23/08, № 452452, заявл. 12/УП-72, опубл. 5/ХП-1974 (в соавторстве с А.Я.Балашовым, В.Г.Смоляниновым).

11. Macchina da tatrice per ingranaggi conici a denti diritti. Brevetto per invenzione industriale, No.951201, 1973 (в соавторстве с Г.В.Левашовым, С.Н.Каланниковым, И.И.Глуховым).

12. Maschine zur Herstellung von geradzahnigen Kegelrädern. Offenlegungsschrift No.22113759, Int.Cl. B23f 1/01, 1973 (в соавторстве с Г.В.Левашовым, С.Н.Каланниковым, И.И.Глуховым).

13. Machine for cutting straight-tooth bevel gears. Patent of USA No.3782224, Int.Cl. B23f 1/08, 1974 (в соавторстве с Г.В.Левашовым, С.Н.Каланниковым, И.И.Глуховым).

14. Machine for cutting straight tooth bevel gears. Patent of Great Britain NO.1346264, 1974 (в соавторстве с Г.В.Левашовым, С.Н.Каланниковым, И.И.Глуховым).