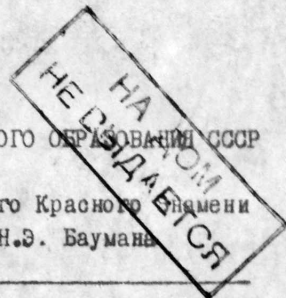


М 337950

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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



На правах рукописи

БОНДАРЕНКО Валентин Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЛИНЕЙНОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ШАГОВОГО
ПРИВОДА ПОДАЧИ ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА С КОНТУРНЫМ ЧПУ

Специальность 05.03.01

Процессы и машины обработки материалов резанием;
автоматические линии

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи

БОНДАРЕНКО Валентин Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЛИНЕЙНОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ШАГОВОГО
ПРИВОДА ПОДАЧИ ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА С КОНТУРНЫМ ЧПУ

Специальность 05.03.01

Процессы и машины обработки материалов резанием;
автоматические линии

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МОСКВА

1978

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1337950

Бондаренко В. Н. Исследован

1337950 ф

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

Научный руководитель – кандидат технических наук,
доцент Кузнецов М.М.

Официальные оппоненты – доктор технических наук,
старший научный сотрудник
Полюшков А.Г.
кандидат технических наук,
доцент Плужников А.И.

Ведущее предприятие – Н И Т И

Защита диссертации состоится " 30 " мая 1979 г.
на заседании специализированного Совета по технологии машино-
строения МВТУ им.Н.Э.Баумана, шифр Д053.15.04. по адресу :

107005, Москва, Б-5, 2-ая Бауманская, 5

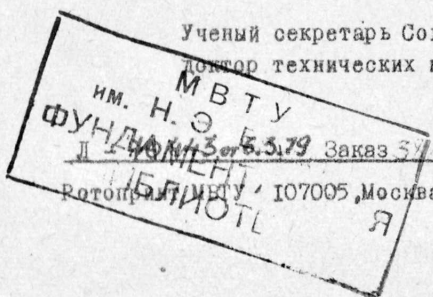
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке училища.
Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверен-
ные печатью, просим направлять по указанному адресу.

Автореферат разослан " 19 " апреля 1979 г.

Ученый секретарь Совета

доктор технических наук, профессор

Л.И.Волчкевич



Волчкевич
Объем 1 п.л. Тираж 100 экз

107005, Москва Б-5, 2-ая Бауманская ул., д.5.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Актуальность проблемы. Повышение производительности труда в мелкосерийном и серийном производстве при высоком качестве выпускаемой продукции обеспечивается широким использованием оборудования с программным управлением и, в частности, фрезерных станков с контурным ЧПУ, на которых обрабатываются детали наиболее сложной геометрической формы. Производительность и точность обработки на станках с контурным ЧПУ определяется в основном приводами подач. Поэтому одно из основных направлений научно-исследовательских работ в станкостроении на десятую пятилетку – увеличение подач рабочих органов в 1,7-3 раза – для приводов подач станков с ЧПУ приобретает особую значимость. Повышение подач, расширение диапазона регулирования должно достигаться с сохранением малой дискретности. Жесткие требования к статической и динамической ошибкам привода подач фрезерных станков предопределяют стремление к реализации возможно больших быстродействия, полосы пропускания и вместе с тем высокой технологической надежности. Последнее находит отражение в сокращении длины кинематических цепей, числа безлюфтовых силовых передач, применении новых материалов и конструкций. В этой связи вопросы проектирования новых, совершенствования существующих приводов подач фрезерных станков и разработки методов их расчета приобретают особую актуальность.

Целью работы является повышение производительности фрезерных станков с контурным ЧПУ нормальной точности путем разработки и исследования быстродействующего линейного электрогидравлического шагового привода (ЛЭГШП) с повышенными подачами. Для этого предусматривается проведение анализа ЛЭГШП для выбора схем, наиболее полно удовлетворяющих требованиям повышения подач; теоретическое и экспериментальное исследование быстродействия привода в условиях работы фрезерного станка, а также разработка методики его расчета и рекомендаций по проектированию.

Научная новизна. Разработаны теоретические основы создания линейного электрогидравлического шагового привода подач стола фрезерного станка с контурным ЧПУ с двумя ступенями усиления. Получены статические и динамические характеристики первой ступени усиления с сегментным дросселем управления, второй – с круглыми окнами дроселирующего распределителя в условиях нагружения привода силами инерции и трения. Разработана методика исследования переходных процессов привода с использованием ЭВМ по

безразмерным параметрам. Теоретически обоснован способ коррекции привода введением корректирующего звена в первую ступень усиления. Разработана методика проверки устойчивости привода, на основании которой определяется работоспособность привода.

Практические результаты. На основании теоретических и экспериментальных исследований разработан привод подачи для фрезерного станка с ЧПУ и рекомендации по его наладке. Разработана методика расчета ЛЭГШП с двумя ступенями усиления с использованием вычислительной техники. Для облегчения выбора привода с заданным качеством переходного процесса предложены семейства переходных и амплитудно-частотных характеристик. До инженерного применения доведены формулы для расчета дискретности, жесткости и других показателей привода. Для расчетов первой ступени экспериментально получены коэффициенты расхода сегментного дросселя; разработана номограмма, позволяющая по конструктивным параметрам определять динамические характеристики.

Реализация в промышленности. Работа является частью научно-исследовательских работ, выполненных на кафедре "Станки и автоматы механосборочного производства" МВТУ им. Н.Э. Баумана. Созданные приводы установлены на станке мод. 6М42К и опробованы в производственных условиях. Методические указания по расчету используются при проектировании приводов подачи. Внедрение приводов позволяет в 1,5 раза увеличить производительность обработки и получить годовой экономический эффект 3.74 тыс.руб. на один станок.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на Всесоюзных научно-технических семинарах и совещаниях по проблемам гидросистем машин и станков г.Горький, ноябрь, 1971г.; г. Ейск, ноябрь, 1973г.; г.Краснодар, сентябрь, 1975г.; г.Запорожье, сентябрь, 1977г.; Всесоюзной межвузовской научно-технической конференции "Научные основы автоматизации производственных процессов в машиностроении и приборостроении", январь, 1975г. Москва; Всесоюзном научно-техническом семинаре по линейным приводам, г. Москва, ноябрь, 1976г., а также на внутривузовских преподавательских семинарах и конференциях, г.Рыбинск, 1977-1978 г.г.

Публикации. По результатам выполненных исследований опубликованы 8 печатных работ и получено 2 авторских свидетельства.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов по главам, общих выводов, списка литературы и приложений. Объем основного текста 138 страниц, 58 рисунков и 19 таблиц; приложений - 32 страницы текста, 36 рисунков и 5 таб-

лиц. Список литературы содержит 119 наименований работ отечественных и зарубежных авторов. В приложение вынесены обзор схем ЛЭГШП, расчеты (в том числе на ЭВМ) и рекомендации по порядку расчета и наладке привода.

В первой главе рассматривается состояние приводов подач фрезерных станков с ЧПУ, ставится цель и задачи исследования. Повышение производительности и точности обработки приводами подач обеспечивается за счет увеличения скорости холостых ходов, расширения диапазона регулирования, исключения силовых редукторов. Для фрезерного станка с контурным ЧПУ, работа на котором характеризуется ударными, знакопеременными нагрузками, высокими ускорениями, наиболее перспективным представляется привод подач, имеющий короткие кинематические цепи с минимальным числом безлюфтовых передач. В станках нашли применение шаговые и следящие (или следяще-регулируемые) приводы подач, которые в зависимости от вида исполнительного механизма подразделяются на электромеханические и электрогидравлические. Рассматриваются их конструктивные особенности, технические показатели, основные характеристики и критерии работоспособности. На основании обзора и анализа работ Андрейчикова Б.И., Лещенко В.А., Свешникова В.К., Васильева Г.Н., Коваля М.И. и др. учёных, посвященных вопросам проектирования и расчета приводов подач, делается вывод, что повышение производительности обработки фрезерных станков нормальной точности может быть осуществлено с применением линейного электрогидравлического шагового привода подач (ЛЭГШП), использующего в качестве исполнительного двигателя гидроцилиндр. Целью работы явилось увеличение производительности фрезерных станков нормальной точности путем разработки и исследования ЛЭГШП с повышенными подачами.

Предусмотрено решение ряда задач:

- анализ ЛЭГШП для выбора схем, наиболее полно удовлетворяющих требованиям повышения подач,
- теоретические и экспериментальные исследования привода в условиях работы фрезерного станка с контурным ЧПУ,
- разработка и изготовление ЛЭГШП с повышенными подачами,
- разработка рекомендаций по расчету и проектированию.

При решении указанных задач предусматривается использование методов аналоговых гидравлических следящих приводов. Их решение позволит вскрыть возможности приводов в повышении производительности станка при минимальных затратах.

Во второй главе проводится анализ ЛЭГШП, выбор объекта исследования, обоснование программы исследований и критериев выбора привода. Рассматриваются конструктивные схемы отечественных приводов, а также иностранных фирм *SIG, Rexroth, Mimik, Olsen Control Inc.* и др. В основу разделения приводов на типы положены особенности сравниваемого устройства: винтового и невинтового действия. Анализ гидросхем, дополняющий анализ конструкций, позволил выделить приводы с одно- и дву ступенчатым гидроусилителем, с симметричной и дифференциальной схемами включения гидроцилиндра. В зависимости от конструктивных особенностей усилителей и степени охвата обратной связью по положению принято разделение структуры приводов на четыре группы. Анализ, в основу которого заложены принципы создания износостойких конструкций, разработанных проф. Прониковым А.С. и проф. Дальским А.М., позволил наметить пути создания новых конструкций ЛЭГШП, а также выбрать в качестве объекта исследования привод с двумя ступенями гидроусиления и невращающимся винтом-золотником механизма обратной связи гидравлического типа. Привод (рис. I) состоит из шагового двигателя I, установленного на корпусе 2 шагового задатчика, втулки 4 с радиальным отверстием, вращающейся вокруг винта-золотника 3, и узла дросселирующего распределителя с реле давления 5, установленном в линии управления 6 золотником дросселирующего распределителя 9, направляющего распределителя 7 и дросселя постоянного сечения 8, которые управляют гидроцилиндром 10 перемещения стола II фрезерного станка. Дискретность привода, которая в общем виде выражается как

$$h_n = \alpha_{ш} \frac{k_n}{k_{ос}}, \quad (I)$$

где $\alpha_{ш}$ - угловой шаг шагового двигателя, k_n и $k_{ос}$ - коэффициенты передачи прямой цепи и обратной связи соответственно, на ускоренных ходах может принимать другое значение. При отключении шагового двигателя от управления гидроусилителем с помощью направляющего распределителя без потери информации о пути за счет реле давления в линии управления первой ступени получают дискретность $h_{нв} = t_8$,

где t_8 - шаг винта-золотника, что является резервом увеличения подачи холостого хода.

Анализ приводов по основным характеристикам, в частности, коэффициентам усиления по подаче $k_s = 50-300 \frac{1}{\%}$ и по нагрузке $k_r = (0,5-2) 10^4 \frac{кг}{мм}$ дает основания утверждать о возможности работы ЛЭГШП в фрезер-

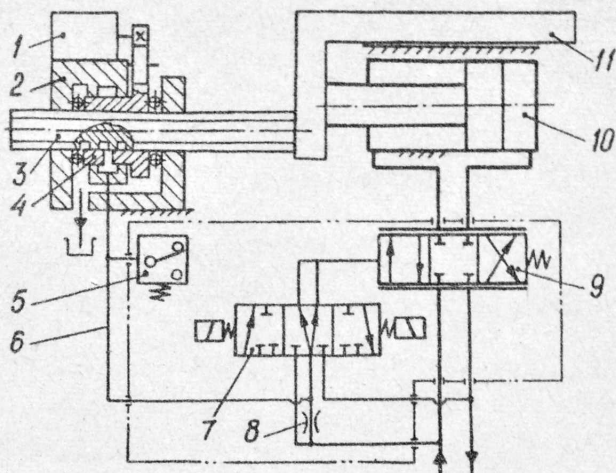


Рис.1. Гидрокинематическая схема ЛЭГШ с двумя ступенями усиления

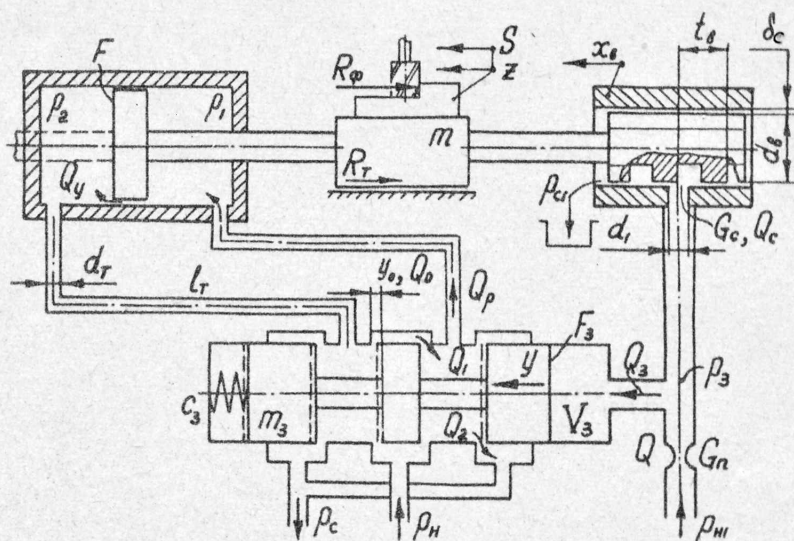


Рис.2. Расчетная схема привода

них станках. Выбор ЛЭГШП должен основываться на обеспечении заданной точности при фрезеровании и максимальной подачи ускоренного хода. На основании анализа составляющих ошибки следящего привода для ЛЭГШП заложены требования к отдельным ее составляющим и предложено выражение их расчета. Максимальная статическая ошибка ЛЭГШП определена как

$$\Delta_{ст} = \Delta_{ш} i_{кн} + \Delta_{кн} + \Delta_R + \Delta_S, \quad (2)$$

где $\Delta_{ш}$ — ошибка углового шага шагового двигателя, $\Delta_{кн}$ — ошибка кинематики несилловых передач, включая измерительную, Δ_R и Δ_S — ошибки, обусловленные нагрузкой R и подачей S при фрезеровании; $i_{кн}$ — передаточное отношение несилловых передач. Ошибки Δ_R и Δ_S , а также динамическая составляющая Δ_g , определяются особенностями кинематики и гидросхемы ЛЭГШП.

Программа исследований предусматривает получение закономерностей для расчета ЛЭГШП с двумя ступенями усиления, в частности, с сегментным дросселем первой и круглыми рабочими окнами второй, как наиболее технологичных, исходя из заданной погрешности на контуре и, таким образом, разработку основ проектирования привода с повышенными подачами.

В третьей главе приводится методика теоретического определения основных статических характеристик привода с учетом трения в рабочем органе. Рассогласованием x в расчетной схеме (рис.2) привода условно принято смещение x_1 — z втулки с отверстием d_1 относительно кромки винта-золотника вдоль его оси без проворота. Передачи от шагового двигателя, которые задают рассогласование поворотом втулки с отверстием диаметра d_1 без смещения, в расчетной схеме опущены. Рассогласование x вызывает изменение давления p_3 в полости дросселирующего распределителя, что приводит к смещению y его золотника и, далее, перемещению z рабочего органа (стола фрезерного станка). Винт-золотник, перемещаясь с рабочим органом, осуществляет обратную связь по положению. Раздельно в относительных координатах исследуются первая ступень (сегментный дроссель-золотник) и силовая вторая (золотник-гидроцилиндр).

Работа силовой ступени описывается в предположении, что зависимость площади f открытия окон дросселирующего распределителя от смещения y его золотника имеет вид: $f = k_\varphi y^n$, где k_φ и n — коэффициент и показатель степени, зависящие от фор-

мы окна. Для распределителя с круглыми окнами получено:

$$f = n_0 k_{\text{ш}} \sqrt{\varepsilon} y^{1.5} \quad (3)$$

где n_0 - количество круглых отверстий радиуса ε , образующих окна распределителя; $k_{\text{ш}}$ - коэффициент, зависящий от y : $k_{\text{ш}} = 1,85$ (при $0 < y/2 < 0,4$); $k_{\text{ш}} = 1,75$ (при $0 < y/2 < 1,0$). Выражение (3) позволяет зависимость подачи стола от смещения золотника и нагрузки записать в форме:

$$\bar{S} = [(1+\bar{y})^{1.5} \sqrt{1-\bar{R}} - (1-\bar{y})^{1.5} \sqrt{1+\bar{R}}] - \bar{S}_y \bar{R}, \quad (4)$$

где $\bar{S}_y$ - относительная потеря подачи, соответствующая утечкам на единицу относительной нагрузки. Коэффициенты усиления по подаче и нагрузке для конкретных значений y_c и R_c соответственно записываются:

$$\bar{K}_{S2} = 1,5 [(1+y_c)^{1.5} \sqrt{1-R_c} - (1-y_c)^{1.5} \sqrt{1+R_c}],$$

$$\bar{K}_{R2} = 3 \frac{(1+y_c)^{0.5} \sqrt{1-R_c} - (1-y_c)^{0.5} \sqrt{1+R_c}}{\frac{(1+y_c)^{1.5}}{\sqrt{1-R_c}} + \frac{(1-y_c)^{1.5}}{\sqrt{1+R_c}} + 2\bar{S}_y} \quad (5)$$

В пределах $|\bar{y}| > 1$ выражения (5) упрощаются.

Для $\bar{y}_c = 0$; $R_c = 0$; $\bar{S}_y = 0$ получены:

$$K_{S2} = 3 \frac{Q_0}{y_0 F}, \quad K_{R2} = 3 \frac{P_n F}{y_0}, \quad (6)$$

где y_0, Q_0 - начальные открытие и утечки по кромке золотника; F - площадь цилиндра.

Зона нечувствительности, обусловленная силами трения R_{T0} и утечками q в поршне, определены как

$$\Delta_{H2} = \frac{2}{3} \frac{y_0 R_{T0}}{\rho_n F} \left(1 + \frac{q R_{T0}}{Q_0 F} \right), \quad (7)$$

где ρ_n - давление напора второй ступени.

Для интервала перемещений от 0 до максимального значения смещения y_m золотника предложено выражение линеаризованного коэффициента усиления по расходу, полученное по методу наименьшей ошибки на указанном интервале:

$$K_{q2} = 0,8 \mu n_0 k_{\text{ш}} \sqrt{\varepsilon} \sqrt{\frac{\rho_n}{\rho}} y^{0.5}, \quad (8)$$

где μ - коэффициент расхода золотника.

Первая ступень описана в предположении, что в начальном положении кромка сегментного дросселя совмещена с центром отверстия.

d_1 и его площадь истечения равна: $\bar{f}_c = 1 - \beta \bar{x}, \quad (9)$

Для $|\bar{x}| \leq 0,67$ коэффициент пропорциональности принят равным $b = 1,2$. Это позволило получить обобщенную характеристику ступени с учетом проводимости G_n линии управления и давления p_c слива. Получены также силовая и скоростная характеристики, откуда для проектных расчетов линеаризованные коэффициенты усиления по давлению и жесткости нагрузочной характеристики:

$$k_{p1} = b \frac{2\alpha^2}{(1+\alpha^2)^2} \frac{p_{н1}}{x_n}, \quad k_{н1} = \frac{2a}{(1+\alpha^2)^{3/2}} \frac{\sqrt{p_{н1}}}{G_0}, \quad (10)$$

где $p_{н1}$ - давление нагнетания ступени; $x_n = 0,5 d_1$; α - отношение начальной проводимости G_0 сегментного дросселя к проводимости G_n постоянного. С использованием (10) получен коэффициент передачи ступени

$$k_1 = k_{p1} \frac{F_3}{c_3}, \quad (11)$$

где F_3 - площадь золотника, c_3 - жесткость пружины. Определено влияние на работу первой ступени конструктивных параметров α , $p_{н1}$, G_n , зазора δ_c в сегментном дросселе. Для применения в приводах рекомендуются значения, близкие к $\alpha = 0,7 \div 1,0$. Влиянием проводимости линии управления при $G_n \geq (3 \dots 5) G_n$ можно пренебречь. Влияние изменения давления $p_{н1}$ на характеристики ступени уменьшается с его увеличением. Даны рекомендации и график для коррекции положения рабочего органа, направленным изменением давления $p_{н1}$. Показано, что утечки в зазор δ_c сегментного дросселя при его изменении могут оказывать большее влияние, чем изменение подачи жидкости в сегментный дроссель при этом. Для дискретности $h_n = 0,01$ мм указано значение зазора $\delta_c \leq 0,02$ мм, который не оказывает влияния на точность отработки дискретности. Рекомендуемые конструктивные способы устранения этого влияния применением симметричной схемы управления золотником и расположением отверстий сегментного дросселя по окружности втулки защищены авторским свидетельством № 477820.

Скоростная характеристика привода, коэффициенты усиления по подаче и нагрузке получены на основании исследований первой и второй ступеней. Дискретность привода, допустимая свойствами гидроусилителя, при давлении страгивания золотника $p_{зт}$ находится как

$$h_{н1} = \frac{(1+\alpha^2)^2}{4\alpha^2 b} \frac{d_1}{p_{н1}} \left[p_{зт} + \frac{2}{3} \frac{y_0 c_3 R_{т0}}{F_3 F p_{н1}} \left(1 + \frac{2 R_{т0}}{Q_0 F} \right) \right] \quad (12)$$

Определены условия, соблюдение которых обеспечивает функциониро-

вание привода на рабочих подачах и холостых ходах. Вопрос работоспособности привода, правильности выбора его основных параметров решается динамическим расчетом.

Четвертая глава посвящена теоретическому исследованию динамики ЛЭГШ фрезерного станка с контурным ЧПУ и изложению методики расчета его динамических параметров. Решением в преобразовании по Лапласу системы уравнений:

$$\begin{aligned} A_T(s) y(s) &= k, x(s), \\ A_{II}(s) S_{x0}(s) &= k_{s2} y(s), \\ k_{s2} B_n(s) R_g(s) &= S_{x0}(s) - S(s), \\ m s S(s) &= R_g(s) - R(s) \end{aligned} \quad (I3)$$

дифференциальное уравнение движения стола в общем виде получаем:

$$W_p^{-1}(s) z(s) = x(s) - B(s) R_p(s) \quad (I4)$$

Передаточную функцию разомкнутого контура гидроусилителя находим в виде произведения

$$W_p(s) = \frac{k_1}{(1+T_1 s)} \frac{k_{s2}}{(1+2\xi T_2 s + T_2^2 s^2)s}, \quad (I5)$$

где первая часть является передаточной функцией первой ступени, описывающей ее динамику. Для получения передаточной функции первой ступени решена система уравнений равновесия сил, расходов и условия истечения жидкости через дроссели ступени с учетом коэффициентов сжимаемости β , полости распределителя, утечек q_1 , вязкого трения λ , в золотнике и массы m_z золотника. Решение уравнений показывает, что в искомом виде передаточную функцию можно получить при пренебрежении массой золотника и утечками. При этом коэффициент передачи k_1 определится выражением (II), а постоянная времени

$$T_1 = \frac{\lambda_1 + k_{m1}(F_3^2 + c_3 \beta_1)}{c_3} \quad (I6)$$

Для случая, когда значением λ_1 можно пренебречь, построена номограмма, облегчающая расчет k_1 и T_1 по известным параметрам: α , c_3 , F_3 объему полости управления V_3 и др. При выборе коэффициента k_{m1} используются результаты статического расчета.

Выкладки статики использованы при расчете силовой ступени по линеаризованным коэффициентам расхода k_{g2} золотника и скольжения k_{n2} по давлению для больших и малых воздействий. С их помощью получены параметры передаточной функции k_{s2} , ξ , T_2 и проведен качественный анализ влияния конструктивных и прочих параметров на динамику ступени. Условия устойчивости привода получены с

учетом нелинейной зависимости трения от подачи. На основании метода гармонической линеаризации получено выражение для определения областей устойчивости в координатах: добротность k_{so} - амплитуда скорости автоколебаний A_s , в котором значения вязкого и сухого трения (параметры λ и R_{70}) выбираются в зависимости от величины подачи S стола по экспериментальным данным. Анализ показателей качества: времени переходного процесса t_p , перерегулирования σ , динамической ошибки Δ_g производится для линейной модели привода по нормированной форме передаточной функции замкнутого контура

$$W_3(s_*) = \frac{1}{s_*^4 + a_1 s_*^3 + a_2 s_*^2 + a_3 s_* + 1}, \quad (17)$$

где

$$a_1 = \frac{N^3}{\alpha^{0,5}}; \quad a_2 = \frac{1+2\alpha^{\frac{1}{5}}}{\alpha} N^2; \quad a_3 = \frac{\alpha+2\frac{1}{\alpha^{\frac{1}{5}}}}{\alpha^{0,5}} N; \quad \alpha = \frac{T_2}{T_1}; \quad N = \frac{1}{(k_{so} T_1)^{0,25}} \quad (18)$$

- безразмерные коэффициенты. Анализ осуществлялся с применением ЭВМ "Мир-1" путем расчета переходных и частотных характеристик для серии параметров α , N , ξ . Результаты расчета сведены в графики, позволяющие целенаправленно производить расчет привода с заданными показателями качества. Для перехода к реальным времени и частоте получены выражения:

$$t = \tau N \sqrt{\alpha} T, [c], \quad \omega = \frac{\omega_*}{N \sqrt{\alpha} T_1} \left[\frac{\text{рад}}{c} \right] \quad (19)$$

Требуемое качество переходного процесса может быть получено с применением корректирующих средств. Рекомендуется способ коррекции с использованием в первой ступени аккумулятора (емкости). Передаточная функция эквивалентного корректирующего звена последовательного типа выражается как:

$$W_{\text{зк}}(s) = \frac{(1+T_1 s)(1+T_{1a} s)}{(1+T_{1k} s)(1+T_{2k} s)}, \quad (20)$$

где T_{1a} , T_{1k} , T_{2k} - постоянные времени, которые определяются через конструктивные параметры скорректированной ступени. Получены выражения для практического расчета параметров емкости и выбора дросселей ступени. Использование корректирующего звена как средства подавления средних частот улучшено качество переходного процесса без снижения добротности привода.

В пятой главе изложены расчет привода по разработанной методике и экспериментальные исследования. Получены данные для выбора конструктивных параметров, расчета основных характеристик и технических показателей, проверены правильность теоретических

положений, обоснованность принятых допущений, а также качество работы отдельных узлов и привода в целом. Статические и динамические испытания, проверка работоспособности проведены на опытных образцах привода и на стендах, разработанных на базе узлов и элементов привода. В описании методики эксперимента обосновываются выбор параметров испытания, измерительных средств, условий и порядка проведения эксперимента. В исследованиях применены тензодатчики перемещения, датчики давления и другие измерительные средства. Запись быстропротекающих процессов осуществлялась с помощью шлейфового осциллографа ИИ5 на светочувствительной бумаге УФ-67. Экспериментальные данные сравниваются с результатами расчета. Расчеты проведены с использованием АВМ типа МН-7 и ЭЦВМ. Опытные образцы приводов разработаны и изготовлены с использованием стандартных дросселирующего и направляющего распределителей с электроуправлением Г68-І и І4НГ73-ІІ, реле давления ПГ62-ІІ и шагового двигателя ШД5-ДІ. Винты-золотники имели шаг $t_s = 6; 12$ мм; что обеспечивало дискретность $h_n = 0,005; 0,01$ мм. Зависимость коэффициента расхода μ_c в функции числа Рейнольдса Re на специальной установке определена для диаметров $d_1 = 0,1; 0,15; 0,2$ см сегментного дросселя. Для проектных расчетов рекомендованы значения $\mu_c = 0,78 \dots 0,82$. Экспериментально получена зависимость расхода через щель дросселирующего распределителя от смещения y его золотника, определены значения $y_0 = 0,005$ мм и $Q_0 = 4,5$ см³/с. Использование результатов этих испытаний, а также экспериментально определенной зависимости сил трения R_r от подачи стола позволило произвести статический расчет привода и принять дискретность $h_n = 0,01$ мм. Расчет выполнен с учетом погрешности изготовления в ступенях. Экспериментальные проверки силовой и проливочной первой, скоростной второй ступеней, а также жесткости привода при нагружении до 1200 кг (средняя жесткость составила $8 \cdot 10^4$ кг/мм) показали удовлетворительную сходимость с расчетом.

Динамические расчеты проверились на стенде для частотных испытаний привода, а также устройстве исследования переходной характеристики. Для параметров первой ступени $\rho_m = 25; 30$ кг/см²; $\rho_{30} = 12,2$ кг/см²; $d_1 = 1,5$ мм рассчитаны коэффициенты передачи k_i и постоянные времени T_i , а также параметры T_{1a}, T_{1k}, T_{2k} коррекции. Близкое совпадение их с экспериментальными данными подтвердило правомерность выкладок из гл.4 и позволило провести расчет устойчивости привода с учетом трения. Построением облас-

тей устойчивости доказана устойчивость привода "в малом" и "в большом".

При расчете логарифмических частотных характеристик привода учитывались нелинейность силовой и скоростной характеристик второй ступени. Расчетные значения параметров: $k_{s2} = 78 \text{ Н/с}$; $T_2 = 0,00366 \text{ с}$; $\varphi = 0,386$; $T_1 = 0,00694 \text{ с}$; $k_1 = 1,33$; $T_{1к} = 0,00414 \text{ с}$; $T_{2к} = 0,0484 \text{ с}$; $T_{1а} = 0,0284 \text{ с}$. Введением коррекции запасы по фазе $\Delta\varphi$ увеличены с 40° до 53° , по амплитуде ΔL с 6дБ до 10дБ, показатель колебательности M уменьшен с 1,26 до 1,1. Из анализа расчетных и экспериментальных переходных характеристик следует, что при коэффициенте усиления $k_{so} = 113 \text{ Н/с}$ коррекция уменьшает перегулирование (до $\sigma \leq 20\%$) и число колебаний за время переходного процесса. Время регулирования до полного успокоения привода с учетом трения составило по результатам эксперимента $t_{пр} = 0,126 \text{ с}$. Исследовалось время разгона и торможения стола на ускоренных ходах при работе от распределителя. Установлено, что время разгона (торможения) для подач 4,8...6 м/мин не превышает 0,2с. Разработанные приводы установлены на станке 6М42К по двум координатам и проверены в производственных условиях. Их параметры: дискретность — 0,01 мм; максимальная рабочая подача — $S_p = 1200 \text{ мм/мин}$ и подача ускоренных ходов $S_x = 4800 \text{ мм/мин}$. Погрешности обработки единичных импульсов составила $\pm 0,007 \text{ мм}$; позиционирования в режиме рабочих и ускоренных ходов — не более $\pm 0,01 \text{ мм}$. Погрешность обработки опытных деталей на подаче до 810 мм/мин не превышала $\pm 0,1 \text{ мм}$.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработаны теоретические основы создания быстродействующего линейного электрогидравлического шагового привода с повышенными подачами для фрезерных станков с контурными системами ЧПУ.

2. На основании теоретического и экспериментального исследования разработана методика расчета привода с двумя ступенями усиления с сегментным управляющим дросселем в первой и круглыми рабочими окнами распределения второй ступени.

3. На основании исследований установлено, что динамика первой ступени с сегментным дросселем для инженерных расчетов может быть описана аperiodическим звеном. Предложены расчетные формулы и номограмма для определения коэффициента передачи и постоянной времени через конструктивные параметры первой ступени.

4. Предложены выражения для определения дискретности, жесткости привода, а также зависимости подачи от величины сигнала управления и нагрузки, учитывающие нелинейный характер изменения площади рабочих окон дросселирующего распределителя.

5. Предложена методика проверки устойчивости привода, учитывающая нелинейный характер зависимости трения от подачи и изменения динамических параметров второй ступени, на основании которой определяется работоспособность привода.

6. Для облегчения выбора ЛЭГШП с заданными показателями качества переходного процесса с помощью ЭВМ рассчитаны семейства переходных характеристик в безразмерной форме, а также соответствующие им ЛЧХ. Переход к реальному времени и частоте осуществляется с помощью предложенных формул.

7. Доказана эффективность улучшения динамических показателей привода введением корректирующего звена в первую ступень. Исследование динамических характеристик позволило предложить основные зависимости для инженерного расчета коррекции привода.

8. Изучение и анализ ЛЭГШП позволили установить, что требованиям высокой технологической надежности и быстродействия в наиболее полной мере отвечает привод с невращающимся винтом-золотником механизма обратной связи "гидравлического" типа. Разработаны одно- и двухступенчатые приводы такого типа, которые защищены авторскими свидетельствами.

9. Достоверность теоретических положений подтверждена экспериментально на устройствах, стендах и опытной образце привода. Данные экспериментов рекомендуются для использования в расчетах линейных электрогидравлических шаговых приводов подачи.

10. Результаты теоретических и экспериментальных исследований использованы при разработке опытных образцов ЛЭГШП, внедренных на фрезерном станке с ЧПУ. Годовой экономический эффект от применения приводов составляет 3,74 тыс.руб. на станок.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Кузнецов М.М., Бондаренко В.Н. Повышение долговечности элементов следящих гидроприводов. Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического семинара "Повышение долговечности гидросистем металлорежущих станков", М., 1971, с.73-76.

2. Кузнецов М.М., Свешников В.К., Бондаренко В.Н. Некоторые вопросы исследования гидравлических шаговых приводов линейного

типа р станках ЧПУ. Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического семинара "Применение гидравлических и пневматических приводов в станках и машинах с ПУ", М., 1973, с.42-45.

3. Кузнецов М.М., Свешников В.К., Бондаренко В.Н. Линейный электрогидравлический шаговый привод. "Механизация и автоматизация производства", 1974, № 9, с.13-15.

4. Кузнецов М.М., Бондаренко В.Н. Линейный электрогидравлический шаговый привод. Материалы Всесоюзной научно-технической конференции "Повышение эффективности программного управления в машиностроении", Ташкент, 1974, с.114-116.

5. Бондаренко В.Н. Наладка гидросистем металлорежущих станков. М., "Машиностроение", 1973, с.55.

6. Бондаренко В.Н. Некоторые вопросы расчета гидроусилителей в роботах с шаговым приводом. Тезисы докл. Всесоюзного научно-технического семинара "Гидравлические и пневматические приводы, применяемые в автоматических манипуляторах с ПУ", М., 1975, с.30-34.

7. Кузнецов М.М., Додонов В.В., Бондаренко В.Н., Москвин В.К. Совершенствование конструкций следящих приводов систем программного управления, используемых при автоматизации. Тезисы докл. IУ Всесоюзной межвузовской научно-технической конференции "Научные основы автоматизации производственных процессов в машиностроении и приборостроении", М., 1975, с.31-34.

8. Кузнецов М.М., Бондаренко В.Н. О некоторых путях повышения производительности и точности обработки на фрезерных станках с ЧПУ. Труды РАТИ "Автоматическое регулирование процессов резания по температуре", Ярославль, 1976, № 4, с.75-80.

9. А.с. 477820 кл. F 15 В СССР. Линейный шаговый привод. М.М. Кузнецов, В.Н. Бондаренко, В.В. Додонов. - Заявл. 09.07.73, № 1940843/25-8, опубл. 25.07.75 в Б.И., 1975, № 27.

10. А.с. 601468 кл. F 15 В СССР. Шаговый привод. В.Н.Бондаренко. Заявл. 05.07.76. № 2378916/25-24; Оpubл. 05.04.78. в Б.и., 1978, № 13.