

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 317

СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО

**МАШИНОСТРОЕНИЮ
VIII**

Ер. 6.1/

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 317

1971

УДК 621.9

СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО
МАШИНОСТРОЕНИЮ

VIII

СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ УШ

Редактор Г. Гроссшмидт
Техн. редактор Г. Гримина

Сборник утвержден
коллекцией Трудов ТПИ 6/ VII 1971.

Сдано в набор 15/УШ 1971. Подписано к печати
23/ХП 1971. Бумага 60x90/16. Печ. л. 10,5 +
прилож. 0,5. Учетно-изд. л. 8,25. Тираж 350 .
МВ-08084. Зак. №732 . Ротапринт ТПИ, Таллин,
Коскля 2/9. Цена 83 коп .



УДК 65.011.56.002.5

А.А.Киммель. Ю.В.Папстель

Н.Н. Щеглов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА ЭЦВМ

Машиностроительные заводы применяют различные способы разработки и оформления документации технологических процессов. Разрабатываемый ГОСТ. I должен существенно улучшить положение.

Используемые методы разработки имеют некоторые недостатки: 1) широко используемая "маршрутная технология" ограничивается определением перечня операций, оставляя проектирование структуры самой операции на усмотрение рабочего и мастера, 2) фактически используемые процессы часто существенно отличаются от разработанных, 3) расчеты технических норм затрат времени и материалов нередко не производятся и они подменяются опытно-статистическими, 4) большинство теоретических разработок технологии машиностроения (расчет припусков, оптимальных режимов резания, расчеты точности) - практически не используются.

В этом случае часто не лучшие решения принимаются потому, что технологи не успевают при проектировании технологии использовать большой накопленный статистический и нормативный материал, рассеянный по справочникам и монографиям.

Одной из главных причин такого положения является большая трудоемкость соответствующих расчетов.

С развитием вычислительной техники возник вопрос использования ЭЦВМ для автоматизации технологического проектирования.

Попытка разработки комплексной системы для решения этой проблемы предпринята Институтом технической кибернетики АН БССР [2, 3].

При частном решении вопроса можно выделить две группы задач:

1) использование ЭЦВМ для решения технологических задач с большим объемом вычислений, таких как оптимизация режимов обработки (ИТК АН БССР, НИПТИ Таллина, ПКТИ Горького и др.), проектирование технологических процессов обработки деталей на автоматах с проектированием кулачков (ПКТИ Горький, Пензенский завод ВЭМ),

2) использование ЭЦВМ для решения технологических задач информационно-логического характера, общим для которых является наличие больших объемов обрабатываемой информации и логический характер решений, сюда можно отнести выбор маршрута обработки, выбор оборудования, нормирование затрат времени, материалов и пр.

В настоящей статье рассматривают вопросы проектирования технологических процессов механической обработки на ЭЦВМ, относящиеся в упомянутом смысле к задачам второго типа.

Согласно выполненным обследованиям, около 40-50% всех разрабатываемых процессов в мелкосерийном производстве и в индивидуальном производстве может выполняться на ЭЦВМ и улучшение их качества связано со значительным прямым и косвенным эффектом.

В излагаемой системе автоматического проектирования технологических процессов можно выделить следующие этапы.

I. Формирование комплексных деталей на основании обследования номенклатуры обрабатываемых деталей на соответствующем заводе.

Первоначально группирование выполняется на основании сходства формы, размеров и требований к точности обработки деталей, что предполагает общность технологического процесса обработки. Требуется уточнить, насколько целесообразно усложнять форму комплексной детали, так как большее количество возможных вариантов обработки приводит к чересчур длинным программам, что сопряжено с определенными техническими трудностями.

В ряде случаев большее количество простых комплексных деталей целесообразнее одной сложной.

2. Разработка возможных на данном заводе вариантов технологических процессов обработки комплексной детали с формулировкой четких критериев выбора того или другого варианта.

Следует отметить, что в этом отношении имеющиеся монографии и справочники часто не дают ясных рекомендаций, многое оставляется на опыт и усмотрение технолога. Этот раздел технологии требует значительной доработки.

3. Разработка системы программ для автоматического проектирования на ЭЦВМ технологических процессов механической обработки.

Вопрос наиболее экономного ввода информации о детали в машину заслуживает внимания, поскольку мы сейчас не располагаем средствами автоматического считывания чертежа и ввода сведений о форме детали в вычислительную машину.

После изучения способов кодирования информации о детали различных организаций был принят способ кодирования завода "Большевик" - на "слепыше" комплексной детали заполняются сведения о конфигурации конкретной детали. В распоряжении технолога должно быть столько различных слепышей, сколько комплексных деталей применяется на соответствующем заводе (фиг. 1).

При поименованном способе затраты времени на кодирование составляют около 10 минут на деталь средней сложности, все остальные способы кодирования более трудоемки.

Закодированные сведения о конкретной детали перфорируются сплошным массивом, что ускоряет работу.

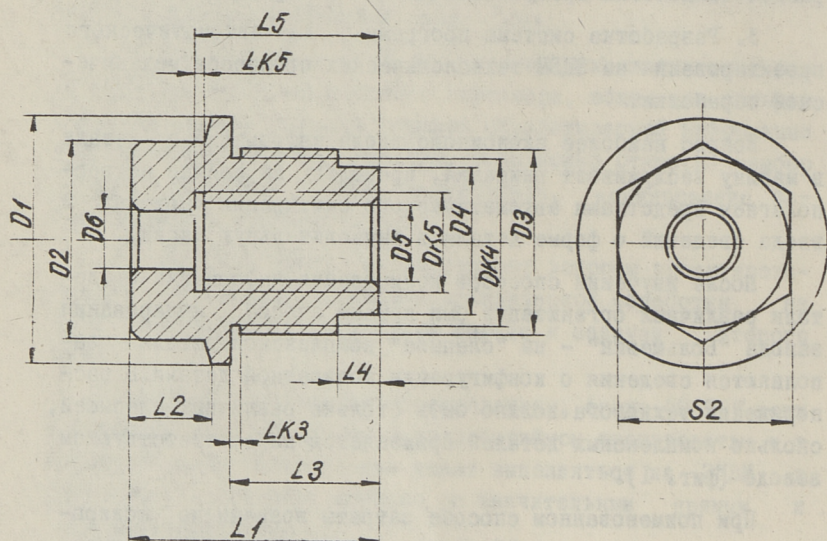
Работа предлагаемой системы осуществляется в следующей последовательности.

1. Расстановка введенных данных по предусмотренным местам.

2. Проверка достаточности сведений для описания формы и качества детали.

3. Расчет размерных цепей.

1	НАИМЕНОВАНИЕ ИЗДЕЛИЯ	2	НОМЕР ИЗДЕЛИЯ	3	НАИМЕНОВАНИЕ ДЕТАЛИ	4	НОМЕР ДЕТАЛИ	5	МАРКА И ГОСТ МАТЕРИАЛА
6	РАЗМЕР И ГОСТ СОРТАМЕНТА	7	ДЛИНА ЗАГОТОВКИ	8	ВЕС ЛИСТЫЙ	9	КОЛИЧЕСТВО В ПАРТИИ	10	∇Ш (∇)



11	L1		20	D3		29	Ш5
12	D1		21	Ш3		30	L5
13	Ш1		22	L3		31	DK5
14	D2		23	DK3		32	LK5
15	Ш2		24	LK3		33	D6
16	S2		25	D4		34	Ш6
17	KS2		26	Ш4		35	ТЕР
18	Ш22		27	L4		36	ГАЛ
19	L2		28	D5			
ТЕХНОЛОГ	37		ДАТА	38		КОМПЛЕКСНАЯ ДЕТАЛЬ ПРОБКА 311	

Фиг. 1. "Слепш" комплексной детали "Пробка 311".

4. Доопределение данных, необходимых для проектирования технологического процесса, например, определение шага резьбы (если он не задан), определение диаметра отверстия под резьбу и пр.

5. Проверка соответствия материала детали предусмотренному.

6. Определение вида, размеров и веса заготовки.

7. Преобразование кода сведений в массив для ускорения работы программы.

8. Определение комплекта операций обработки по сведениям о конкретной детали согласно критерию, определяющим выбор соответствующего варианта обработки - размер детали, количество, требования к точности обработки и пр. (фиг.2).

9. Проектирование структуры каждой операции, т.е. определение комплекта ее переходов, что производится по проверкам наличия у конкретной детали поверхностей комплексной детали, а также требования к точности обработки и к качеству поверхностей (фиг. 3). При этом определяется станок и способ установки.

10. Выбор режущего, измерительного инструмента и универсальных приспособлений.

11. Назначение элементов режима резания по общемашиностроительным нормативам, в дальнейшем - блоком, оптимизирующим элементы режима резания [3, 5].

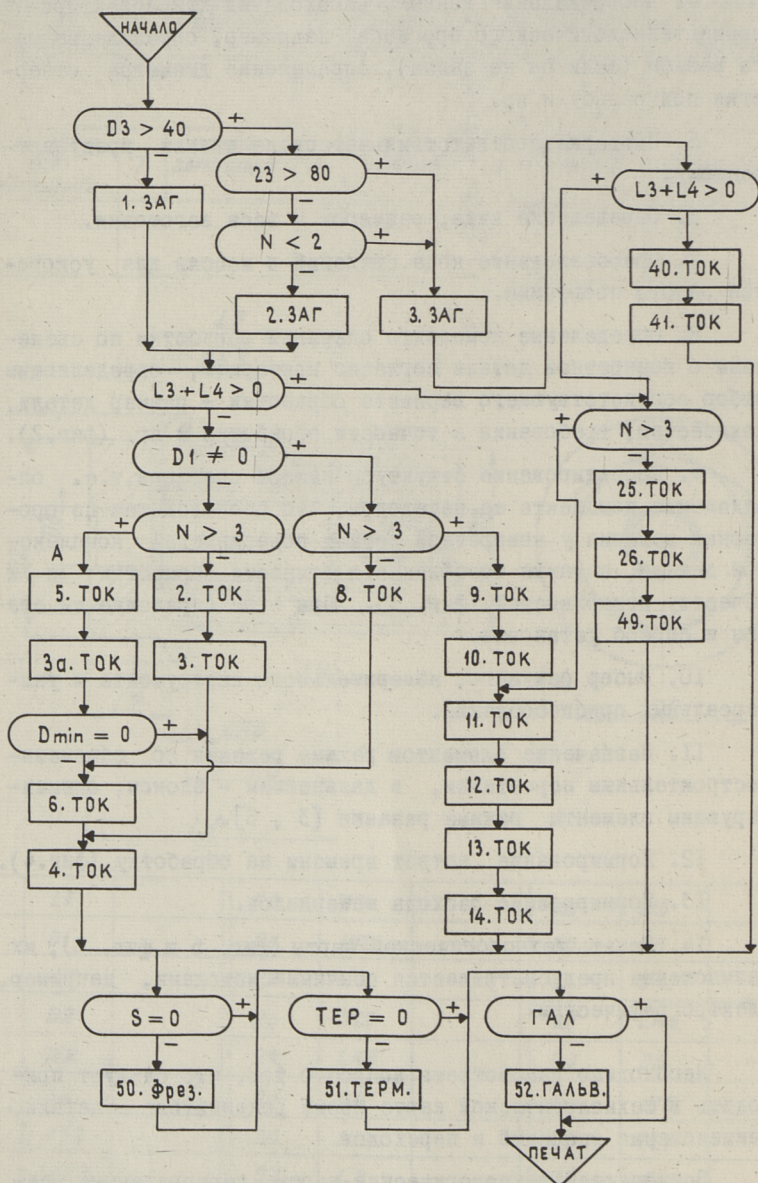
12. Нормирование затрат времени на обработку (фиг.4).

13. Нормирование расхода материалов.

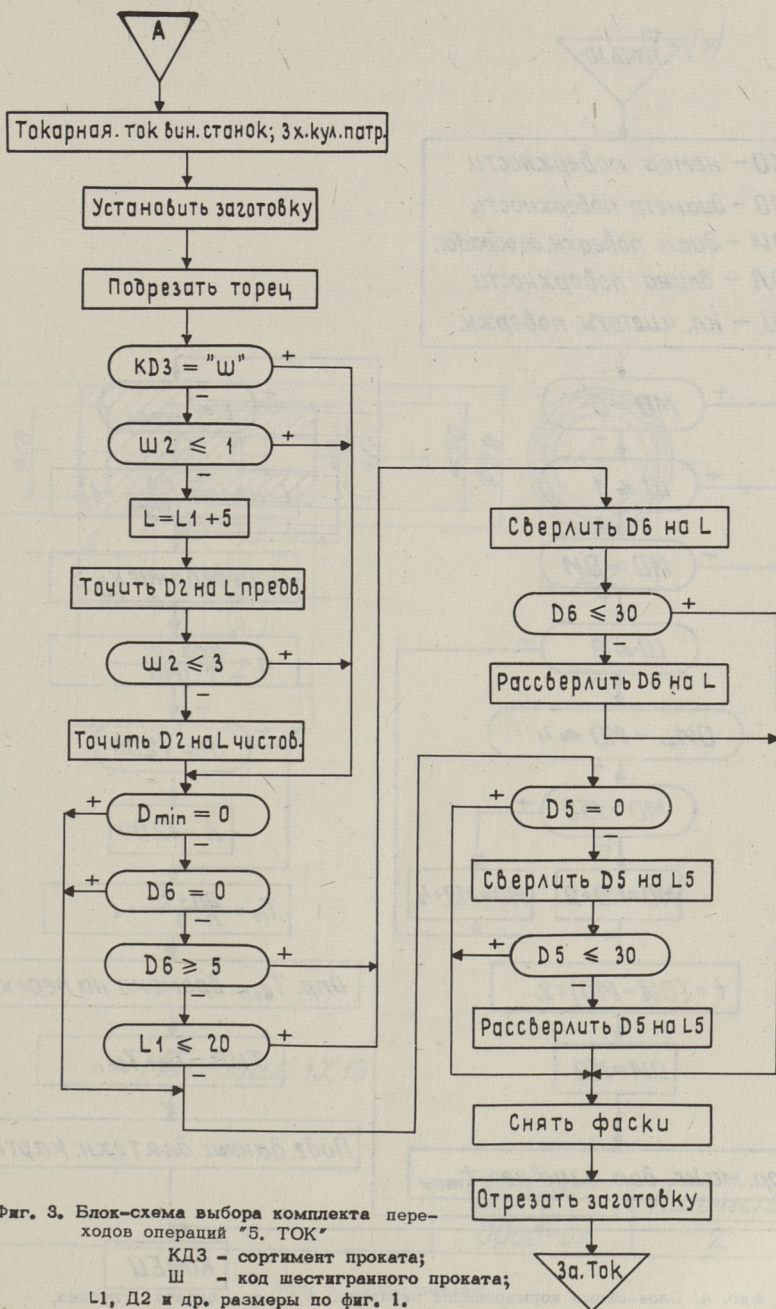
14. Печать технологической карты (фиг. 5 и фиг. 6), их размножение предусматривается обычными методами, например, электрографическим.

Необходимо рассмотреть вопрос о том, что следует приводить в технологической карте кроме реквизитов детали, наименования операций и переходов.

Встречаются технологические карты, перегруженные всевозможными подробностями, дающими видимость тщательной проработки, в то же время, важнейшие сведения о режимах резания и технической норме времени отсутствуют.



Фиг. 2. Блок-схема выбора комплекта операций обработки. N - число деталей;
 1.ЗАГ, 2.ЗАГ, 3.ЗАГ - разновидности заготовительных операций;
 2.ТОК ... 49 ТОК - то же токарных операций;
 50.ФРЕЗ - фрезерная операция;
 51.ТЕРМ - термическая операция;
 $L3, L4, D3, D$ - размеры по фиг. 1;
 D_{min} - мин. размер отверстия.

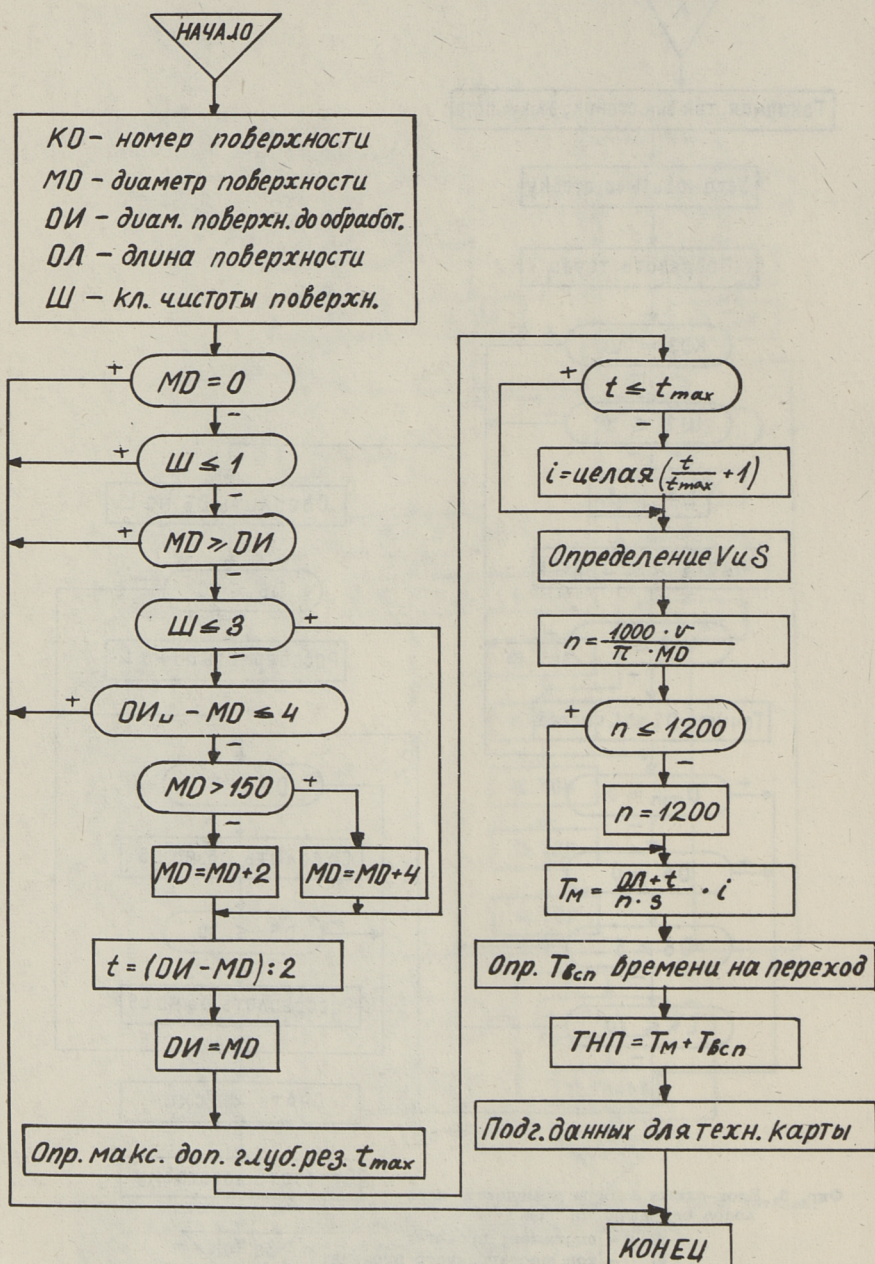


Фиг. 3. Блок-схема выбора комплекта переходов операций "5. ТОК"

КДЗ - сортимент проката;

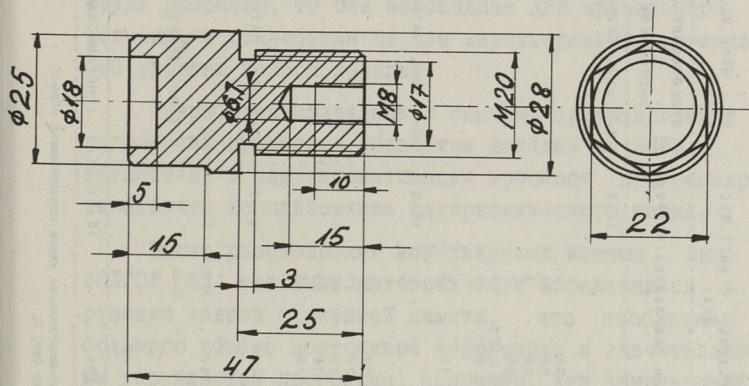
Ш - код шестигранного проката;

L1, D2 и др. размеры по фиг. 1.



Фиг. 4. Блок-схема нормирования перехода. s, t, v, n - подача, глубина, скорость резания, число оборотов соответственно; T_M - машинное время; $T_{\text{ИП}}$ - неполное штучное время.

Д4(Д)



Материал 1Х13

Дет. №	Количество
0006-01	2

Фиг. 5. Эскиз детали.

О. Г. Т.	КАРТА МАРШРУТНОЙ ТЕХНОЛОГИИ	ИЗДЕЛИЕ ТЕСТ	И ИЗДЕЛИЯ	НАИМ. ДЕТАЛИ	НОМЕР ДЕТАЛИ	ЛИСТ 1
				ПРОВКА	0006-01	ЛИСТОВ 1
ЗАГОТОВКА	КРУГ 1х13 30	ДЛ. ЗАГ. 1000 В 1 ЗАГ. ДЕТ.		КГ	ЩЕРН. ВЕС	КГ : КОЛ 2
НОМ.					ПРИСПОСОБЛЕНИЕ	ВРЕМЯ ОБР. : РАЗ
МЕХ. ОП.	НАИМЕНОВАНИЕ ОПЕРАЦИЙ И ПЕРЕХОДОВ	РАЗМ. ОБРАБОТКИ	ОБОРУД.		ИНСТРУМЕНТ	Т-ШТ : Т-ПЗ
14 1	ТОКАРНАЯ		1К62	3-х КУЛ. ПАТРОН		6,23:16.00: 4 РАСЦЕНКА - .00
	УСТАНОВИТЬ ЗАГОТОВКУ ПОДРЕЗАТЬ ТОРЕЦ ТОЧИТЬ ФМ20 ТОЧИТЬ КАНАВКУ Ф17 ТОЧИТЬ Ф28 СВЕРЛИТЬ ОТВ. Ф6,75 НАРЕЗАТЬ РЕЗЬБУ М8 СНЯТЬ ФАСКИ ОТРЕЗАТЬ ДЕТАЛЬ	30 Ф 20 25 Ф 20 3 Ф 28 7 Ф 6,75 15 М 8 10 30 49				
14 2	ТОКАРНАЯ		1К62	3-х КУЛ. ПАТРОН		4,22:16.00: 5 РАСЦЕНКА - .00
	УСТАНОВИТЬ ЗАГОТОВКУ ПОДРЕЗАТЬ ТОРЕЦ ТОЧИТЬ Ф25 ТОЧИТЬ Ф25 РАСТОЯЧИТЬ ОТВ. Ф18 РАСТОЯЧИТЬ ОТВ. Ф18 СНЯТЬ ФАСКИ	30 Ф 27 15 Ф 25 15 Ф 16 5 Ф 18 5				
14 3	ТОКАРНАЯ		1К62	3-х КУЛ. ПАТРОН		1,82:16.00: 4 РАСЦЕНКА - .00
	УСТАНОВИТЬ ДЕТАЛЬ НАРЕЗАТЬ РЕЗЬБУ М20	М 20 25				
14 4	ФРЕЗЕРНАЯ					
	УСТАНОВИТЬ ЗАГОТОВКУ ФРЕЗЕРОВАТЬ					11,95:20.00: 3 РАСЦЕНКА - .00
НАЧ. БУРО :	ТЕХНОЛОГ : ПЕТРОВ		15,01,71		НОРМИРОВЩИК :	

По-видимому, не следует вводить в карту то, что относится к объему элементарных сведений рабочего соответствующей квалификации. Например, перечень стандартного измерительного и режущего инструмента следует давать только в том случае, если на заводе этот инструмент комплектуется перед выдачей задания рабочему. Если это не делается, то такие сведения излишни.

В карте обязательно должны быть приведены элементы режима резания и техническая норма времени. Если последняя в настоящее время часто не используется для оплаты труда рабочего, то она необходима для правильного планирования, а отклонения от нее характеризуют организационный уровень цеха и завода.

Разработка приведенной системы проектирования технологических процессов обработки деталей на ЭЦВМ весьма трудоемка, и для автоматизации процесса программирования необходимо использование алгоритмического языка.

После рассмотрения используемых языков был выбран ВЭЛГОЛ [6] как язык автоматически обрабатываемый в ходе решения задачи к внешней памяти, что необходимо из-за большого объема постоянной информации и значительной длины управляющей программы, например, для комплексной детали, приведенной на фиг. 1, общий объем постоянной информации около 5000 ячеек, длина управляющей программы около 25000 ячеек.

Изложенная система программ для детали по фиг. 1 отлажена и передана заводу для внедрения.

Л и т е р а т у р а

1. ВНИИМАШ и др. Проект ГОСТа на технологическую документацию, М., 1969.

2. В.Д. Цветков. Принципы автоматизации проектирования технологических процессов в машиностроении. Машиностроитель, № 6, 1965.

3. В.Д. Цветков. Многошаговый метод проектирования с помощью ЭВМ операционных технологических процессов. Автоматизация умственного труда в машиностроении. Труды научной сессии, М., 1969.

4. К.А. Т и н н, Э.Х. Т ы у г у. Технологические расчеты на ЦВМ, т. I, Л., 1968.

5. Р.А. К ю т т н е р. Влияние качества исходных данных на точность оптимальных технологических решений. Расширенные тезисы докладов республиканской научно-технической конференции "Оптимизация производственных процессов машиностроительных заводов республики", Таллин, 1970.

6. В.А. К у у с и к и др. ВЭЛГОЛ - система автоматизации программирования (справочное руководство), ч. I и II, Таллин, 1970.

A.Kimmel, J.Papstel, N.Sheheglov

The Computer-Aiding Design of the Manufacturing
Processes

S u m m a r y

The paper deals with the automatic planning of the manufacturing processes with the help of computers. Computer-aiding planning of the process is based on the part-family manufacturing process. Different versions of processes for a compound workpiece, which represents all the part of a family are put into the memory of a computer. The computer chooses the proper version of the manufacturing process for each part of the family.

УДК 621.9.014.2

А.Р. Янсон

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТОКАРНОГО ГИДРОКОПИРОВАЛЬНОГО ПОЛУАВТОМАТА С СИСТЕМАМИ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ (САР) РАЗМЕРА

Производительность механической обработки может быть существенно повышена при переходе на метод обработки, обеспечивающий заданную чистоту поверхности и точность обработки за один проход. Применяемые для этой цели САР либо сохраняют неизменной динамическую настройку, т.е. упругое перемещение режущего инструмента (обусловленное изменением силы резания и являющимся основным фактором, вызывающим рассеивание размеров деталей) относительно технологических баз обрабатываемой детали путем изменения режима резания (реже изменением жесткости системы или положения инструмента), либо компенсируют изменение размера статической поднастройкой резца, либо выполняют ту и другую функцию попеременно. В последнем случае статическая поднастройка выполняется после прохода и предназначена для компенсации систематического изменения размера.

Для обработки ступенчатых валов на Московском СТАНЦИНЕ под руководством проф. Б.С. Балакшина разработана САР, обеспечивающая неизменность эквивалентной силы $P_D = a P_y + b P_x + c P_z$ путем изменения величины подачи [1], [2]. Коэффициенты a , b и c учитывают влияние каждой составляющей силы резания на размер определяющие упругие перемещения СПИД. При этом предполагается, что обрабатываемый вал жесткий, соотношение $P_y:P_x:P_z$ не изменяется в

значительных пределах за период стойкости резца (что приблизительно правильно для мягких сталей). Если одно из этих положений не выполняется, то по-видимому правильнее управлять процессом по радиальному компоненту силы резания P_y , оказывающему наибольшее влияние на размеры и форму получаемой детали.

Изменение силы резания около некоторой средней в процессе обработки вызвано колебаниями величины припуска и непостоянством механических свойств обрабатываемого материала. Систематическое возрастание силы резания обуславливается износом резца.

Для поддержания P_y (или P_z) на заданном уровне изменением режима резания можно пользоваться четырьмя разновидностями САР, для которых использованы следующие обозначения:

САР-10 и САР-12 - P_y (P_z) или P_{yi} (P_{zi}) соответственно поддерживаются постоянными путем регулирования только подачи (i - индекс обрабатываемой ступени вала). Такой способ, однако, ведет к понижению интенсивности обработки.

САР-20 и САР-22 - P_y (P_z) или P_{yi} (P_{zi}) соответственно поддерживаются постоянными путем одновременного регулирования подачи и скорости резания так, чтобы принятый период стойкости оставался бы неизменным. Этим частично компенсируется падение интенсивности обработки.

Оправдывается ли построение приведенных систем автоматического регулирования, целесообразно выяснить моделированием их работы на ЭВМ. Благодаря моделированию нетрудно установить и влияние жесткости СПИД, режима резания, геометрии резца и пр. на производительность станка.

1. Уравнения для моделирования работы станка

Так как станком с САР размера управляют по компоненту (или компонентам) силы резания, то в первую очередь надо иметь уравнения, позволяющие рассчитать эти компо-

ненты в заданный момент обработки, т.е. зависимости, учитывающие достаточно точно влияние режима резания, геометрии и износа резца. По данным автора в литературе такие уравнения пока не приводятся. Выполненный анализ процесса стружкообразования и контактных явлений на передней и задней поверхностях режущего элемента подтверждает, что составляющие силы резания целесообразно разделить на две группы.

а) Компоненты первоначальной силы резания:

$$P_{xn} = e^{xn}, \quad (1)$$

$$P_{yn} = e^{yn}, \quad (2)$$

$$P_{zn} = e^{zn}. \quad (3)$$

б) Компоненты на следе износа задней поверхности резца:

если $t > r(1 - \cos \varphi)$, то по фиг. I

$$P_{x3} = q'_n h_3 (t - r \sin \varphi \operatorname{tg} \varphi / 2 + r \varphi_{\text{рад}} \cdot \sin \varphi / 2), \quad (4)$$

$$P_{y3} = q'_n h_3 (t \operatorname{ctg} \varphi - r \cos \varphi \operatorname{tg} \varphi / 2 + r \varphi_{\text{рад}} \cos \varphi / 2 + s / 2), \quad (5)$$

$$P_{z3} = q'_n h_3 (t / \sin \varphi - r \operatorname{tg} \varphi / 2 + r \varphi_{\text{рад}} + s / 2), \quad (6)$$

где q'_n и q'_F — нормальное и тангенциальное давления на следе износа задней поверхности,

h_3 — средняя ширина следа износа на задней поверхности,

t — глубина резания,

s — подача,

r — радиус округления вершины резца,

φ — главный угол в плане,

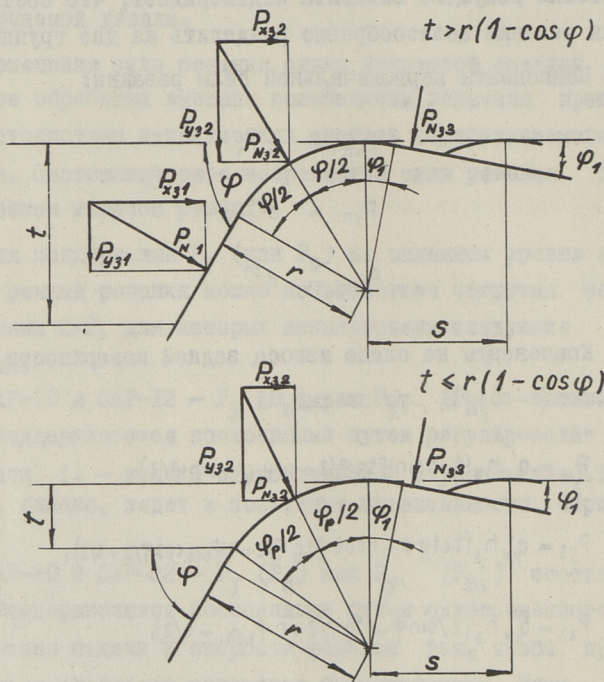
если $t \leq r(1 - \cos \varphi)$, то

$$P_{x3} = q'_n h_3 r \varphi_{\text{рад}} \cdot \sin \varphi / 2, \quad (7)$$

$$P_{y3} = q'_N h_3 (r \varphi_{\text{прод.}} \cos \varphi_p / 2 + s/2), \quad (8)$$

$$P_{z3} = q'_F h_3 (r \varphi_{\text{прод.}} + s/2), \quad (9)$$

где $\varphi_p = \arccos (r-t)/r.$ (10)



Фиг. 1.

Давления на задней поверхности выражаются

$$q'_{N'} = e^N, \quad (11)$$

$$q'_{F'} = e^F. \quad (12)$$

Показатели степеней в уравнениях (1), (2), (3), (11) и (12) рассчитываются по уравнениям регрессии:

$$x_n, y_n, z_n, N, F = b_{0j} + b_{1j}x_1 + \dots + b_{5j}x_5 + b_{6j}x_1x_2 + \dots + b_{9j}x_1x_5 + b_{10j}x_2x_3 + \dots + b_{15j}x_4x_5, \quad (13)$$

где $b_{0j} \dots b_{15j}$ — коэффициенты соответствующего уравнения регрессии,

$x_1 \dots x_5$ — кодированные переменные, определяемые уравнением:

$$x_i = \frac{\ln \Pi_i - \ln \Pi_{0i}}{I_i}, \quad (14)$$

где Π_i — выбранное значение переменного,

Π_{0i} — среднее значение переменного в опытах определения коэффициентов уравнений регрессии,

I_i — интервал изменения переменных в тех же опытах,

$$I_i = \frac{\ln \Pi_{i \max} - \ln \Pi_{i \min}}{2}, \quad (15)$$

где $\Pi_{i \max}$ — максимальное значение переменного,

$\Pi_{i \min}$ — минимальное значение переменного.

Для определения коэффициентов в уравнениях регрессии были поставлены опыты по полному факториальному плану эксперимента 2^5 (5 — число переменных). Переменными были выбраны параметры, влияние которых на искомые величины наибольшее и которые нельзя учитывать существующей теорией резания (см. табл. I). Все опыты были выполнены двумя группами резцов, отличающихся только шириной следа износа на задней поверхности $h_{31} \approx 0,04$ мм, $h_{32} \approx 0,4$ мм.

Соблюдение требований к установке и геометрии резца [3], позволило отличить компоненты первоначальной силы резания и компоненты от износа резца по задней поверхности методом экстраполяции силовых зависимостей до нулевой ширины следа износа и получить коэффициенты уравнений регрессии (табл. 2).

Для расчета компоненты первоначальной силы резания при параметрах φ , t и r , не совпадающих с их значениями в табл. I, следует воспользоваться тем обстоятельством,

что силы стружкообразования зависят в основном от поперечного сечения, а не от формы срезаемого слоя [4].

Т а б л и ц а I

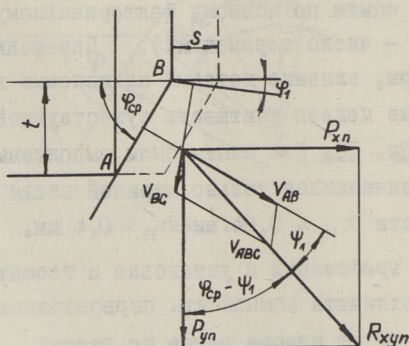
Переменные и постоянные в опытах для определения коэффициентов уравнения (13)

Уровень	Переменные					Кодированное обозначение переменных				
	Геометрия резца			Режим резания						
	γ°	f мм	γ_f°	V м/мин	S мм/об	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
Нижний	5°	0,08	5°	120	0,23	-I	-I	-I	-I	-I
Средний	$8^\circ 45'$	0,113	10°	155	0,30	0	0	0	0	0
Верхний	15°	0,16	20°	200	0,39	+I	+I	+I	+I	+I

Постоянные: $t = 1,75$ мм, $\varphi = 45^\circ$, $\varphi_1 = 10^\circ$, $r = 0,2$ мм.

Обрабатываемый материал: 40X, $HВ_{ср} = 227$.

Обозначения: γ - передний угол, f и γ_f - ширина и угол наклона фаски передней поверхности, φ_1 - вспомогательный угол в плане.



Фиг. 2 .

Схема на фиг. 2 позволяет рассчитать результирующую горизонтальных компонентов силы на передней поверхности:

Коэффициенты в уравнениях регрессии (13)

Ин- декс ↓	X _n		Y _n		Z _n		N		F	
	b _i	±Δb _i	b _i	±Δb _i	b _i	±Δb _i	b _i	±Δb _i	b _i	±Δb _i
0	3,4904	0,0148	3,6809	0,0099	4,6750	0,0056	3,2002	0,0293	3,0324	0,0283
I	-0,1335	0,0173	-0,1238	0,01161	-0,0421	0,0066	-0,0852	0,03019	-0,0623	0,0308
2	0,0512	"	0,0388	"	0,0024	"	0,0332	"	0,0198	"
3	0,0998	"	0,0846	"	0,0128	"	0,0749	"	0,0545	"
4	-0,0827	"	-0,068	"	-0,0212	"	-0,1387	"	-0,2146	"
5	0,0455	"	0,0860	"	0,1911	"	-0,0525	"	-0,0311	"
6	0,0088	"	0,0101	"	0,0016	"	0,0424	"	0,0257	"
7	0,0360	"	0,0288	"	0,0068	"	-0,0687	"	-0,0399	"
8	0,0087	"	0,005	"	0,0005	"	-0,0348	"	-0,0032	"
9	-0,0230	"	-0,0192	"	0,0002	"	-0,0037	"	-0,036	"
10	0,0264	"	0,0317	"	0,0071	"	-0,0015	"	-0,0242	"
11	0,0215	"	0,0164	"	0,0028	"	-0,0387	"	-0,0034	"
12	0,0231	"	0,0117	"	0,0070	"	-0,0697	"	-0,0554	"
13	0,0190	"	0,0183	"	-0,0022	"	0,0450	"	0,0587	"
14	-0,0092	"	-0,0103	"	-0,0052	"	-0,0301	"	0,0123	"
15	-0,0080	"	-0,0068	"	0,0029	"	0,1150	"	0,0788	"

Примечания: 1. Δb_i рассчитан при уровне вероятности 0,95.
2. Обрабатываемый материал 40X, $\bar{N}B_{\text{ср}} = 227 \pm 12$.

где

$$R_{хупм} = \frac{R_{хупм1} + R_{хупм2}}{2}. \quad (22)$$

Таким образом **искомые** компоненты первоначальной **силы** резания запишутся:

$$P_{хп} = R_{хуп} \sin(\varphi_{ср} - \psi), \quad (23)$$

$$P_{уп} = R_{хуп} \cos(\varphi_{ср} - \psi), \quad (24)$$

$$P_{zn} = \frac{P_{zпн} \cdot t}{1,75}. \quad (25)$$

Компоненты силы резания получаются:

$$P_x = P_{хп} + P_{хз}, \quad (26)$$

$$P_y = P_{уп} + P_{уз}, \quad (27)$$

$$P_z = P_{zn} + P_{z3}. \quad (28)$$

Для определения h_3 в уравнениях (4)...(9) предположено:

1) h_3 растет пропорционально времени обработки,

2) стойкость реза определяется износом реза по **задней** поверхности.

Первое предположение будет удовлетворено лучше, если предотвратить начальный износ реза путем доводки нулевой фаски на задней поверхности реза до ширины, соответствующей значению начального износа [5].

По **фиг. 4** прирост следа износа на задней поверхности:

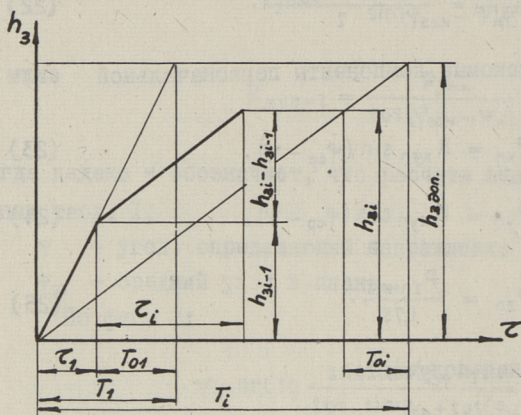
$$\Delta h_{3i} = \Delta \tau_i \frac{h_{3доп.}}{T_i}, \quad (29)$$

где $\Delta \tau_i$ - прирост времени обработки,

T_i - стойкость реза, соответствующая режиму резания обрабатываемой ступени,

$h_{3доп.}$ - допустимая ширина следа износа.

Средняя ширина следа износа, соответствующая времени обработки τ_i выразится:



Фиг. 4.

$$h_{zi} = h_{zi-1} + h_{zi}. \quad (30)$$

Стойкость реза T_i рассчитывается по известному уравнению:

$$v_i = \frac{C_i}{T_i^m t_i^{x_v} s_i^{y_v}} K_1 \dots K_n, \quad (31)$$

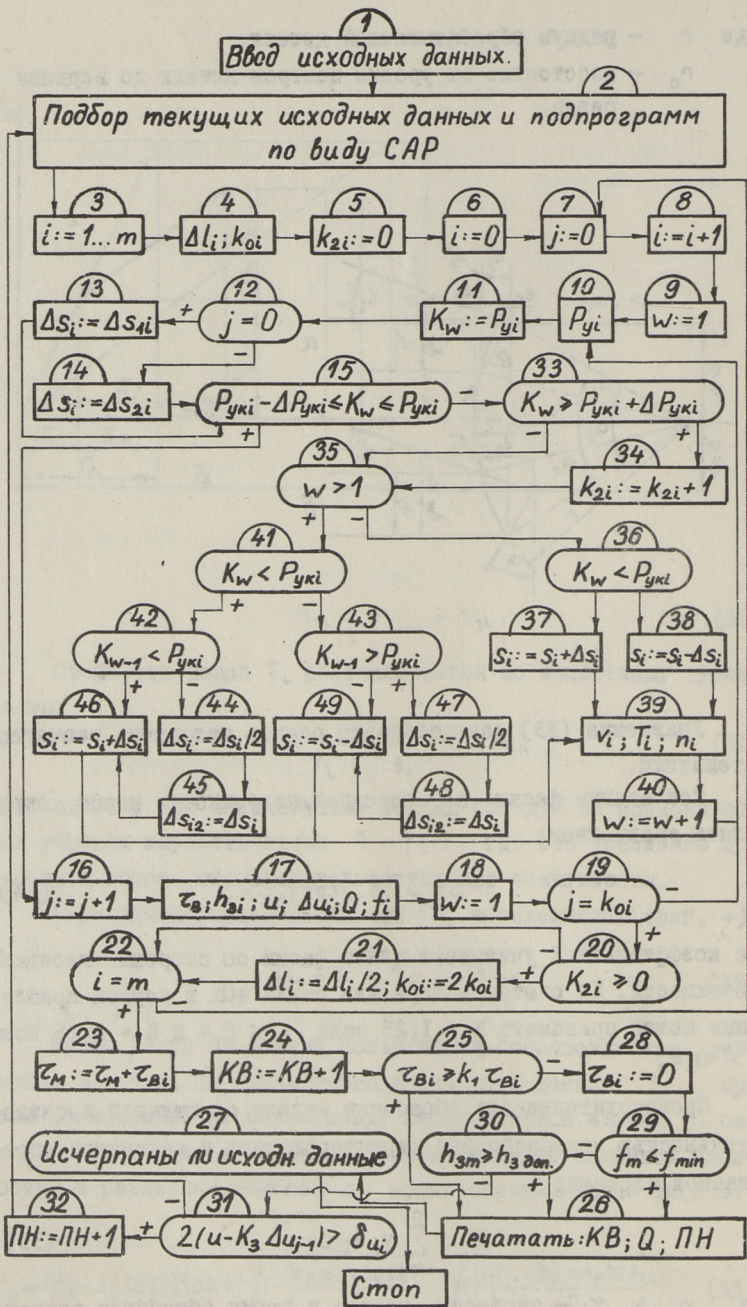
предполагая, что используемые режимы попадут на прямолинейный участок характеристики $T = f(v)$ где это уравнение достаточно хорошо отражает действительные зависимости.

Оставшийся период стойкости T_{0i} определяется (фиг. 4):

$$T_{0i} = T_i - h_{zi} \frac{T_i}{h_{z доп.}}. \quad (32)$$

Износ реза по задней поверхности сопровождается размерным износом. По нашим наблюдениям угол фаски γ_f при этом не изменяется. Связь между шириной следа износа h_3 около вершины реза (измеренной перпендикулярно основной плоскости) и размерным износом Δ_p можно определить по фиг. 5:

$$\Delta_p = (h_3 - \Delta_p \operatorname{tg} \gamma_f) \operatorname{tg} \alpha + r \sqrt{1 - \left(\frac{r \alpha \pm \Delta_p \operatorname{tg} \gamma_t}{r} \right)^2} - \sqrt{1 - \left(\frac{h_3 \mp (r \alpha \pm \Delta_p \operatorname{tg} \gamma_t)}{r} \right)^2}, \quad (33)$$



Фиг. 6.

2. Моделирование работы станка

При наладке любой САР первоначальные v и s следует выбирать так, чтобы наряду с прочими ограничениями была бы обеспечена и определенная часть поля допуска δ_u для размерного износа резца. Решение этой задачи, связанное с соответствующими расчетами точности обработки, изложено в отдельной статье [7]. В настоящей работе первоначальные v и s принимаются заданными.

Схема моделирования работы станка в несколько упрощенном виде приводится на блок-схеме (фиг. 6), на которой указаны основные целевые назначения и последовательность выполнения операторов. В блок-схеме наряду с математическими символами использованы символы алгоритмического языка MARGOL [6].

Оператор 1 вводит в МОЗУ машины:

- 1) параметры для расчета компонентов силы резания и стойкость резца,
- 2) параметры, связанные со ступенями обрабатываемого вала, в том числе и первоначальный режим резания,
- 3) первоначальную геометрию резца,
- 4) значение контрольных параметров $P_{y_{ki}}$, $\Delta P_{y_{ki}}$, f_{min} , $h_{z_{max}}$, k_1 , k_3 ;
- 5) вид САР.

Оператор 2 уточняет:

1) является ли контрольная сила ($P_{y_{ki}}$ или $P_{z_{ki}}$) одинаковой для всех обрабатываемых ступеней (принимается ли САР-10, САР-20 или САР-12, САР-22),

2) следует ли регулировать P_y (P_z) изменением только подачи или одновременным изменением подачи и скорости резания (САР-10, САР-12 или САР-20, САР-22)

3) заготовка цилиндрическая или ступенчатая (износ по периметру режущей кромки существенно неравномерный или нет).

Проверки уточняют, какие подпрограммы применяются в расчетах (на блок-схеме не указано).

Оп. 4 уточняет заданную длину отрезка Δl_{3i} на каждой ступени i вала, которая обрабатывается до проверки P_{yi} так, что количество отрезков k_{oi} на каждой ступени было бы целым (m — число обрабатываемых ступеней).

Операторы I3 и I4 определяют шаг изменения подачи в зависимости от индекса j на ступени.

По текущему значению K_w радиальной силы P_{yi} (опыт I5) либо выполняются опыты I6...I9 (рассчитывается текущие значения машинного времени обработки данного вала, среднее значение следа износа на задней поверхности h_{3i} , размерный износ резца u , величина обработанной поверхности Q и ширина фаски передней поверхности f), либо вводят коррективы в режим резания (операторы 35...39 и 4I...49).

Оператор 33 проверяет, не превышает ли P_{yi} допустимого предела. При P_{yi} больше допустимого, оператором 2I перед обработкой следующего вала длина отрезка на ступени сокращается вдвое.

Операторы 23 и 24 регистрируют суммарное машинное время и количество обработанных валов KB.

Операторы 25, 29 и 30 проверяют, сохраняется ли работоспособность резца: не превышает ли время обработки текущего вала времени обработки первого вала больше, чем на заданную величину (т.е. не стала ли s_i меньше заданного минимального значения), не износилась ли фаска передней поверхности (гарантирована ли прочность лезвия), не превышает ли след износа на задней поверхности допустимого значения.

При соблюдении требования в операторе 3I выполняется статическая подналадка, что регистрируется оператором 32.

Программа моделирования работы станка составлена на алгоритмическом языке MARGOL [6] и состоит из 324 операторов.

Л и т е р а т у р а

I. Самоподнастраивающиеся станки (под ред. Б.С.Балакшина). Машиностроение, 1967.

2. Самоподнастраивающиеся станки (под ред. Б.С.Балакшина). Машиностроение, 1970.

3. А.Р. Я н с о н. Кинематические профили фасок износа на задней поверхности резца. Труды ТПИ, серия А, № 276, 1969.

4. А.Н. Р о з е н б е р г, А.Н. Е р е м и н. Элементы теории процесса резания металлов. Машгиз, 1956.

5. А.Д. М а к а р о в. Износ и стойкость режущих инструментов. Машиностроение, 1966.

6. Программы для ЭВМ "Минск-22", № 4, Вычислительный центр ЭРСО, Таллин, 1969.

7. Н.Н.Щ е г л о в, А.Р. Я н с о н. Выбор режима резания и расчет точности обработки на токарном гидрокопировальном полуавтомате с системами автоматического регулирования (САР) размера. Труды ТПИ, серия А, № 317, 1971.

A. Jaanson

Modelling of the Action of the Hydraulically-
Operated Copying Semiautomatic Lathe with Systems
for Automatic Control of the Size

S u m m a r y

The formulae for calculating the cutting forces depending on the dynamic of the wear of cutting tool (in turning the steel 40X) and the formulae for calculating the length wear are given in the article. Modelling of the action of the lathe with the help of the digital computer is described. The systems for controlling the cutting process according to alternation of the radial (or equivalent) component of cutting force by changing only feed or feed and cutting speed simultaneously are treated. The values of the controlled forces may be given for the whole shaft or for each step of the shaft.

УДК 621.91.015-187

Н.Н. Щеглов, А.Р. Янсон

ВЫБОР РЕЖИМА РЕЗАНИЯ И РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ
ОБРАБОТКИ НА ТОКАРНОМ ГИДРОКОПИРОВАЛЬНОМ
ПОЛУАВТОМАТЕ С СИСТЕМАМИ АВТОМАТИЧЕСКОГО
РЕГУЛИРОВАНИЯ (САР) РАЗМЕРА

Производительность и экономичность обработки резанием определяется набором элементов режима резания v , s и t , сочетание которых следует выбирать так, чтобы заданная целевая функция (себестоимость, производительность и др.) приняла бы экстремальное значение при соблюдении всех действующих ограничений. Впервые в общем виде такая задача была решена доцентом ТПИ Э.О. Лийвером методом линейного планирования [1]. Им создан прибор "Центрограмма" [2], позволяющий за 2...3 минуты определить искомые v и s (t принимается заданной и равной припуску на обработку) при соблюдении ограничений, связанных с используемым станком, инструментом и требованиями к чистоте обработанной поверхности. Аналогичные решения в последние годы предложены и многими другими авторами [3], [4]. Качество таким образом оптимизированного режима резания определяется тем, насколько полно охвачены действующие ограничения на элементы режима резания и насколько точно используемые уравнения описывают количественные связи между параметрами процесса резания. В набор ограничений часто не включаются ограничения по качеству обработанной поверхности, виброустойчивости системы СПИД, точности обработки и некоторые другие либо ввиду отсутствия данных для математической формулировки ограничения, либо ввиду чрезмерной трудоемкости вычислений. Развитие современного машиностроения делает актуальным использование новых производительных

методов обработки, среди которых большой интерес представляют станки, оборудованные системами автоматического регулирования (САР) размера [5], [6], [7]. Применение таких станков целесообразно только тогда, когда обеспечивается заданная точность обработки либо меньшим числом проходов (чаще всего одним), либо режимом резания, средняя интенсивность $v \cdot s \cdot t$ которого выше, чем на станках без САР. Поэтому при определении режима резания для станка, оборудованного САР, особенно важно учитывать и ограничение по точности обработки.

Обработка на настроенном станке осуществима, если соблюдается условие:

$$2 k_{\partial i} \Delta u_j \leq \delta_{ui}, \quad (I)$$

$$\delta_{ui} = \delta_i - (\Delta \phi_i + \Delta \rho_i), \quad (2)$$

где δ_i - допуск диаметра на i -той ступени вала,
 $\Delta \phi_i$ - погрешность формы,
 $\Delta \rho_i$ - возможное рассеивание размеров при настройке,
 δ_{ui} - часть поля допуска для покрытия размерного износа резца,
 $k_{\partial i}$ - минимальное число валов, обрабатываемых до статической поднастройки станка,
 Δu_j - прирост размерного износа за время обработки j -ого вала.

Связи между $\Delta \phi_i$, $\Delta \rho_i$ и элементами режима резания настолько сложны, что значения s_i и v_i , удовлетворяющие неравенство (I), целесообразно определять уточнением предварительно определенных по остальным ограничениям значений s_i и v_i методом вычислительной математики на ЭВМ.

I. Зависимости для расчета погрешности формы

По существу погрешность формы состоит из двух частей:

$$\Delta \phi_i = \Delta \phi_{\rho i} + \Delta \phi_{n i}, \quad (3)$$

где $\Delta \phi_{\rho i}$ и $\Delta \phi_{n i}$ - погрешности формы в продольном и поперечном сечениях соответственно.

Погрешность $\Delta \phi_{\rho i}$ обуславливается смещением центров станка и прогибом вала под действием радиального

компонента силы резания P_{yi} , размерным износом и температурными деформациями резца, а также погрешностью следящей системы и установки копира. Поскольку в станках, оборудованных САР, P_{yi} поддерживается неизменной, то $\Delta_{\phi_{pi}}$ в течение обработки всей партии деталей изменяется в пренебрежительно малых пределах.

Погрешность $\Delta_{\phi_{pi}}$ обусловлена колебаниями припуска и механических свойств обрабатываемого материала в поперечном сечении ступени, а также погрешностью установки. Из-за транспортного запаздывания САР не в состоянии поддерживать P_{yi} неизменной в различных точках поперечного сечения ступени. Станок управляется фактически по среднему (за один или несколько оборотов детали) значению P_{yi} . Ввиду этого $\Delta_{\phi_{pi}}$ целесообразно отнести к группе случайных погрешностей и принять в дальнейших расчетах $\Delta_{\phi_i} = \Delta_{\phi_{pi}}$.

Для расчета $\Delta_{\phi_{pi}}$ на обрабатываемых ступенях вала следует выбрать определенное число точек i, w приложения компонента P_{yi} и определить для них составляющие изменения размера.

Изменение размера от деформации центров станка:

$$y_{\phi_i, w} = \frac{P_{yi}}{j_{\phi_i, w}}, \quad (4)$$

где $j_{\phi_i, w}$ - жесткость шпинделя и пиноли станка при приложении силы в точке w ступени i ,

$$j_{\phi_i, w} = \frac{j_w \cdot j_n \cdot L^2}{x^2 j_n + (L-x)^2 \cdot j_w}, \quad (5)$$

где L - расстояние между центрами станка (длина обрабатываемой детали),

j_w, j_n - жесткость шпинделя и пиноля соответственно,
 x - расстояние рассматриваемой точки w от пиноли (опора А на фиг. I).

P_{yi} рассчитывается по уравнениям и методике статьи [7] этого же сборника.

Изменение размера от прогиба вала [8]:

$$y_{bi,w} = \frac{6EJ_1 \Theta_A x + R_A x^3 + \sum_{i=2}^k \Delta Q_{i-1} l_{ki}^3 + 3 \sum_{i=2}^k \Delta M_{i-1} l_{ki}^2}{6EJ_1}, \quad (6)$$

где E - модуль продольной упругости.

J_1 - осевой момент инерции первой ступени вала,

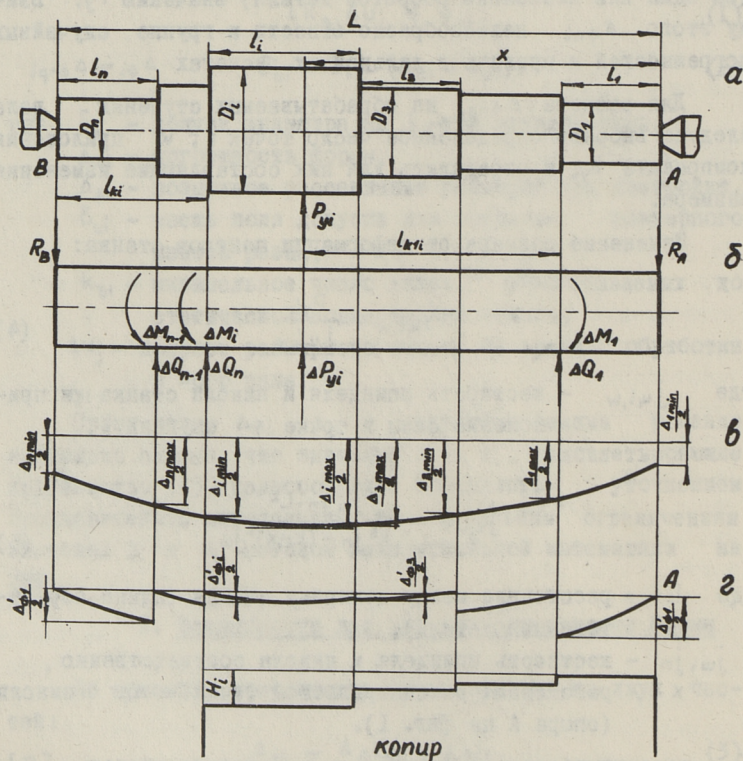
Θ_A - угол поворота вала на опоре A ,

R_A - реакция опоры A ,

k - число ступеней от опоры A до точки i, w ;

$\Delta Q_i, \Delta M_i$ - приведенная поперечная сила и момент на ступени вала соответственно,

L_{ki} - расстояние от точки приложения силы ΔQ_i или момента ΔM_i до точки i, w .



Фиг. 1.

Члены уравнения (6) определяются:

$$\Delta Q_i = Q_i(k_{i+1} - k_i), \quad (7)$$

$$\Delta M_i = M_i(k_{i+1} - k_i), \quad (8)$$

где коэффициент приведения k_i определяется уравнением:

$$k_i = \frac{J_i}{J_i}, \quad (9)$$

где J_i - осевой момент инерции ступени i диаметром D_i ;

$$J_i = \frac{\pi D_i^4}{64}.$$

$$\Theta_A = - \frac{R_A L^3 - \Delta P_{yi}(L-x)^3 + \sum_{i=1}^{n-1} \Delta Q_i l_{ki}^3 + 3 \sum_{i=1}^{n-1} \Delta M_i l_{ki}^2}{6 E J_i L}, \quad (10)$$

где ΔP_{yi} - приведенная сила P_{yi} ,

$$\Delta P_{yi} = k_i P_{yi}, \quad (11)$$

n - число ступеней вала,

l_{ki} - расстояние от левого конца ступени i до опоры В (фиг. 1).

Изменение размера от размерного износа реза $\Delta u_{i,w}$ рассчитывается по уравнениям (30) и (33) [7] этого же сборника.

Температурными деформациями, а также погрешностью следящей системы в первом приближении пренебрегаем, считая, что имеет место ритмичная работа и время перерыва незначительно.

Суммарное изменение размера под влиянием перечисленных факторов на ступени i в точке w :

$$\Delta_{i,w} = 2(y_{ci,w} + y_{bl,w} + \Delta u_{i,w}). \quad (12)$$

Погрешность формы ступени i без учета погрешности установки копра:

$$\Delta_{\phi i} = \Delta_{i,max} - \Delta_{i,min}, \quad (13)$$

где $\Delta_{i,max}$ и $\Delta_{i,min}$ - максимальное и минимальное значение $\Delta_{i,w}$ по (13) соответственно.

2. Расчет копира и суммарной погрешности формы

Для рационального использования поля допуска базу отсчета продольных погрешностей формы целесообразно сдвинуть до точки А с минимальным изменением размера (фиг. 1 г). Высота ступени копира с учетом упомянутого сдвига полей:

$$H_i = (D_i - D_1)/2 + \Delta H_i, \quad (14)$$

где ΔH_i - определяется уравнением

$$\Delta H_i = (\Delta_{i \min} - \Delta_{1 \min})/2. \quad (15)$$

Копир следует установить и станок наладить по ступени вала, на которой за вычетом погрешности формы (13) δ'_i окажется минимальным:

$$\delta'_i = \delta_i - \Delta' \phi_i. \quad (16)$$

Эту ступень в дальнейшем принимаем за базовую. Допустимый наклон копира следует выбрать обратным конусности базовой ступени. Если наклон копира отрицательный (фиг. 2), то размеры на ступенях, правее базовой, уменьшаются, а левее - увеличиваются. При положительном наклоне копира картина обратная. Изменение размера на концах обрабатываемых ступеней вала от погрешности установки копира:

а) правее базовой ступени

$$\Delta_{y_{ki \max, \min}} = 2 \frac{x_k - l_{i \min, \max}}{100} \cdot k_{100}, \quad (17)$$

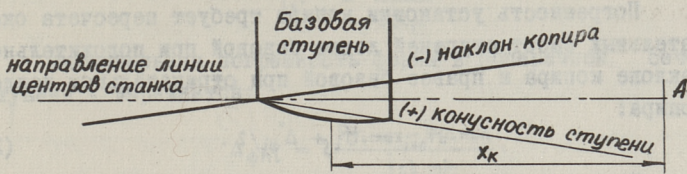
б) левее базовой ступени

$$\Delta_{y_{ki \max, \min}} = 2 \frac{l_{i \max, \min} - x_k}{100} \cdot k_{100}, \quad (18)$$

где $l_{i \min}$ и $l_{i \max}$ - расстояние от опоры А до правого и левого края ступени i соответственно,

x_k - расстояние от опоры А до точки с максимальным значением Δ на базовой ступени,

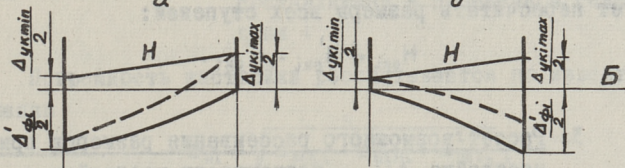
k_{100} - допустимое отклонение установки ступени копира от линии центров станка на длине 100 мм.



Ступени правее базовой ступени

а

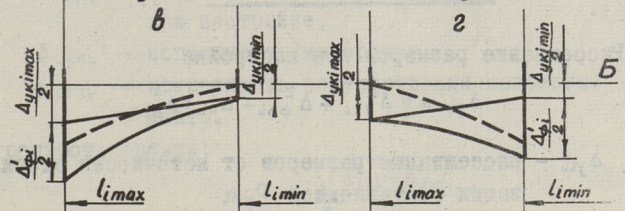
б



Ступени левее базовой ступени

в

г



Фиг. 2.

Индексы величин $\Delta_{ук}$ и l_i в уравнениях (17) и (18) используются в последовательности написания. Прирост погрешности формы $\Delta''_{\phi i}$ от погрешности установки копира при положительном наклоне копира рассчитывается по схемам фиг. 2. В случаях 2а и 2в $\Delta''_{\phi i} = \Delta_{ук \max}$. По схеме 2б, если $\Delta_{ук \max} - \Delta'_{\phi i} \geq \Delta_{ук \min}$, то $\Delta''_{\phi i} = \Delta_{ук \max} - \Delta'_{\phi i}$, в ином случае $\Delta''_{\phi i} = \Delta_{ук \min}$. По фиг. 2г, если $\Delta_{ук \min} + \Delta'_{\phi i} \geq \Delta_{ук \max}$, то $\Delta''_{\phi i} = \Delta_{ук \min}$, в ином случае $\Delta''_{\phi i} = \Delta_{ук \max} - \Delta'_{\phi i}$. В вышеприведенных расчетах учтено, что погрешность от установки копира имеет случайный характер и ступень копира может быть в двух крайних положениях - Б и Н (фиг. 2). При положительном наклоне копира используются аналогичные расчетные схемы. Суммарная погрешность формы на ступени i выражается:

$$\Delta_{\phi i} = \Delta'_{\phi i} + \Delta''_{\phi i}. \quad (19)$$

Погрешность установки копира требует пересчета окончательных высот ступеней левее базовой при положительном наклоне копира и правее базовой при отрицательном наклоне копира:

$$H'_{окі} = H_i + \Delta''_{\phi i} / 2. \quad (20)$$

Поскольку размеры ступеней обычно задаются от высшей ступени, то при переходе на новую базовую ступень следует пересчитать размеры всех ступеней:

$$H_{окі} = H'_{окі} - H'_{ок1}. \quad (21)$$

3. Расчет возможного рассеивания размеров при настройке Δp_i , погрешности настройки Δn_i и настроечного размера D_{ni}

Рассеивание размеров при настройке

$$\Delta p_i = \sqrt{\Delta_{y_{ci}}^2 + \Delta_{\phi_{ni}}^2 + \Delta_{n_i}^2 + \Delta_{n_i}^2}, \quad (22)$$

где $\Delta_{y_{ci}}$ - рассеивание размеров от неточности стабилизации составляющей P_{yi} ;
 Δ_{n_i} - погрешность настройки по пробным деталям,
 Δh_i - допуск на размер между ступенью копира и базовой ступенью (для последней $\Delta h_i = 0$).

Рассеивание Δ_{cyi} рассчитывается по зависимости:

$$\Delta_{cyi} = \frac{\Delta P_{доп}}{j_{ci, min}}, \quad (23)$$

где $\Delta P_{доп}$ - допустимое колебание радиальной составляющей P_{yi} ;
 $j_{ci, min}$ - минимальная жесткость системы при приложении силы на ступени i (определяется уравнениями (5) и (24) при помощи расчетной математики).

$$j_{ci, w} = \frac{j_{суп} \cdot j_{bi, w} \cdot j_{ci, w}}{j_{bi, w} \cdot j_{ci, w} + j_{суп} \cdot j_{ci, w} + j_{суп} \cdot j_{bi, w}}, \quad (24)$$

где $j_{суп}$ - жесткость суппорта,
 $j_{bi, w}$ - жесткость вала:

$$j_{bi,w} = \frac{P_{yi}}{Y_{bi,w}} \quad (25)$$

Максимальная погрешность формы в поперечном сечении ступени i выражается:

$$\Delta_{\phi ni} = 2 \frac{P_{yi,max} - P_{yi,min}}{j_{ci,min}} \quad (26)$$

где $P_{yi,max}$ и $P_{yi,min}$ - максимальная и минимальная радиальная составляющая в поперечном сечении ступени i .

Погрешность настройки рассчитывается по известному выражению

$$\Delta_{ni} = \sqrt{\Delta_{m.o.i}^2 + \Delta_{uzmi}^2 + \Delta_{regi}^2} \quad (27)$$

где $\Delta_{m.o.i}$ - погрешность оценки математического ожидания при настройке,

Δ_{uzmi} - погрешность измерения,

Δ_{regi} - погрешность регулирования положения инструмента.

Погрешность оценки:

$$\Delta_{m.o.i} = \sqrt{\frac{\Delta_{cyi}^2 + \Delta_{\phi ni}^2}{n}} \quad (28)$$

где квадратный корень из числителя представляет поле "мгновенного" рассеивания размеров на ступени i , n - число подобных деталей при наладке станка.

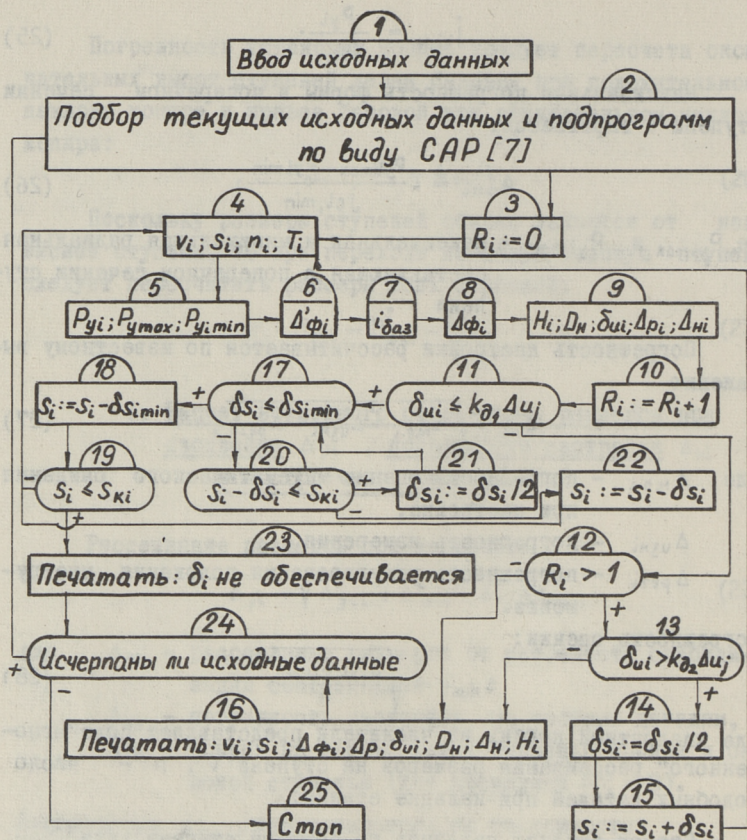
Станок следует наладить по базовой ступени вала. Диаметр базовой ступени измеряется на расстоянии x_k от опоры А (фиг. 2). Наладочный размер выражается:

$$D_n = D_i - \delta_i + \Delta_{\phi i} + \Delta_{pi}/2 \quad (29)$$

где i - индекс базовой ступени.

4. Упрощенная блок-схема алгоритма для уточнения режима резания по требуемой точности обработки

На блок-схеме (фиг. 3) приводится основное целевое назначение и последовательность выполнения операторов. Наряду с обычными символами математики использован символ присвоения : = .



Фиг. 3.

Оп. I вводит в МОЗУ машины:

- 1) параметры, связанные со ступенями обрабатываемого вала,
- 2) параметры для расчета компонентов силы резания и стойкости резца,
- 3) принятую геометрию резца и первоначальные значения элементов режима резания s_i , v_i (например, определенные на приборе "Центрограмма" [2]),
- 4) вид системы автоматического регулирования (САР) размера [7],
- 5) параметры, связанные с уточнением режима резания:
 - δs_i - текущий шаг изменения подачи,

$\delta s_{i \min}$ - минимальный шаг изменения подачи,
 s_{ki} - минимальное значение целесообразной подачи,
 $k_{\alpha 1}$ и $k_{\alpha 2}$ - минимальное и максимальное число валов, обрабатываемых до статической поднастройки станка.

Оп. 4 передает либо первоначальные значения v_i , s_i и η_i , T_i ($R_i = 0$), либо пересчитанные после коррегирования подачи s_i .

Оп. 7 определяет индекс базовой ступени вала (в полной программе проверяется также значение индекса и после выполнения оп. 8 и в случае необходимости вносятся коррективы).

Если условие оп. II не выполняется после первого расчета ($R_i = 1$), то ограничение по точности обработки не лимитирует выбора режима резания. В ином случае обработка с выбранной интенсивностью режима резания не обеспечивает заданную точность обработки - следует уменьшить подачу.

При соблюдении условий оп. I3 подтверждает, что достигнуто требуемое сочетание s_i и v_i ; несоблюдение указывает на чрезмерное снижение подачи - шаг изменения подачи следует сократить и расчеты повторить.

Выполнение условий оп. I9 показывает, что обработка с заданной точностью невозможна.

Действия прочих операторов понятны из фиг. 3.

Программа составлена на алгоритмическом языке MAIGOL и состоит из 397 операторов.

Л и т е р а т у р а

1. E. L i i v e r. Optimaalse lõikerežiimi määramine kiirtreimisel. Tallinn, 1955.

2. Э.О. Л и й в е р, Ю.Л. С а р а н д и. Прибор для определения режимов резания. Авторское свидетельство № I67376.

3. М.И. К л у ш и н. Резание металлов. Учебное пособие, часть III. Теоретические основы расчета (оптимизации) режима резания. Горький, 1970.

4. Г.К. Г о р а н с к и й. Расчет режимов резания при помощи электронно-вычислительных машин. Госиздат, БССР, Минск, 1963.

5. Самоподнастраивающиеся станки (под ред. Б.С.Балакшина). Машиностроение, 1967.

6. Самподнастраивающиеся станки (под ред. Б.С.Балакшина). Машиностроение, 1970.

7. А.Р. Я н с о н. Моделирование работы гидрокопировального полуавтомата с системами автоматического регулирования (САР) размера. Труды ТПИ, серия А, № 317, 1971.

8. С.Д. П о н о м а р е в и др. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. Машгиз, 1950.

A.Jaanson, N.Scheglov

Determining the Cutting Data and Calculation of the
Accuracy of Working on a Hydraulically-Operated Co-
pying Semiautomatic Lathe with Systems for Automatic
Control of Size

S u m m a r y

Calculation of accuracy of working the stepped shafts for systems with controlling the radial component of cutting force is presented in the paper. The given calculation method allows to determine suitable sizes and set up the copy, to use rationally the margin tolerance and is fitted for using the digital computer. According to the described method cutting data are corrected correspondingly to the working accuracy.

УДК 621.91

Т.А. Когер

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА
ДЕЙСТВИТЕЛЬНУЮ ГЕОМЕТРИЮ РЕЗЦА ПРИ
ТОЧЕНИИ

Действительная геометрия режущего инструмента в процессе резания отличается от статической. Изменения вызваны кинематикой резания и упругими деформациями технологической системы.

Изучению кинематических параметров посвящено много работ [2, 5, 7, 8, 9, 10], но общепринятой методики их определения и расчета до сих пор нет. В основу этих исследований легла работа [2] Г.И. Грановского, где обоснован выбор направлений измерения геометрии инструмента в работе и даны строгие формулировки для определения этих параметров.

Обобщенные уравнения кинематических параметров даны в работах Н.А. Шевченко [7] и С.С. Петрухина [5]. В работах [2, 7, 8, 9, 10] учитываются разные факторы, влияющие на геометрию инструмента в процессе обработки, однако влияние упругих перемещений технологической системы пока мало изучено. Действие последних учитывается в работе С.С. Моданова при изменении геометрии резца для управления упругими перемещениями системы [4].

Дальнейшее повышение точности и производительности обработки резанием требует совместного анализа всех факторов, влияющих на действительную геометрию инструмента в работе. Для этой цели в лаборатории технологии машиностроения ТПИ были проведены эксперименты. Определялась действительная геометрия токарных проходных резцов в процессе работы.

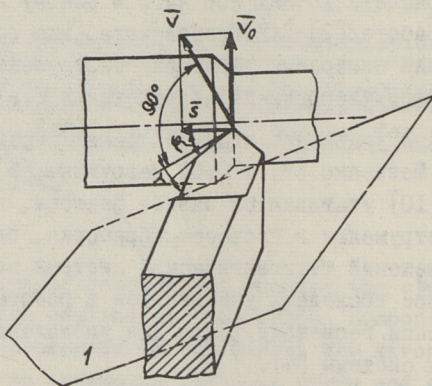
Общепринятые определения геометрических параметров резцов, введенные ОСТ ВКС 6898, не пригодны для анализа геометрии в процессе резания, поэтому используем следующие определения [2,7,5].

Главный передний угол γ_0 - угол между плоскостью, перпендикулярной вектору скорости резания и касательной к передней поверхности в направлении, нормальном к главной режущей кромке в рассматриваемой точке.

Главный задний угол α_0 - угол между касательными к поверхности резания и к задней поверхности инструмента в плоскости, нормальной к главной режущей кромке в рассматриваемой точке.

Главный угол φ_0 - угол между вектором подачи и касательной к главной режущей кромке в рассматриваемой точке (фиг. 1).

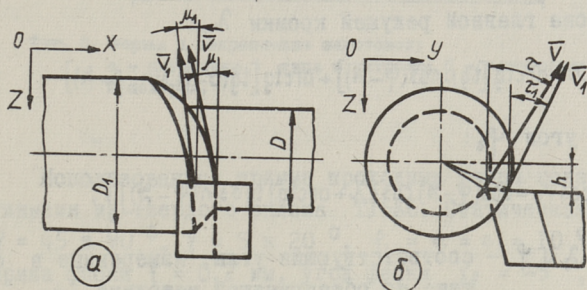
Угол наклона главной режущей кромки λ_0 - угол между касательной к главной режущей кромке в рассматриваемой точке и плоскостью, перпендикулярной к вектору скорости резания в той же точке (фиг. 1)



Фиг. 1. Направление скорости резания и плоскость 1, перпендикулярная к скорости.

На фиг. 1 изображено расположение плоскости 1, перпендикулярной к вектору скорости резания. Скорость резания \bar{v} является векторной суммой окружной скорости \bar{v}_o и продольной подачи \bar{s} .

Из вышеприведенных определений следует, что углы в рабочем состоянии не постоянны, а меняются вдоль режущей кромки. Действительно, вектор скорости резания имеет в каждой точке свое направление. На фиг. 2а показаны разные направления вектора скорости в плоскости Oxz ,



Фиг. 2. Направление вектора скорости резания:
а - в плоскости Oxz ; б - в плоскости Oyz .

где угол μ определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{s}{\pi D}, \quad (1)$$

где s - продольная подача, мм/об,

D - диаметр обработки, на котором находится рассматриваемая точка режущей кромки.

Из формулы (1) следует, что μ имеет наибольшее значение у вершины резца.

На фиг. 2б показаны разные направления вектора скорости в плоскости Oyz , где угол τ определяется из формулы

$$\sin \tau = \frac{2h}{D}. \quad (2)$$

Изменения углов в процессе резания находились по упругим перемещениям технологической системы под рабочей нагрузкой, учитывая влияние кинематики резания. Соответствующая экспериментальная установка описана в работе [3].

Действительный передний угол γ_0 определяется по формуле:

$$\gamma_0 = \text{arctg}(\text{tg} \alpha \cos \lambda) + \text{arctg}[\text{tg} \mu \sin(\varphi - \delta)] - \text{arctg}[\text{tg}(\sigma + \tau) \cos(\varphi - \delta)], \quad (3)$$

задний угол α_0 :

$$\alpha_0 = \text{arctg}(\text{tg} \alpha \cos \lambda) - \text{arctg}[\text{tg} \mu \sin(\varphi - \delta)] + \text{arctg}[\text{tg}(\sigma + \tau) \cos(\varphi - \delta)], \quad (4)$$

угол наклона главной режущей кромки λ_0 :

$$\lambda_0 = \lambda + \text{arctg}[\text{tg} \mu \cos(\varphi - \delta)] + \text{arctg}[\text{tg}(\sigma - \tau) \sin(\varphi - \delta)] \quad (5)$$

и главный угол φ_0 :

$$\cos \varphi_0 = \cos(\varphi - \delta) \cos \left\{ \lambda + \text{arctg}[\text{tg} \sigma \sin(\varphi - \delta)] \right\}, \quad (6)$$

где γ, α, λ и φ - соответствующие углы, измеренные в статике по общепринятой методике.

μ и τ - углы из формул (1) и (2),

δ - угол поворота резца в плоскости OXZ,

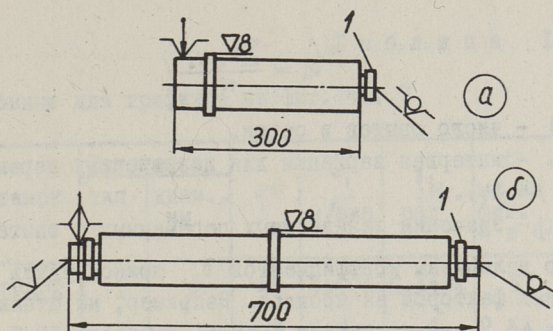
σ - угол поворота резца в плоскости OYZ.

Опыты выполнялись в соответствии с теорией планирования экспериментов. Использовались дробные факторные планы с четырьмя независимыми переменными на двух уровнях [6, II]. Каждая серия состояла из восьми опытов, где переменные находились на разных уровнях.

Независимые переменные - скорость резания v , продольная подача s , статический передний угол γ и глубина резания t .

Форма и закрепление заготовок показаны на фиг. 3. На заготовках изготовлены шлифованные пояски I для установки измерительных наконечников. Материал - сталь 45 в состоянии поставки.

Опыты ставились на двух станках. Станок IK62B был серийный, а на станке IK62 был перестроен передний центр и вращающийся задний центр был встроен в пиноль. Таким образом, жесткость переднего центра уменьшилась, а заднего увеличилась.



Фиг. 3. Форма и закрепление заготовок:
 а - заготовка I типа в патроне; б - заготовка II типа
 в центрах.

Использованные прямые проходные резцы оснащены пластинками из твердого сплава Т15К6. Статическая геометрия: $\varphi = 45$ и 90° , $\gamma = 5$ и 20° , $\varphi_1 = \alpha = \alpha_1 = 10^\circ$, $r = 1,2$ мм, ширина фаски $f = 0,2$ мм, угол фаски $\gamma_f = -5^\circ$, $\lambda = 0^\circ$.

Режимы: $s = 0,21$ и $0,39$ об/мм, $v = 86 \dots 190$ м/мин.,
 $t = 1,5 \dots 5$ мм.

Результаты обрабатывались на ЭЦВМ "Минск-22".

Математическим описанием исследуемого процесса является эмпирическая функциональная зависимость выходных параметров (углов y , рассчитанных по формулам (3...6) от входных:

$$y = F(v, s, \gamma, t). \quad (7)$$

Для описания процесса ищем приближенную функцию (7) из определенного класса функций [7]. В наших условиях оправдано использование линейной зависимости, выражаемой уравнением вида

$$y = \bar{y} + \sum_{i=1}^n b_i (x_i - x_i^0), \quad (8)$$

где \bar{y} - арифметическое среднее выходных величин,
 b_i - эмпирические коэффициенты,
 x_i - независимые переменные,
 x_i^0 - средний уровень независимых переменных в опытах.

Коэффициенты уравнения (8) вычисляются по формуле

$$b_i = \frac{\sum x_{ij} y_j}{N l_i}, \quad (9)$$

где N - число опытов в серии,
 l_i - интервал вариации для независимых переменных,
 $j = 1 \dots N$;
 x_{ij} - значения независимых переменных в опытах.

По величинам коэффициентов b_i можно судить о влиянии отдельных факторов на процесс. Например, на станке ИК62 Б при $\varphi = 45^\circ$ для заготовок I типа диаметром 38 мм уравнение (8) имеет вид

$$\Delta \gamma \cdot 10^3 = 8,26 - 0,02v - 16,09s + 3,94\gamma - 3,11t \text{ рад}, \quad (10)$$

где v в м/мин, s в мм/об, γ в рад и t в мм.

Изменение заданного угла $\Delta \alpha = -\Delta \gamma$.

Из уравнений типа (10) видно, что важнейшим фактором является продольная подача s . Скорость резания v не имеет почти никакого значения, поскольку коэффициент при ней значительно меньше других. При $\varphi = 45^\circ$ коэффициенты при s и γ одного порядка, а при $\varphi = 90^\circ$ коэффициенты при γ в 10 раз меньше. Влияние глубины резания при $\varphi = 45^\circ$ примерно в 10 раз сильнее, чем при $\varphi = 90^\circ$.

Рассмотрим отдельно характер изменения углов резца от подачи и глубины резания. Соответствующие графики приведены на фиг. 4...7, данные сведены в табл. I

На фиг. 4...7 сплошными линиями изображены графики при $\varphi = 45^\circ$ и штриховыми - при $\varphi = 90^\circ$.

На фиг. 4 изображена зависимость изменения переднего угла от подачи.

У заготовки II типа измерения выполнялись в трех сечениях - у обоих концов и в середине. В каждом сечении вычислены изменения углов у вершины резца и у наружного диаметра заготовки (см. фиг. 2). Линии 3 и 5 на фиг. 4 изображают максимальную и минимальную величину $|\Delta \gamma|$ у одной заготовки при $\varphi = 45^\circ$, и линии 6 и 7 - при $\varphi = 90^\circ$. В первом случае составляющая силы резания P_y по сравнению с другими компонентами больше, поэтому и расстояние между экстремальными значениями $\Delta \gamma$ больше. Все другие линии в табл. I изображают максимальные значения изменений углов.

Т а б л и ц а I

Данные для графиков на фиг. 4...7

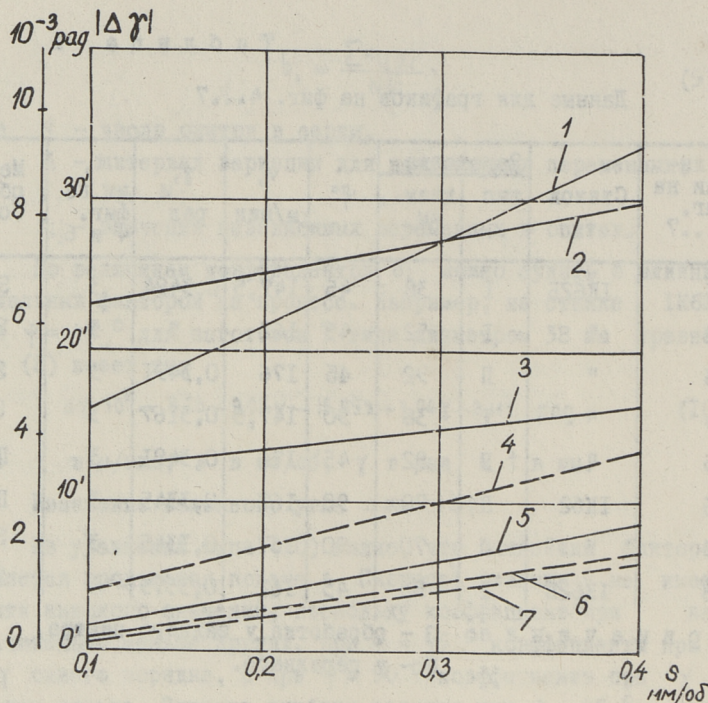
№ линии на фиг. 4...7	Станок	Заготовка		φ°	v , м/мин	δ , рад	t , мм на фиг. 4 и 6	Место обработки
		тип	диам., мм					
1	IK62B	I	38	45	147,5	0,3494	3	З
2	"	I	52	45	162	"	5	З
3	"	II	92	45	176	0,3491	3	З
4	"	I	38	90	147,5	0,3167	3	З
5	"	II	92	45	176	0,3491	3	II
6	IK62	II	70	90	167	0,3345	3	II
7	"	II	70	90	167	0,3345	3	З
8	IK62B	I	52	45	162	0,3579	4	З

Примечание: З - обработка у заднего центра,
II - у переднего.

На абсолютную величину $\Delta\gamma$ существенно влияет жесткость технологической системы. Все элементы системы выбирались постоянными, за исключением диаметра и длины заготовок. Диаметр входит и в формулы (1) и (2). Поэтому линии 1 и 2 ($\varphi = 45^\circ$) находятся выше других. Система с $\varphi = 90^\circ$ мало чувствительна к изменению жесткости - линии 4, 6 и 7.

На фиг. 5 приведены зависимости $|\Delta\gamma|$ от глубины резания. При $\varphi = 90^\circ$ (линии 4 и 6) изменение t не влечет за собой существенного изменения составляющей P_y , поэтому зависимость $\Delta\gamma - t$ очень слаба и линии почти параллельны оси абсцисс. Кроме того, в уравнениях (3) и (4) последний член, содержащий $\cos(\varphi - \lambda)$, при $\varphi \approx 90^\circ$ близок к нулю, и угол τ , зависящий от P_z , не имеет значения.

При уменьшении главного угла в плане увеличение глубины резания вызывает рост P_y и линии стремятся вверх, особенно при уменьшении жесткости системы (линия 1).



Фиг. 4. Зависимость $\Delta\lambda$ от подачи.

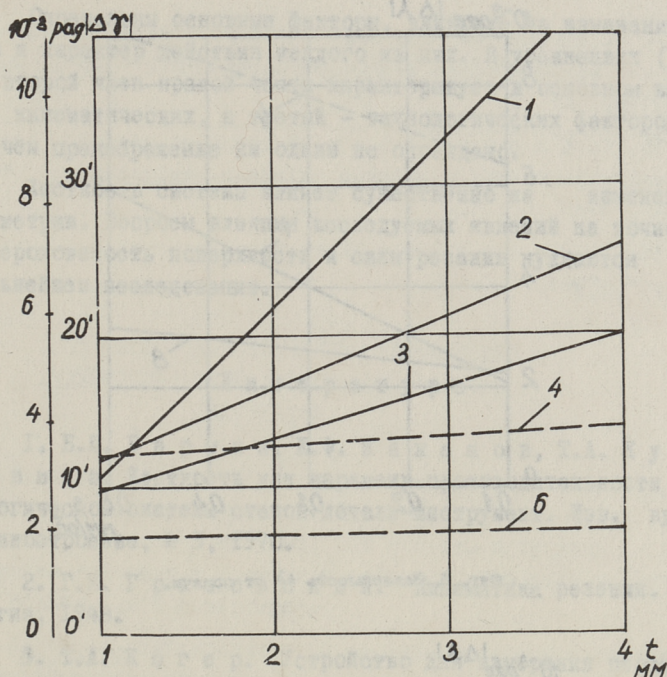
Зависимости изменения угла наклона главной режущей кромки $|\Delta\lambda|$ от подачи и глубины резания даны на фиг. 6 и 7.

Линии 1 и 8 хорошо иллюстрируют влияние уменьшения жесткости, для этих случаев разница только в диаметре заготовок.

Если изменения $|\Delta\lambda|$ и $|\Delta\lambda|$ при $\varphi = 90^\circ$ меньше, чем при $\varphi = 45^\circ$, то для $|\Delta\lambda|$ имеем обратную картину. В формуле (5) множитель $\sin(\varphi - \alpha)$ в последнем члене у σ достигает своего максимума при $\varphi = 90^\circ$, а $|\Delta\lambda|$ в основном зависит от величины угла поворота резца в плоскости OYZ .

Для оценки ошибки вычисленных значений изменений углов найдены доверительные интервалы [II] по выражению

$$\tilde{y} - t_{q,k} \frac{s_{\tilde{y}}^2}{\sqrt{N}} < y < \tilde{y} + t_{q,k} \frac{s_{\tilde{y}}^2}{\sqrt{N}}, \quad (II)$$

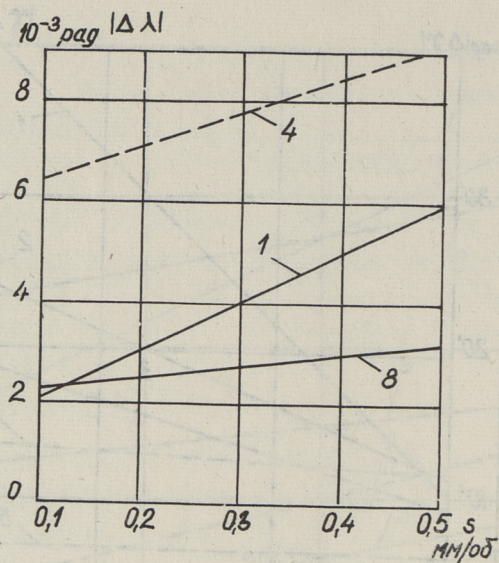


Фиг. 5. Зависимость $\Delta\gamma$ от глубины резания.

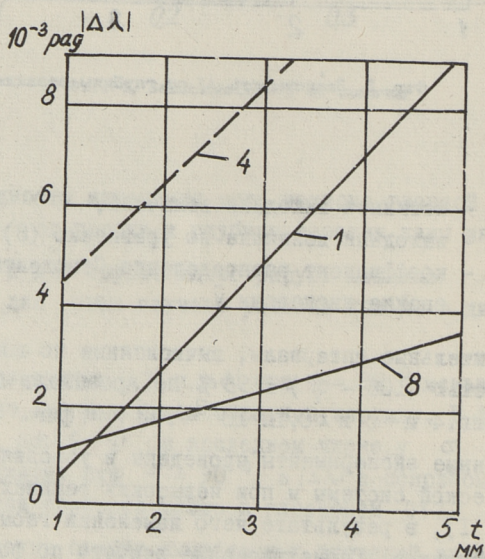
где Y - истинная выходная величина,
 \tilde{Y} - выходная величина по уравнению (8),
 $t_{q,k}$ - коэффициент распределения Стьюдента,
 $s_{\tilde{Y}}^2$ - оценка дисперсии \tilde{Y} .

Доверительные интервалы, вычисленные по выражению (II) с вероятностью $(100 - \alpha) = 95\%$ не превышают $\pm 0,15 \cdot 10^{-3}$ раз для фиг. 4 и 5 и $\pm 0,12 \cdot 10^{-3}$ раз для фиг. 6 и 7.

Описанные эксперименты проведены в условиях жесткой технологической системы и при невысоких режимах обработки (см. табл. I), в результате чего изменения геометрии резца в работе невелики. Геометрические расчеты по формулам (3) ... 6) показывают, что при более интенсивных режимах и меньшей жесткости системы углы в рабочем состоянии отличаются от статических на $1...2^\circ$.



Фиг. 6. Зависимость $\Delta\lambda$ от подачи.



Фиг. 7. Зависимость $\Delta\lambda$ от глубины резания.

Определены основные факторы, влияющие на изменение углов и характер действия каждого из них. В уравнениях (3... 5) второй член правой части характеризует в основном влияние кинематических, а третий — технологических факторов, причем пренебрежение ни одним не оправдано.

Жесткость системы влияет существенно на изменение геометрии. Вопросы влияния исследуемых явлений на точность и шероховатость поверхности и силы резания нуждаются в дальнейшем исследовании.

Л и т е р а т у р а

1. Б.П. Бармин, Е.Ф. Кажанов, Т.А. Кудрявина. Жесткость как параметр производительности технологической системы станок-деталь-инструмент. Изв. вузов, Машиностроение, № 3, 1970.

2. Г.И. Грановский. Кинематика резания. М., Машгиз, 1948.

3. Т.А. Когер. Устройство для измерения перемещений технологической системы под рабочей нагрузкой. См. наст. сборник, стр. 55.

4. С.С. Моданов. Изменение геометрических параметров режущей части резца для управления упругими перемещениями системы СПИД. Сб. "Самоподнастраивающиеся станки". Изд. 3-е. Под ред. Б.С. Балакшина. М., Машиностроение, 1970.

5. С.С. Петрухин. Общий метод определения кинематических геометрических параметров режущей части металлорежущих инструментов. Изв. вузов, Машиностроение, № 10, 1962.

6. Д. Финни. Введение в теорию планирования экспериментов. Наука, М., 1970.

7. Н.А. Шевченко. Геометрические параметры режущей кромки инструментов и сечения среза, Машгиз, М., 1957.

8. А.В. Щеголев, Л.С. Мурашкин. Зависимость между углами резца и углами в процессе резания. Труды Ленинградского индустриального института, № 10, 1937.

9. P. J a n c u, P. M e t z n e r. Berechnung der Werkzeug- und Wirkwinkel an spanenden Werkzeugen. "Der Maschinenbau", 1967, Nr. 2.

10. S. K u n s t e t t e r. Zależności między katami narzędzia mierzonymi w różnych układach odniesienia. "Mechanik", 1969, Nr. 10.

11. I. P e t e r s e n. Katsete planeerimine. Tallinn, "Valgus", 1966.

T. Koger

The Influence of the Technological Factors on the
Real Geometry of Lathe Tools in Turning Process

S u m m a r y

The factors which influence the real geometry of lathe tools are described in the article. The definitions of real parameters of lathe tools and formulas for the calculation of these parameters according to the shifts of the technological system are given.

The methods of experimentation and the linear modelling of the real geometry of lathe tool are described. These linear models take into account the cutting data, the statical geometry of lathe tool and the rigidity of technological system.

УДК 621.91

Т.А. Когер

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОД РАБОЧЕЙ
НАГРУЗКОЙ

Дальнейшее развитие технологии машиностроения требует уточнения и расширения исходной информации о процессе механической обработки деталей. Эти вопросы актуальны для повышения точности и производительности обработки и качества обработанной поверхности.

Жесткость технологической системы является наиболее важным фактором, влияющим на точность обработки.

Упругие деформации технологической системы порождают изменения геометрии режущего инструмента в процессе обработки, что обычно не учитывается при перенесении в технологию рекомендаций теории резания об оптимальных значениях геометрии реза.

В лаборатории технологии машиностроения Таллинского политехнического института были проведены эксперименты для определения рабочей геометрии реза в процессе обработки, для чего определялись упругие перемещения элементов технологической системы при токарной обработке валов (фиг. 1).

Результирующее упругое перемещение y в координатных плоскостях Oxz и Oxy является алгебраической суммой следующих перемещений в этих плоскостях [1]:

$$y = y_c + y_b + y_p + y_s, \quad (I)$$

где y_c — перемещение центров, которое образуется из перемещения y_n переднего и y_3 заднего центра,

- U_d - упругая деформация обрабатываемой детали,
- U_p - упругая деформация реза,
- U_c - упругая деформация суппорта.

Если производится обработка в центрах с использованием одностороннего поводка, как изображено на фиг. 1, то поводок вызывает изменение результирующей силы, особенно при обработке вблизи переднего центра, что порождает добавочные перемещения в системе.

Слагаемые уравнения (1) не могут быть аналитически определены для конкретной технологической системы. Их величины можно определить только экспериментальным путем.

Как известно, упругие перемещения системы могут быть определены принципиально двумя методами. Статический метод, который применяется чаще, заключается в измерении перемещений системы, возникающих под действием усилий, имитирующих силу резания [1, 3, 4]. Метод отличается простотой определения величины и направления приложенной силы и удобством снятия отсчетов с приборов. Можно определить жесткость отдельных узлов станков и отдельных деталей узлов. Это дает возможность выявить слабое звено системы [3, 4]. Наряду с изложенными достоинствами статический метод имеет и недостатки. В статике невозможно учитывать влияние инерционных, вибрационных и других нагрузок, которые возникают в работе станка помимо сил резания. Жесткость системы в рабочих условиях из-за перераспределения зазоров и пульсации силы резания отличается от жесткости, полученной статическим методом [3, 5, 6].

Проф. К.С. Колев ввел понятие "динамической жесткости" [5] и указал, что

$$U_{дин} = \mu U_{ст}, \quad (2)$$

где $U_{дин}$ - динамическое перемещение,
 $U_{ст}$ - статическое перемещение,
 μ - коэффициент динамической жесткости (в большинстве случаев $\mu > 1$).

По вышеуказанным причинам в настоящей работе был выбран динамический метод определения упругих перемещений технологической системы.

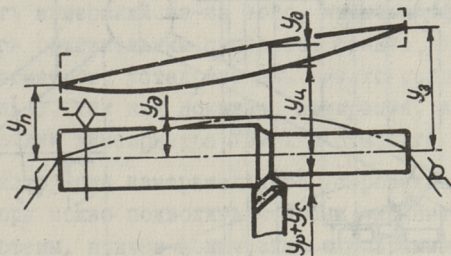
На токарном станке ИК62Б обрабатывались специальные заготовки типа валов из стали 45. На заготовках были изготовлены специальные шлифованные пояски для установки измерительных наконечников.

Измерительными приборами служили индикаторы часового типа с разгрузкой механизма от ударов и с ценой деления шкалы 0,002 и 0,01 мм. Индикаторами определялись усредненные значения максимальных перемещений отдельных частей системы.

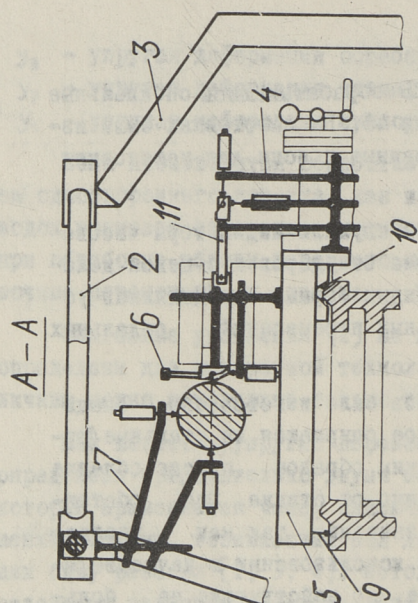
Для установки индикаторов было изготовлено специальное приспособление, которое опирается на стальные фермы, прикрепленные к полу. Таким образом, приспособление стоит на трех опорах независимо от станка. Это обстоятельство имеет определенное значение, так как указал проф. Б.С. Балакшин [1], при использовании в качестве базы станину, малые по величине, но действующие на большом плече деформации станины могут дать большую погрешность.

Верхняя часть приспособления изображена на фиг. 2. Деталь 1 обрабатывается в центрах. На штангах 2 установлены кронштейны 7 для индикаторов. Штанги 2 опираются на заднюю 8 и переднюю 3 фермы.

Индикаторы для измерения перемещений бабок $У_n$ и $У_3$ и детали $У_0$ установлены в вертикальной OxZ и горизонтальной OxY плоскостях.

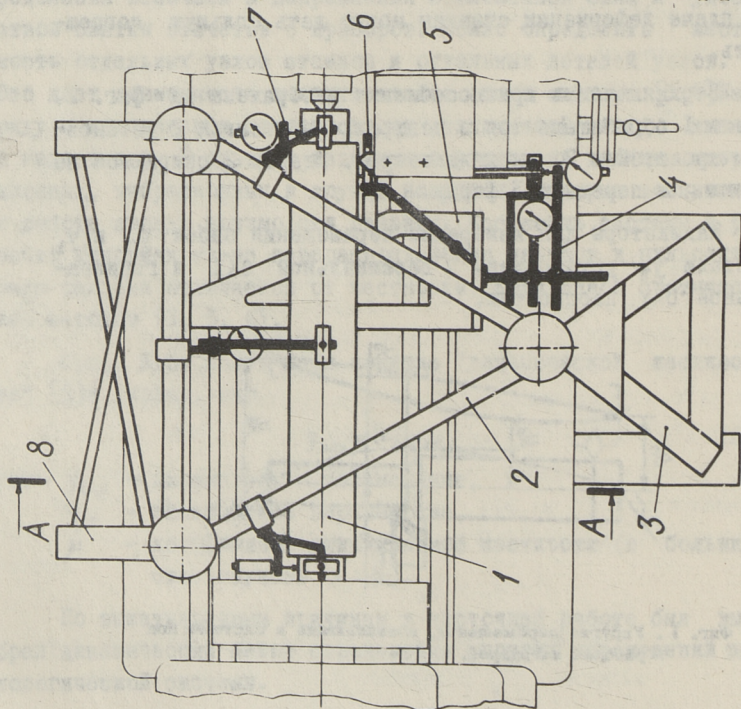


Фиг. 1. Упругие перемещения, возникающие в системе под рабочей нагрузкой.



фиг. 2. Общий вид центральной части измерительного устройства:

1 - обрабатываемая деталь; 2 - штанги для размещения крошителей для индикаторов; 3 - передняя опорная ферма; 4 - крошитель для индикаторов на каретке (измерение U_c и U_p); 5 - каретка для размещения индикаторов; 6 - зеркало; 7 - крошитель для индикаторов (измерение U_c и U_p); 8 - задняя опорная ферма; 9 - сферическая опора каретки 5; 10 - роликовая опора каретки 5; 11 - планка, прикрепленная к резцу для увеличения плеча при измерении U_c и U_p .



Индикаторы для измерения перемещений суппорта Y_c и деформаций резца Y_p установлены на специальной каретке 5. Каретка опирается роликами на переднюю треугольную направляющую станины и сферическим наконечником на заднюю плоскую направляющую. Суппорт толкает каретку перед собой, причем их контакт осуществляется в одной точке у передней треугольной направляющей. Установить индикаторы для измерения Y_c и Y_p независимо от станка оказалось невозможным, так как суппорт во время работы перемещается вдоль станины.

Индикаторы у резца расположены в соответствии с правилом "шести точек". Таким образом можно определить пространственные перемещения резца.

Поворот головки резца в плоскости OYZ измерялся зеркальным приспособлением. На головке резца была закреплена стойка для зеркала 6, на которое направлялся пучок лучей из проекционного аппарата "ЛЭТИ". Пучок отраженных лучей перемещался по экрану, установленному на расстоянии около 4-х метров от зеркала. Угол поворота головки резца в радианах

$$\sigma = h/l, \quad (3)$$

где h - величина перемещения луча на экране,
 l - расстояние между экраном и зеркалом.

Для определения силы резания на суппорт был установлен электрический трехкомпонентный динамометр УДМ-1. Погрешность измерений из-за того, что основные измерения выполнялись оригинальным суппортом станка, а силы определены динамометром, установленным вместо резцедержателя, незначительна, так как показали измерения, жесткостные характеристики динамометра УДМ-1 и суппорта одного порядка.

Конструкция измерительного устройства выбрана так, что индикаторы можно подводить к любым элементам технологической системы, причем количество одновременно устанавливаемых индикаторов (или других измерительных приборов) может быть весьма большим. Суппорт перемещается свободно под

треугольником штанг и опорные фермы не мешают свободному доступу к органам управления станком.

Измерительное устройство может быть установлено над любым токарным станком, габариты которых значительно не превышают габаритов станка ИК62Б. Измерения можно проводить при любом методе закрепления детали и при любой конфигурации детали.

Устройство может служить при разных измерениях жесткости технологической системы и ее отдельных элементов при работе станка и в статике.

Л и т е р а т у р а

1. Б.С. Б а л а к ш и н. Автоматизация управления технологическим процессом с целью повышения точности и производительности обработки. Сб. "Самоподнастраивающиеся станки". Изд. 3-е, М., "Машиностроение", 1970.

2. В.В. З е л е н ц о в. Упругие перемещения звеньев суппорта токарного станка при резании металлов. "Станки и инструмент", № 4, 1967.

3. Ю.Е. К и р и л ю к. Анализ зависимостей для определения жесткости металлорежущих станков. Сб. "Технология и автоматизация машиностроения", вып. 2, "Техніка", Киев, 1967.

4. Н.Н. Р я с и к. Выбор параметров для управления упругими перемещениями системы СПИД. Сб. "Самоподнастраивающиеся станки". Изд. 2-е М., "Машиностроение", 1967.

5. К.С. К о л е в. Вопросы точности при резании металлов. Москва-Киев, Машгиз, 1961.

6. М. К а в а л е с, J. С h a j d a. Wyznaczenie sztywności dynamicznej tokarki podczas skrawania. "Mechanik" Nr. 8, 1967.

A Device for the Measuring of the Shifts of
Technological System Under Working Forces

S u m m a r y

The static and dynamic methods of measuring the shifts of technological system are compared in this article.

The construction of a device for the dynamic method is described.

УДК 621.787.4.658.562.3

Ю.В. Папстель

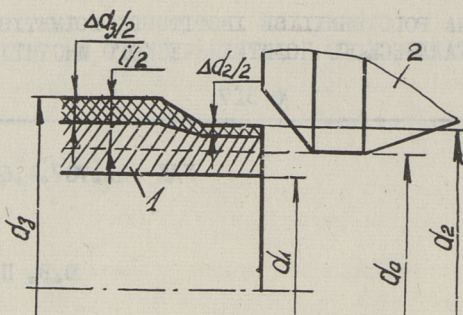
О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ МЕХАНИЧЕСКОЙ СХЕМЫ
ДЕФОРМИРОВАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ ТИПА
ПОЛЫХ ВАЛОВ ОБКАТЫВАНИЕМ

Механическая схема деформирования может быть представлена как сочетание схем главных напряжений и главных этапных деформаций данного малого этапа деформирования для рассматриваемой области однородного механического состояния [1]. Действующие напряжения и деформации, в свою очередь, являются функцией внешних сил, их величины и закона распределения.

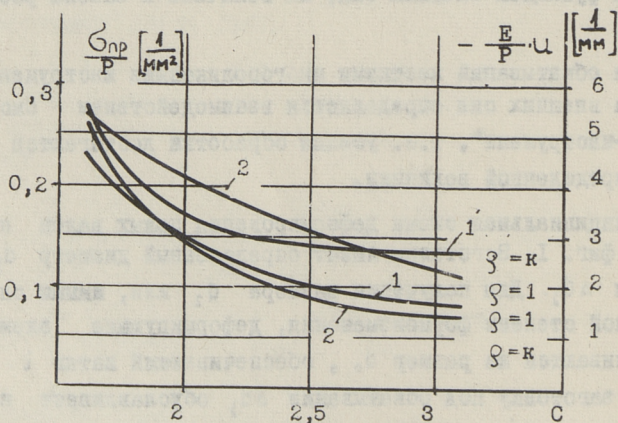
При обкатывании жесткими многороликовыми инструментами величина внешних сил определяется взаимодействием системы "деталь-инструмент", т.е. усилия обработки достигаются натягом определенной величины.

Принципиальная схема деформирования полых валов показана на фиг. 1. Заготовка имеет определенный диаметр d_3 с допуском Δd_3 . Для получения размера d_2 или, иными словами, нужной степени формоизменения, деформирующие элементы устанавливаются на размер d_0 , обеспечивающий натяг i . Допуск на заготовку под обкатывание Δd_3 обуславливает колебание натяга Δi и тем самым колебание конечного размера на Δd_2 . В зоне контакта величина деформации больше на величину упругой деформации. Дополнительную упругую деформацию u надо рассматривать как величину, состоящую из двух компонентов:

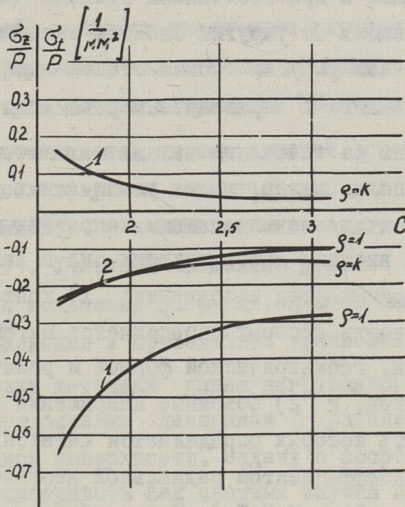
$$u = u' + u'',$$



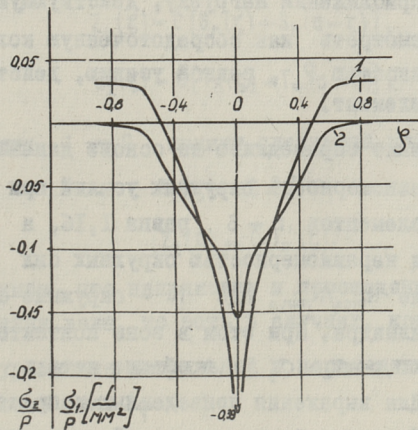
Фиг. 1. Принципиальная схема деформирования.
1 - деталь, 2 - деформирующий элемент.



Фиг. 2. Величина приведенных напряжений (1) и упругого прогиба стенок вала (2) в зависимости от К.Р.Ж. деталей.



Фиг. 3. Величина осевых (1) и окружных (2) напряжений в зависимости от К, Р, Ж, деталл.



Фиг. 4. Распределение осевых (1) и окружных (2) напряжений вдоль оси деталл (С=2,13).

где u' — упругая деформация обрабатываемого материала,
 u'' — упругая деформация конструкции.

Деформация u' определяется как доля упругой деформации от всей деформации и при постоянной степени пластической деформации зависит от упругих свойств материала, а u'' рассматривается как упругий прогиб стенок вала. При обработке сплошных валов u'' практически равняется нулю.

По сравнению со сплошными валами механическая схема деформирования полых валов, кроме увеличенных упругих деформаций, отличается еще измененным напряженным состоянием. При воздействии внешних деформирующих сил в вале возбуждаются два независимых поля напряжения: 1) контактные напряжения, интенсивность которых определяется интенсивностью внешней нагрузки, геометрической формой и размерами деформирующих элементов, и 2) объемные напряжения в стенках вала, интенсивность которых определяется интенсивностью внешней нагрузки и коэффициентом радиальной жесткости вала $C = r_2/r_1$ (в дальнейшем К.Р.Ж.). Таким образом, суммарные напряжения определяются как сумма интенсивностей двух полей напряжений.

В первом приближении нагрузку, действующую на полый вал, можно рассмотреть как сосредоточенную кольцевую нагрузку интенсивностью P_i , равной усилию, действующему на деформирующий элемент.

Это допущение справедливо на основе данных работы [2], по которым неравномерность окружных усилий при количестве деформирующих элементов $n = 6$ равна 1,16, а при $n = 8$ — 1,08. Здесь под неравномерностью окружных сил подразумевается соотношение N_{\max}/N_{\min} , где N — окружные сжимающие силы в стенках цилиндра. При этом в зоне контакта возбуждаются напряжения $\sigma_1 > \sigma \geq \sigma_3$ и в объеме детали напряжения $\sigma_t \geq \sigma_z > \sigma_r$. Для выражения приведенных напряжений используется теория "энергии формоизменения", так как по теории максимальных касательных напряжений для случая всестороннего сжатия приведенные напряжения получаются отрицательными,

в то время как по существу представляют собой существенно положительную величину.

Таким образом, повышенная интенсивность напряжений в зоне контакта, обуславливаемая дополнительным полем объемных напряжений, вызывает увеличение глубины и степень пластической деформации, чем и можно объяснить увеличенное изменение размеров детали в процессе обкатывания полых валов.

Для количественной оценки влияния дополнительного поля напряжений воспользуемся методикой расчета толстостенных труб, базирующейся на использовании вариационной формулы Кастилиано [3]. Учитывая введенное условие о действии сосредоточенной кольцевой нагрузки, произведем в этой методике некоторые изменения в приведенных уравнениях.

По условию методики длина нагруженного участка с равномерно распределенным давлением p равняется $a r_2$ где r_2 - радиус наружной поверхности. Задачу о сосредоточенной нагрузке можно рассматривать как частный случай при стремлении $a \rightarrow 0$, тогда как произведение $p a r_2 = P$ сохраняет постоянное значение. При этом p заменяется его выражением P/r_2 , а функции

$$Z_1(\zeta) = C [S_n(\zeta) + S_n(a - \zeta)],$$

$$Z_2(\zeta) = C [T_n(\zeta) + T_n(a - \zeta)],$$

при стремлении $a \rightarrow 0$ примут следующий вид:

$$Z_1(\zeta) = C \cdot S_n'(\zeta),$$

$$Z_2(\zeta) = C \cdot T_n'(\zeta).$$

Также условимся, что напряжения и перемещения исследуем на границах стенки вала, то есть в случаях, когда $\varphi = k$ и $\varphi = 1$.

Итак, уравнения напряжений и перемещений для внутренней поверхности вала ($\varphi = k$):

$$\begin{cases} \sigma_n = 0, \\ \sigma_z \cdot r_2 = -Z_1(\zeta) V_1''(k) - Z_2(\zeta) V_2''(k), \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_t \cdot r_2 = u \frac{E}{r_1} + \mu \sigma_z, \\ u \frac{E r_2}{r_1} = -P \frac{2}{1-k^2} + Z_1'' 2J_1 + Z_2'' 2J_2 \end{array} \right.$$

и для наружной поверхности вала

$$\sigma_r = -\frac{1}{r_2} \cdot P,$$

$$\sigma_z \cdot r_2 = -Z_1(\xi) V_1''(1) - Z_2(\xi) V_2''(1),$$

$$\sigma_t \cdot r_2 = u \frac{E}{r_2} + \mu \sigma_z - \mu P,$$

$$u \cdot E = -P \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} - \mu \right) + Z_1'' K_1 - Z_2'' K_2,$$

где $Z_1(\xi)$ и $Z_2(\xi)$ — функции только абсцисс, определяющиеся из условия минимума потенциальной энергии,

$V_1(\varphi)$ и $V_2(\varphi)$ — функция только от φ ,

$\xi = \frac{z}{r_2}$ — изменяется в пределах $-\infty < \xi < \infty$,

$\varphi = \frac{r}{r_2}$ — изменяется в пределах $k \leq \varphi < 1$, $k = r_1/r_2$,

r — текущий радиус вала,

r_1 — внутренний радиус полого вала,

r_2 — наружный радиус полого вала.

Исследования подвергались валы с наружным диаметром 64 мм и с внутренним диаметром 40, 30 и 20 мм.

Как показывают расчеты, в ходе обработки в стенках вала возникают значительные напряжения. Как правило, напряжения на внутренней поверхности превышают по величине напряжения на наружной поверхности, причем разница между этими напряжениями увеличивается при увеличении К.Р.Ж. (фиг. 2).

Окружные напряжения при малых К.Р.Ж. вала имеют примерно равные и относительно высокие значения по сечению, при $S = 1,6$ $\sigma_t \cong 0,25P$. С увеличением К.Р.Ж. величина окружных напряжений резко падает, стремясь к определенной величине, соответствующей $S = \infty$ (фиг. 3)

Однако зона влияния окружных напряжений на внутренней и наружной поверхностях разные. Так например, если на наружной поверхности значениями σ_t можно пренебречь на расстоя-

нии $z \approx 0,5 r_2$ (фиг. 4) от точки приложения нагрузки, то на внутренней поверхности еще при $z = 1,2 r_2$ $\sigma_t = 0,075P$.

Осевые напряжения характерны тем, что на наружной поверхности они сжимающие, а на внутренней поверхности растягивающие. Как и окружные напряжения с увеличением К.Р.Ж. вала они резко падают, причем σ_z на внутренней поверхности приближаются к нулю при стремлении $r_1 \rightarrow 0$, а σ_z на наружной поверхности к значениям σ_z при $C = \infty$. σ_z характерны еще тем, что в точке приложения нагрузки они имеют пик (фиг. 3), а затем быстро затухают, перейдя на наружной поверхности в растягивающие, а на внутренней в сжимающие.

При сравнении σ_t и σ_z выясняется, что в точке приложения внешней нагрузки $\sigma_z > \sigma_t$. Поэтому исследуя влияния полей объемных напряжений неправильно сперировать только окружными напряжениями, т.е. брать за основу плоское напряженное состояние.

Как видно из фиг.3, график изменения σ_{np}/P как при $\varphi = k$, так и при $\varphi = 1$ имеет одинаковый характер изменения. С уменьшением σ_{np}/P резко повышается и при $C \rightarrow 1$ $(\sigma_{np}/P) \rightarrow \infty$.

При анализе полученных данных относительно упругих перемещений выясняется аналогия закономерности изменения $(\sigma_{np}/P) = f_1(C)$ и $u \frac{E}{P \cdot r} = f_2(C)$ фиг. 2. Начиная с $C \approx 3$ упругое перемещение стремится к определенной величине u' , которая равняется упругой деформации самого металла. Уменьшение К.Р.Ж. вала приводит к быстрому возрастанию упругих перемещений и, начиная с какого-то предела, вал данным способом не обрабатывается, ввиду потери устойчивости.

На основе проведенного анализа можно сказать, что при $C > 3,2$ пластическая деформация металла обуславливается в основном контактными напряжениями, при $1,3 < C < 3,2$ пластическая деформация обуславливается сочетанием объемных и контактных полей напряжений, при $C < 1,3$ — преимущественно полями объемных напряжений.

На практике чаще всего встречаются данного типа детали в качестве штоков гидроцилиндров. Как правило их точность

задается по χ_3 , что дает большой диапазон колебания действительного размера детали. Это приводит к ухудшению качества обработки ввиду больших колебаний усилий деформирования в пределах партии, что можно объяснить результатами вышеприведенного анализа.

На основе сказанного целесообразно в случае обработки полых валов применять инструменты упругого действия или же группировать заготовки по допустимому колебанию размеров заготовки Δd_3 .

Л и т е р а т у р а

1. С.И. Г у б к и н. Пластическая деформация металлов. Т. I, М., 1961.

2. Г.А. С и д о р и н. Деформирование гидроцилиндров горных машин и механизмов. М., 1965.

3. Расчеты на прочность в машиностроении. Машиз, т.П, 1956.

J. Papstel

Some Peculiarities of Mechanical Scheme of Deformation in Burnishing the Hollow Shafts

S u m m a r y

Some peculiarities of mechanical scheme of deformation in burnishing the hollow shafts by means of multiroller burnishing units are presented in this paper.

The method of calculation of thick walled tubes based on the application of Castiliano's variational formula is used in the analysis of burnishing process. The analysis of that process shows that side by side with the contact stresses the volumetric stresses of rather high degree are formed in the tube. These stresses influence the degree of plastic deformation resulting in the mechanical properties and dimensions of burnished hollow shaft.

As a result of this paper the ways for approving the working conditions of burnishing process of hollow shafts are shown.

УДК 531.717:539.238

Р.А. Лаанеотс, Б.Я. Саар

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕСОВОГО МЕТОДА ДЛЯ АТТЕСТАЦИИ
МЕР ТОЛЩИНЫ ПЛЕНОК

Аттестация мер толщины пленок заключается в определении текущей или средней толщины пленки путем измерения ее на образцовом приборе и в выдаче документа с указанием полученных данных. При этом погрешность измерения толщины пленки на образцовом приборе включает две составляющие — погрешность образцового прибора и погрешность метода измерения. Последняя из них может иметь как систематическую, так и случайную составляющие [1]. Это обстоятельство необходимо принимать во внимание при аттестации толщины пленки на мерах.

ГОСТ 3003-58 рекомендует при аттестации мер толщины пленок применить весовой метод, где средняя толщина пленки рассчитывается по формуле

$$h_{cp} = \frac{m}{S \cdot \rho}, \quad (1)$$

где h_{cp} — средняя толщина пленки в м,
 m — масса пленки в кг,
 S — площадь, покрытая пленкой в м²,
 ρ — плотность материала пленки в кг/м³.

В ГОСТ отмечено, что погрешность определения средней толщины пленки зависит только от погрешности измерения массы пленки. Фактически предельное значение средней толщины пленки является функцией независимых переменных m , S и ρ . Поэтому диапазон рассеивания средней толщины пленки необходимо

определить полным дифференциалом функции (I) по независимым переменным

$$dh_{cp} = \frac{\partial h_{cp}}{\partial m} dm + \frac{\partial h_{cp}}{\partial S} dS + \frac{\partial h_{cp}}{\partial q} dq. \quad (2)$$

Подставляя значение частных производных в выражение (2) полного дифференциала, получим

$$dh_{cp} = \frac{1}{S \cdot q} dm - \frac{m}{S^2 \cdot q} dS - \frac{m}{S \cdot q^2} dq. \quad (3)$$

Разделив обе части уравнения (3) на h_{cp} , и заменив дифференциалы конечными приращениями, найдем относительные погрешности

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{cpm} &= h_{cp} \cdot \frac{\Delta m}{m}, \\ \Delta h_{cpS} &= h_{cp} \cdot \frac{\Delta S}{S}, \\ \Delta h_{cpq} &= h_{cp} \cdot \frac{\Delta q}{q}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

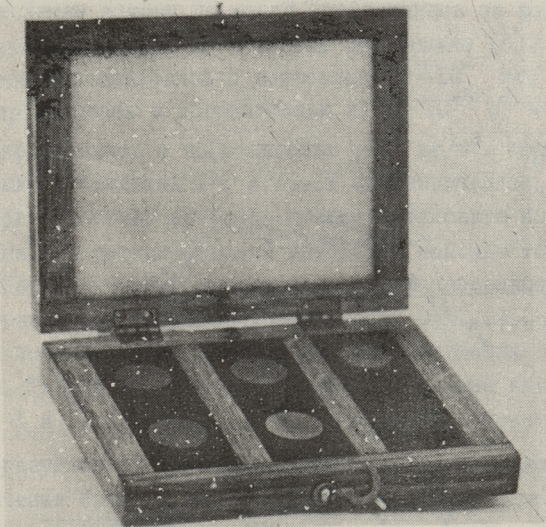
При квадратичном суммировании относительных погрешностей суммарная предельная вероятная погрешность средней толщины пленки равняется:

$$\delta h_{cp} = \sqrt{\left(\frac{\Delta m}{m} \cdot h_{cp}\right)^2 + \left(\frac{\Delta S}{S} \cdot h_{cp}\right)^2 + \left(\frac{\Delta q}{q} \cdot h_{cp}\right)^2}, \quad (5)$$

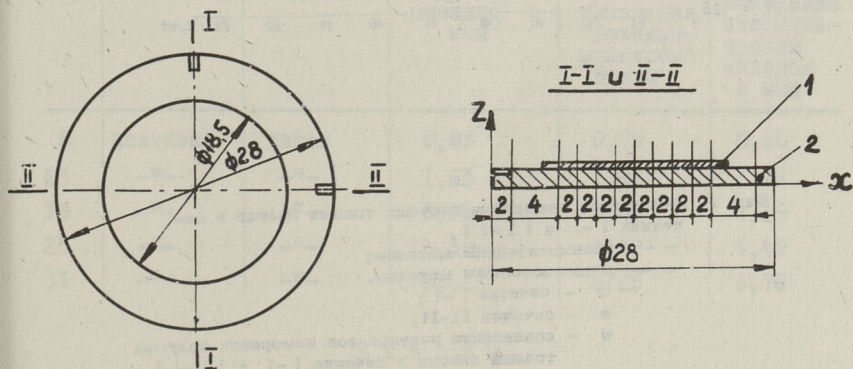
где δh_{cp} — суммарная предельная вероятная погрешность средней толщины пленки.

Из формулы (5) видно, что при определении погрешности средней толщины пленки необходимо обращать внимание на погрешности определения площади и плотности материала пленки.

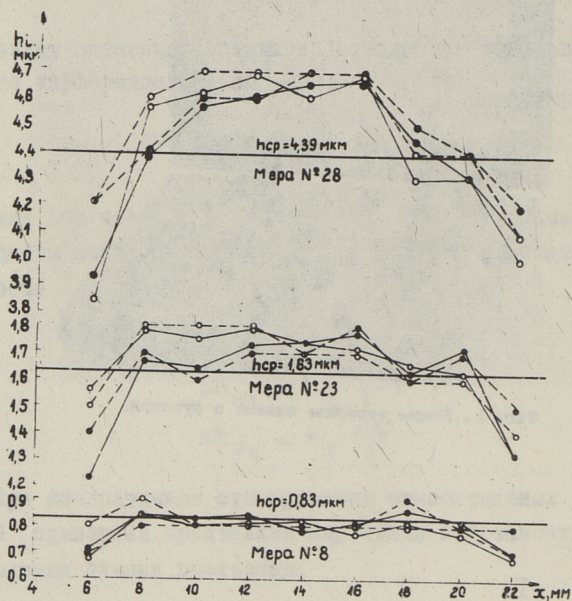
Для исследования возможности применения весового метода при аттестации мер толщины пленок, средняя толщина пленки на исследованных мерах (фиг. I) определялась тремя методами: весовым, радиоизотопным и пневматическим. При этом радиоизотопным методом с использованием толщиномера пленок "Бетамикрометр" и пневматическим методом измерялась также равномерность толщины пленки в двух сечениях (фиг.2).



Фиг. 1. Меры толщины пленок в футляре.



Фиг. 2. Схема измерения текущих толщин пленки в сечениях 1-1 и II-II.
1 - пленка; 2 - подложка.



Фиг. 3. Результаты измерения текущих толщин пленки в сечениях 1-1 и 11-11.
 --- пневматическим методом;
 — радиоизотопным методом.
 ○ - сечение 1-1;
 ● - сечение 11-11;
 ○ - совпадение результатов измерения текущих толщин пленки в сечении 1-1 и 11-11.

Средняя толщина пленки по массе определялась по формуле (1), а суммарная предельная погрешность по формуле (5). При этом масса пленки взвешивалась с погрешностью $\pm 10^{-7}$ кг, площадь пленки определялась с погрешностью $\pm 1,25 \cdot 10^{-5}$ м² и плотность пленки определялась с погрешностью $\pm 10^2$ кг/м³. Текущие толщины пленки в сечениях I-I и II-II пневматическим методом измерялись с помощью прибора, имеющего основную погрешность $\pm 0,15$ мкм, а радиоизотопным методом с помощью толщиномера пленок "Бетамикрометр", имеющего основную погрешность $\pm 0,2$ мкм при измерении толщины пленки в пределах 0,5...2,0 мкм и $\pm 0,4$ мкм при измерении толщины пленки в пределах 2,0 ... 10,0 мкм. Результаты измерения текущей толщины пленки в сечениях I-I и II-II для мер № 8, 23 и 28 приведены на фиг.3.

По результатам измерения текущих толщин пленок рассчитаны значения средних толщин пленок, которые приведены в табл. I.

Т а б л и ц а I

Средняя толщина пленки на мерах

№ мер	Материал пленки	Материал подложки	$\bar{h}_{\text{ср}}$ по методу взвешивания в мкм	\bar{h} по результатам измерения "Бетамикрометром" в мкм	\bar{h} по результатам измерения пневматическим методом в мкм
8	платина	титан	0,83	0,79	0,80
23	"-	"-	1,63	1,64	1,68
16	"-	"-	3,98	4,04	4,19
28	"-	"-	4,39	4,42	4,49
3I	"-	"-	6,62	6,25	6,76

В ы в о д ы

I. Найденная по формуле (1) средняя толщина пленки и по формуле (5) суммарная предельная погрешность характеризуют только среднего значения толщины пленки на подложке. Поэтому неравномерность пленки по толщине остается неизвестной, если при аттестации мер применен весовой метод. С другой стороны, при нанесении пленок гальваническим способом, пленки будут

всегда неравномерные по толщине. Это видно на фиг. 3, где пленки на подложках имеют выпуклую форму. Применяя эти аттестованные по массе пленки меры толщины при проверке толщиномеров пленок вводим в уравнение градуировки толщиномеров систематическую погрешность неизвестной числовой величины, так как проверка производится по текущим толщинам пленки, а отсчет толщиномеров по шкале сравнивается с аттестованной средней толщиной пленки.

2. Значения средних толщин пленок, найденные из результатов измерения текущих толщин пневматическим методом и рассчитанные по формуле (1), не совпадают. Это видно из табл. I, где средняя толщина, полученная из результатов измерения пневматическим методом, больше на величину $0,05 \dots 0,21$ мкм от значений средних толщин, полученных весовым методом.

3. Меры толщины пленок, аттестованных по массе пленки, невозможно периодически подвергать проверке.

Исходя из этих выводов, весовой метод можно считать не годным для аттестации мер толщины пленок. Применять весовой метод можно только при обычных измерениях, применяя при расчете средней толщины пленки формулу (1) и при расчете суммарной предельной погрешности средней толщины пленки формулу (5). Вместо весового метода для аттестации мер толщины пленок следует применять пневматический метод [2], так как:

1) пневматический метод позволяет измерять, как текущие толщины, так и среднюю толщину пленки в системе координат (см. фиг. 3) в единицах длины,

2) меры толщины пленок, аттестованных пневматическим методом, можно периодически подвергать проверке.

Л и т е р а т у р а

И. Е. Ф. Д о л и н с к и й. Погрешности измерений и обработка результатов измерений. Изд. Машиностроение, М., 1967.

2. М.Г. Богуславский, Р.А. Лаанеотс.
Об обеспечении единства измерений толщины пленок, "Измерительная техника", № 6, 1970.

3. ГОСТ 3003-58.

R.Laaneots, B.Saar

Untersuchung der Wiegemethode zur Eichung eines
Schichtdickenmeßmittels

Zusammenfassung

Im vorliegenden Artikel wird eine Methode zur Bestimmung des Grenzfehlers der durchschnittlichen Schichtdicken betrachtet. Es werden die Meßergebnisse der Prüfkörper bei drei verschiedenen Meßmethoden gegeben: beim Wiegen, bei der radioisotopischen und bei der pneumatischen Methode. Anhand der Meßergebnisse wurde festgestellt, daß das Wiegen bei der Eichung der Schichtdicke der Prüfkörper nicht zu empfehlen ist. Zur Eichung des Schichtdickenmeßmittels eignet sich am besten die pneumatische Methode.

УДК 531.717:539.238

Р.А. Лаанеотс

ПОВЕРКА ТОЛЩИНОМЕРОВ ПЛЕНОК

Измерение толщины металлических и неметаллических пленок в пределах от сотых долей микрометра до нескольких миллиметров производится толщиномерами пленок. При этом, с точки зрения обеспечения единства измерений толщин пленок, применяемые приборы должны быть поверены по соответствующим образцовым мерам толщины пленок.

Сущность поверки толщиномеров пленок состоит в том, что показания поверяемого толщиномера сравниваются с действительными значениями толщины пленки аттестованных образцовых мер при их измерении поверяемыми толщиномерами. При поверке толщиномеров пленок по образцовым мерам толщины пленок вносятся случайные погрешности. Образцовые меры толщины пленок, в свою очередь, поверяются по другим образцовым мерам или образцовым приборам более высокого по точности разряда также с некоторыми случайными погрешностями и т.д. вплоть до эталона метра, который является конечным звеном в последовательной цепи поверок. Таким образом переход от эталона метра к показаниям толщиномеров пленок сопровождается накоплением погрешностей. Обычно толщиномерам пленок присваивается некоторая точность, определяемая условиями их изготовления или применения. Эта точность оценивается пределом допускаемой погрешности толщиномера пленок. Отсюда возникает вопрос, какова должна быть точность образцовых мер толщины пленок и метода поверки, чтобы вносимые ими погрешности не уменьшали точности поверяемых толщиномеров пленок. По критерию ничтожных погрешностей [1],

$$\Delta h_{\text{обп}} \leq 0,3 \sqrt{[\Delta h_{\text{очн}}]^2 + \Delta h_{\text{мет}}^2}, \quad (I)$$

где $\Delta h_{\text{обр}}$ - предел погрешности образцовой меры
 толщины пленок,
 $[\Delta h_{\text{осн}}]$ - предел допускаемой основной погрешности
 поверяемого толщиномера пленок,
 $\Delta h_{\text{мет}}$ - предел погрешности метода поверки.

Погрешность метода поверки, при увеличении числа опытных точек, можно свести до такого значения, которым можно пренебречь. Тогда неравенство (I) можно представить в виде

$$\Delta h_{\text{обр}} \leq 0,3 [\Delta h_{\text{осн}}]. \quad (2)$$

При выполнении условия (2) погрешностями образцовых мер толщины пленок при поверке толщиномеров пленок можно пренебречь.

Кроме решения вышеизложенного вопроса возникает второй вопрос: сколько промежуточных образцовых мер и образцовых измерительных приборов различных разрядов может быть допущено между эталоном метра и поверяемыми толщиномерами пленок, чтобы накопившиеся погрешности не вышли из указанных пределов. Число звеньев определяется по допускаемой погрешности поверяемого толщиномера пленок и погрешности воспроизведения эталона метра, используя формулу (I).

В дальнейшем рассмотрим подробнее определения погрешностей толщиномеров пленок. Положим, что поверка толщиномеров пленок производится в условиях их нормальной работы по соответствующим образцовым мерам толщины пленок и с помощью соответствующих методов.

Так как толщиномеры пленок имеют разные шкалы: выраженные в единицах длины и условные, то их поверка производится по-разному. Рассмотрим определение погрешности толщиномеров пленок для обоих случаев

Поверка толщиномеров пленок со шкалами, выраженными в единицах длины

Поверка толщиномеров пленок со шкалами, выраженными в единицах длины (например, толщиномеры пленок типа Бетамикромметр, Бетаскоп и др.), заключается в сравнении показаний поверяемого толщиномера пленок с действительными

Значениями толщины пленки аттестованных образцовых мер. Сравнения производят в указанных точках шкалы толщиномера пленок однократно или двухкратно, если случайная составляющая погрешности поверяемого толщиномера пленок пренебрежимо мала по сравнению с возможной систематической. Многократные сравнения необходимы тогда, когда величина случайной составляющей погрешности поверяемого толщиномера пленок превышает систематическую или имеет с ней одинаковый порядок. Погрешность поверяемого толщиномера пленок найдется по формуле

$$\Delta h = h_{\text{пок}} - h_{\text{обр}}, \quad (3)$$

где Δh - погрешность поверяемого толщиномера пленок,
 $h_{\text{пок}}$ - показания поверяемого толщиномера пленок,
 $h_{\text{обр}}$ - действительное значение толщины пленки образцовой меры.

Погрешность поверяемого толщиномера пленок, найденную при нормальных условиях применения его (температура, давление, влажность и др.), называется основной. Поэтому при проверке должно быть соблюдено неравенство

$$\Delta h_{\text{осн}} \leq [\Delta h_{\text{осн}}], \quad (4)$$

где $\Delta h_{\text{осн}}$ - погрешность толщиномера пленок, найденная при нормальных условиях его применения, используя формулу (3).

Иногда, кроме основной погрешности толщиномера пленок, устанавливается дополнительная погрешность. Дополнительная погрешность - это изменение показаний толщиномера пленок, возникающее при отклонении одной из влияющих величин, например, магнитной проницаемости материала подложки, за пределы, установленные для нормального значения. Определение такой дополнительной погрешности сводится к установлению зависимости между значениями влияющей величины и отклонениями показаний поверяемого толщиномера пленок от того значения, которое она имела бы при нормальных условиях применения толщиномера пленок. Эта зависимость определяется для пределов изменения влияющей величины.

Поверка толщиномеров пленок с условной шкалой

Поверка толщиномеров пленок с условной шкалой имеет целью градуировку шкалы толщиномеров пленок, т.е. установление зависимости между показаниями толщиномеров пленок в делениях его шкалы и значением текущей или средней толщины пленки на образцовой мере, полагая, что поверка производится путем однократного измерения толщины пленки на образцовой мере

$$y = f(x), \quad (5)$$

где y - показания толщиномеров пленок,

x - текущая или средняя толщина пленки на образцовой мере.

В качестве известных зависимостей типа (5) для толщиномеров пленок являются полином вида

$$y = \alpha_0 + \alpha_1 x + \dots + \alpha_m x^m. \quad (6)$$

Определение оценок a_0, a_1, \dots, a_m неизвестных параметров $\alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_m$ обычно производится графоаналитическим методом. Однако этому методу свойственны субъективные погрешности, и он не дает возможности оценить точность найденных параметров экспериментальной формулы. Поэтому для нахождения параметров экспериментальной формулы и оценки дисперсий погрешности толщиномеров пленок целесообразно применить при поверке толщиномеров аналитические методы обработки результатов измерения с использованием способа наименьших квадратов [2,3,4], где оценки a_0, a_1, \dots, a_m неизвестных параметров $\alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_m$ определяются из требования:

$$\sum_{i=1}^n (a_0 + a_1 x_i + \dots + a_m x_i^m - y_i)^2 = \min, \quad (7)$$

которое приводит к системе уравнений относительно a_0, a_1, \dots, a_m , называемых нормальными

$$\left. \begin{aligned} c_{00} a_0 + c_{01} a_1 + \dots + c_{0m} a_m &= d_0 \\ c_{10} a_0 + c_{11} a_1 + \dots + c_{1m} a_m &= d_1 \\ - &- &- &- &- &- \\ c_{m0} a_0 + c_{m1} a_1 + \dots + c_{mm} a_m &= d_m \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Обычно показания толщиномеров пленок в пределах шкалы равноточные, т.е. в пределах шкалы дисперсия показаний толщиномеров пленок постоянная. Например, для толщиномеров пленок типа КТП-1 и ТПН-1 показывающим прибором является микроамперметр типа М24, имеющий предел допускаемой приведенной погрешности $\pm 1\%$.

Тогда

$$c_{kl} = \sum_{i=1}^n x_i^{k+l}; \quad d_k = \sum_{i=1}^n x_i^k y_i; \quad (k, l = 0, 1, \dots, m). \quad (9)$$

Решение системы (8) можно представить в виде:

$$a_l = \sum_{k=0}^m M_{kl} d_k, \quad (l = 0, 1, \dots, m), \quad (10)$$

где

$$M_{kl} = \frac{\Delta_{kl}}{\Delta}, \quad (11)$$

Δ - определитель системы,

Δ_{kl} - алгебраическое дополнение элемента c_{kl} .

Полученный в результате решения системы полином

$$y(x) = a_0 + a_1 x + \dots + a_m x^m, \quad (12)$$

представляет собой аппроксимацию полинома (6) по способу наименьших квадратов.

Полученные показания поверяемого толщиномера пленок y_i можно представить в виде

$$y_i = y(x_i) + \delta_i, \quad (13)$$

где $y(x_i)$ - неизвестное значение функции (6),

δ_i - случайная погрешность i -го показания толщиномера пленок.

Считая, что случайные величины δ_i независимы и подчиняются нормальному распределению, тогда статистическая оценка погрешности функциональной зависимости определяется по формуле

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (a_0 + a_1 x_i + \dots + a_m x_i^m - y_i)^2}{n - (m+1)}. \quad (14)$$

Средняя квадратическая погрешность s функциональной за-

зависимости (I2) складывается из ряда составляющих [5]: средней квадратической погрешности образцовых мер толщины пленок, средней квадратической погрешности показаний толщиномеров пленок и средних квадратических погрешностей определения коэффициентов a_0, a_1, \dots, a_m . Этот ряд составляющих погрешностей можно разделить на погрешности, зависящие от средств поверки и поверяемого толщиномера пленок и на погрешности, зависящие от метода поверки.

Для поверки толщиномеров пленок рекомендуется применять образцовые меры толщины пленок, погрешность которых меньше предела допускаемой погрешности поверяемого толщиномера пленок (см. формула (2)) и метод поверки, погрешность которого можно было бы пренебречь. В этом случае $s \approx s(y)$, т.е. образцовые меры толщины пленок выбраны верно и применяемая методика поверки и обработки результатов измерения толщины пленки при поверке не вносят дополнительной погрешности. При этом условии полученная по формуле (I4) s^2 характеризует погрешность показания поверяемого толщиномера пленок. По показаниям толщиномера через найденную градуировочную характеристику определяется толщина пленки x . Поэтому оценка погрешности толщиномера пленок находится по формуле

$$s(x) = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{dy}{dx}\right)^2} s^2}. \quad (I5)$$

Найденное значение $s(x)$ позволяет установить доверительный интервал и предельную погрешность толщиномера пленок

$$\Delta p \% = \pm t \cdot s(x), \quad (I6)$$

но только при условии, что доверительная погрешность $P\%$ регламентирована нормативной документацией. Значение t находится по таблицам Стьюдента.

По результатам исследования толщиномеров пленок установлено, что характерными градуировочными кривыми являются полиномы вида (6), у которых $m = 1, 2$ и 3 . Из них значения $m = 2$ и 3 не желательны. При разработке толщиномеров пленок необходимо применять линейную связь, где $m = 1$.

Для некоторых толщиномеров пленок показания могут быть в пределах шкалы неравноточные, причем дисперсия показаний

пропорциональна x_i , т.е.

$$\frac{s(y_i)^2}{x_i} = \text{const.} \quad (17)$$

В этом случае вводят вес i -го показания, который определяется по формуле

$$p_i = \frac{\text{const}}{s(y_i)^2} = \frac{1}{x_i}. \quad (18)$$

Далее в системе нормальных уравнений (8) вместо коэффициентов $\sum_{i=1}^n x_i^{k+l}$ и $\sum_{i=1}^n x_i^k y_i$ будут $\sum_{i=1}^n p_i x_i^{k+l}$ и

$\sum_{i=1}^n p_i x_i^k y_i$. Соответственно изменяются и элементы всех определителей, но вид формул, в которые они входят, сохраняется. Таким образом, формула (14) будет иметь вид

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n p_i (a_0 + a_1 x_i + \dots + a_m x_i^m - y_i)^2}{n - (m + 1)} \quad (19)$$

Обработка результатов измерений при поверке толщиномеров пленок способом наименьших квадратов даже при двух неизвестных (линейная зависимость $m = 1$) представляет задачу, требующую громоздких вычислений. Однако современные электронно-вычислительные машины решают эту задачу быстро.

В ы в о д ы

Изложенная методика поверки дает возможность ввести единообразие в практику поверки толщиномеров пленок и составления их градуировочных характеристик. Это позволяет сравнивать между собой различные по принципу действия и конструктивному исполнению толщиномеры пленок и тем самым обеспечить единство измерений толщин пленок.

Л и т е р а т у р а

1. М.Ф. М а л и к о в. Основы метрологии. Стандартгиз, М., 1949.

2. Е.Ф. Д о л и н с к и й. Погрешности измерений и обработка результатов измерений. Изд. Машиностроение, М., 1967.

3. Н.В. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский. Курс теории вероятности и математической статистики. Изд. Наука, М., 1969.

4. О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. Обработка результатов наблюдений. Изд. Наука, М., 1970.

5. Б.С. Дубов, Н.М. Копытин. Оценка достоверности результатов измерения. Измерительная техника, №12, 1969.

R.A. Laaneots

Eichung der Schichtdickenmesser

=====

Z u s a m m e n f a s s u n g

Im Artikel werden die Gesamtlagen und die Eichmethode der Schichtdickenmesser wie mit den Skalen in Längeneinheit, so auch mit den bedingten Skalen beschrieben.

Beschriebene Eichmethode läßt die Einheitlichkeit der Eichung der Schichtdickenmesser in die Praxis einführen und ihre Graduierungscharaktere verfassen.

УДК 621.9.06-85-52

В.А. Лешенко, В.И.Реэдик

ПУТИ СОЗДАНИЯ ТОЧНЫХ И НАДЕЖНЫХ СИСТЕМ
ЧИСЛОВОГО УПРАВЛЕНИЯ СТАНКАМИ НА ОСНОВЕ
РЕЛЕЙНОГО ПНЕВМО (СТРУЙНО)-ГИДРАВЛИЧЕ-
СКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА

Одним из перспективных направлений по созданию систем с числовым управлением (СЧУ) является разработка пневмо-гидравлических позиционных струйных систем числового управления (ПССЧУ) и применение дискретных способов управления приводом [2].

Целью настоящей работы являлось исследование возможностей создания ПССЧУ, предназначенной в первую очередь для сверлильных станков, которая при высокой надежности и точности $\pm 0,025$ мм и выше имела бы достаточное быстродействие, низкую стоимость и малые эксплуатационные расходы. Точность $\pm 0,025$ мм достаточна для 85 % деталей машиностроительного производства, требующих выполнения сверлильных операций [3].

Разработка системы требовала исследования и решения следующих проблем:

1. Выбор рациональной структуры ПССЧУ, с учетом специфики струйных элементов и требований к системе (точность, быстродействие, характер переходного процесса, стоимость и т.д.).

2. Выбор схемы дискретного струйного датчика положения в зависимости от требуемой точности измерения.

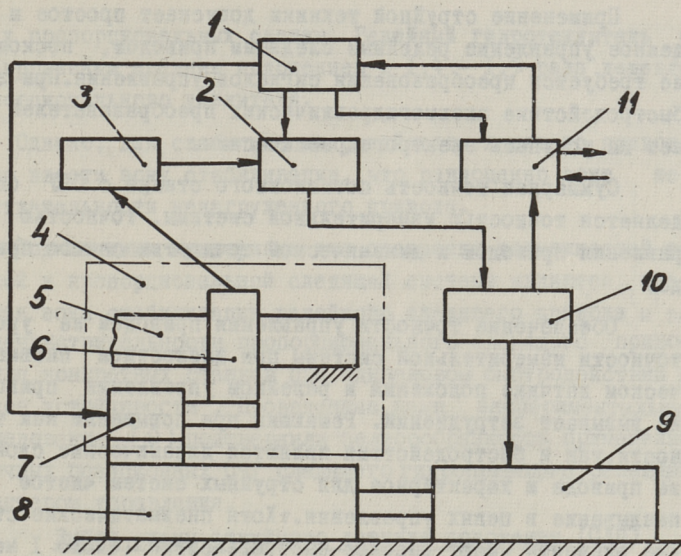
Выбор структуры ПССЧУ

Построение рациональной структуры ПССЧУ основывается на максимальном использовании функциональных преимуществ струйных элементов, в сочетании с соответствующим выбором схемы датчика положения и способа управления приводом. Проведен сравнительный анализ конструкции и опыта внедрения всех известных опытных ПССЧУ. Накоплен известный опыт при создании и внедрении первого в СССР сверлильно-фрезерного станка с ПССЧУ [2].

На настоящем этапе развития ПССЧУ более целесообразны системы с покадровым считыванием программы с перфоленты, отличающиеся простотой и высокой помехоустойчивостью.

Создано компактное, простое и надежное струйное покадровое считывающее устройство [2]. Покадровое считывание при абсолютной системе измерения с кодированным выходом датчика исключает необходимость образования промежуточной памяти. Основные логические функции реализуются одноктактным вычислительным блоком сравнения, логическим преобразователем датчика и блоком управления скоростей. При этом пневматическая струйная дискретная техника позволяет строить схемы с меньшим количеством элементов по сравнению с электроникой.

Целесообразная структурная схема ПССЧУ приведена на фиг. 1. Программа работы станка, координаты и технологические команды для отдельных переходов записываются в виде последовательных кадров на перфоленте. Пневматическое считывающее устройство I осуществляет одновременное считывание информации всего кадра. От считывающего устройства информация поступает в блок сравнения 2, на привод внутришагового перемещения 7 и в блок цикловой автоматики II, осуществляющей стыковку системы со станком. Одновременно в блок сравнения подается от струйного датчика положения 4 информация о фактической координате, которая в логическом преобразователе 3 преобразуется в код записи информации. Преобразование вызвано необходимостью применения схем обеспечения однозначности считывания шкалы датчика.



Фиг. 1. Структурная схема ПССЧПУ:

1 - пневматическое струйное показывающее устройство; 2 - блок сравнения; 3 - логический преобразователь датчика; 4 - пневматический струйный датчик положения; 5 - шкала; 6 - блок сопел; 7 - привод внутришагового деления; 8 - рабочий стол; 9 - гидрочилндр; 10 - блок управления скоростями; 11 - блок цикловой автоматики.

Требование максимальной простоты и надежности логической системы обеспечивается релейным выходом блока сравнения на всех ступенях скорости, указывающим лишь направление рассогласования. С выхода блока сравнения снимаются сигналы "меньше", "равно" и "больше", которые передаются в блок управления скоростями 10. В позиционных станках с СЧУ скорости перехода к следующей координате достигают 10м/мин. Близкое к оптимальному по быстродействию позиционирование обеспечивается постепенным снижением скорости. Для исключения перебега требуемой координаты сигналы "равно" при переключениях с большей скорости подаются с некоторым опережением.

Применение струйной техники допускает простое и надежное управление релейным следящим приводом, поскольку не требуется преобразования сигналов управления. При этом быстродействие пневмогидравлических преобразователей может не уступать электрогидравлическим.

Суммарная точность позиционного станка с СЧУ определяется точностью измерительной системы, точностью управления приводом и динамической точностью самого привода.

Обеспечение точности управления приводом на уровне точности измерительной системы при дискретном пневматическом датчике положения и релейном управлении приводом не вызывает затруднений. Решающим при повышении как точности, так и быстродействия являются динамические свойства привода и характерное для струйных систем чистое запаздывание в цепях управления. Хотя пневматические струйные элементы имеют высокое быстродействие (около 1 мсек), запаздывание в блоке сравнения, в логическом преобразователе датчика и в длинных коммуникационных каналах между станком и пультом управления может быть значительным (до 0,1 сек) [2]. Поэтому для достижения высокой динамической точности нужно выбирать решение, обеспечивающее минимальное запаздывание в цепи управления, особенно на последнем этапе позиционирования (на ползучей скорости).

Сложной проблемой являлось сопоставление возможностей релейной и пропорциональной гидравлических следящих систем на ползучей скорости позиционирования.

Пропорциональные следящие системы требуют более высокой точности изготовления, тщательной калибровки отдельных элементов, имеют неизбежный дрейф нуля, зону нечувствительности от нагрузки и гистерезис, они чувствительны к загрязнениям и температуре. В этих системах получить точность выше $\pm 0,01$ мм затруднительно.

В релейных следящих системах формирование сигналов управления проще. У них более технологичен усилитель, поскольку не требуется высокой осевой точности изготовления золотниковой пары. Простота конструкции, нечувствительность к загрязнениям и облитерации, исключение опасности заклинивания золотника обеспечивают большую надежность,

чем у пропорциональных систем. Релейный гидроусилитель с фиксированным средним положением в 1,4 - 1,5 раза дешевле пропорционального усилителя.

Однако, для стабилизации релейного следящего привода нужно ввести зону стабилизации, что равноценно зоне нечувствительности ненагруженного привода.

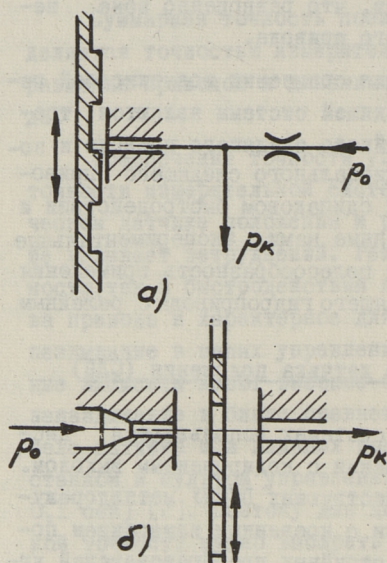
Подходящими критериями для сравнения возможностей релейной и пропорциональной следящей системы являются требуемая зона стабилизации релейного следящего привода и зона нечувствительности пропорционального следящего привода для конкретных станков при одинаковом быстродействии и запасе устойчивости. Проведенные нами экспериментальные исследования [9] подтвердили целесообразность применения в точных позиционных СЧУ следящего гидропривода с релейным характером управления.

Выбор схемы струйного датчика положения (СДП)

Почти во всех известных системах используются дискретные СДП абсолютного измерения с кодированным выходом. Большее распространение в существующих ПССЧУ металлорежущими станками получили датчики с косвенным измерением положения в виде бесконтактных струйных преобразователей угла поворота ходового винта в цифровой пневматический код. Такие датчики обычно реализуются в виде диска с кодовой маской [2], в которых используется прямое (фиг. 2,а) либо обратное (фиг. 2,б) считывание. Прямое считывание обеспечивает большее быстродействие и точность, но обладает меньшей надежностью из-за возможности засорения приемного сопла.

Ротативные датчики построены по принципу увеличения перемещения и поэтому сглаживаются неточности, возникающие от рассеивания давления срабатывания и отпускания приемных логических элементов. Сглаживаются также неточности от гистерезиса самого аэродинамического эффекта, заложенного в основу датчика. Но ротативные датчики имеют недостаточную точность из-за погрешностей изготовления пары винт-гайка, зазоров и винтовой пары и в подшипниках. Для точности выше 0,1 мм нужно применять качественную шариковую винтовую пару. Низкую точность имеют и датчики, в которых используется зубчато-реечная пара для преобразо-

вания перемещения рабочего органа во вращение кодового диска.



Фиг. 2.
 Принципы построения дискретных пневматических струйных датчиков положения:
 а) обратное считывание;
 б) прямое считывание.
 p_0 - давление питания, p_k - выходное давление (сигнал управления).

Анализ показывает, что при длине перемещений свыше 500 мм, точность свыше $\pm 0,03$ мм экономичнее достигается прямым методом измерения координаты, т.е. с помощью линейного датчика, где система измерения полностью отделена от привода.

Известно несколько систем с линейными датчиками, однако попытки разработать струйный линейный датчик, удовлетворяющий требованиям точности, технологичности и надежности в эксплуатационных условиях, не увенчались успехом. Конструкция линейного датчика, описанного в работе [5], базируется на точной шкале, образованной прямоугольными впадинами шириной 0,125 мм и шагом 0,25 мм. Метод считывания обратный и деление шага осуществляется рядом из 10 сопел, линия центров которых установлена наклонно в пределах шага (разрешающая способность 0,025 мм). Недостатком датчика является высокая трудоемкость изготовле-

ния миниатюрной точной шкалы и необходимость сохранения зазора между соплами и шкалой с точностью одной сотой миллиметра, что очевидно невозможно выдержать без специальных направляющих в самом датчике. Известна система [7], где в качестве датчика точного отсчета используется рейка с прямоугольными зубьями с крупным шагом и введен привод внутришагового деления. Шкала ощупывается двумя соплами, сдвинутыми на половину шага. Требуется высокая точность изготовления обеих сторон профиля шкалы. В координатном столе с ПССЧУ Fluidic 220 [4] для точного позиционирования применен гидравлический следящий привод с плоским золотником, где одной половиной является базовая шкала с точно расположенными углублениями, а другой — двухкромочный золотник, перемещаемый приводом внутришагового деления. Создана аналогичная пневматическая система [6]. Недостатком последних систем является трудоемкость изготовления точной шкалы с углублениями и недостаточная точность позиционирования.

Разрешающая способность пневматических линейных датчиков без привода внутришагового деления ограничивается при обратном считывании величиной 0,025 мм, а при прямом методе — примерно 0,1 мм. В последнем случае ограничением не является точность аэродинамического эффекта, а конструктивные и технологические трудности при делении шага шкалы из-за сравнительно большого диаметра сопел (обычно не ниже 0,5 мм).

Поэтому высокоточные линейные пневматические датчики положения целесообразнее построить, применяя шкалу с крупным шагом и приводом внутришагового деления. Кодовая шкала такого линейного датчика 5 (фиг. 1) может представлять собой металлическую линейку, в которой в соответствии с принятой системой кодирования прорезаны пазы. Чувствительная система линейного датчика в этом случае будет состоять из нескольких рядов соосно расположенных питающих и приемных сопел (см. фиг. 2, б), расставленных в блоке 6 в соответствии с выбранной системой считывания. Перемещение блока сопел в пределах разрешающей способности шкалы осуществляется приводом внутришагового деления 7. Однако для достижения высокой точности пришлось изыскать точный аэродинамический

эффект, поскольку погрешности взаимодействия струи со шкалой в этом случае уже непосредственно определяют точностные характеристики датчика.

Проведены экспериментальные исследования аэродинамических эффектов, возникающих при взаимодействии ламинарной струи воздуха со шкалой датчика [8]. Выяснилось, что лучшим образом удовлетворяет требования высокоточных СДП эффект высокочувствительной турбулизации струи (точность $\pm 0,55$ мкм).

Для экспериментальной проверки целесообразности принятой структуры ПССЧУ в целом, доводки динамических характеристик элементов и их стыковок в замкнутой, дискретной следящей цепи, а также для исследования динамической точности релейного следящего привода с гидроцилиндром, построен макет системы [9]. На макете удалось получить точность позиционирования до ± 1 мкм [9].

Результаты исследований макета ПССЧУ показали, что струйные системы с применением гидравлического следящего привода с релейным характером управления являются эффективными средствами автоматизации оборудования с позиционным характером работы (сверлильные и клепальные станки, работы и т.п.).

Л и т е р а т у р а

1. Л.А. Э а л м а н з о н. Теория элементов пневмоники. М., "Наука", 1968.

2. В.А. Л е щ е н к о, Ю.С. П о ч т а р ь, А.А. Е р ш о в. Струйная пневмоавтоматика - эффективное средство автоматизации станков. "Станки и инструмент", № 5, 1969, стр. 3-5.

3. Drilling requirements surveyed. Metalwork Product, 111, No 43, 1967.

4. Plessey first with fluidic NC. Metalworking Production, 111, No 50, 1967.

5. R. S h a r p, A. M c C l i n t o c k. A fluidic absolute measuring system. Instrument Practice, 22, No 1, 1968.

6. Système de commande de position, notamment pour machines-outils [The Plessey Co. Ltd.] Франц. пат., кл. B23q, G01b, G05b, № I5428I8, I8.I0.68.

7. V. U r b a n. Pneumatické odměřovací zařízení. Пат. ЧССР, кл. 49b, 4/05, (B23c), I II90I7, I5.07.66.

8. В.А. Л е щ е н к о, В.И. Р е э д и к. Выбор параметров чувствительных элементов высокоточного пневматического струйного датчика положения для систем числового управления станками. Сб. статей по машиностроению УШ. Труды ТПИ, серия А, № 3I7, I97I.

9. В.А. Л е щ е н к о, В.И. Р е э д и к. Исследования релейного пневмо(струйно)-гидравлического следящего привода позиционной системы числового управления. Сб. статей по машиностроению УШ. Труды ТПИ, серия А, № 3I7. I97I.

V.Leshchenko, V.Reedik

The Ways of the Creation of the Precise and Reliable
Machine-Tool Numerical Control on the Basis of Pneumo
(Fluidic)- Hydraulic on-off Servo

S u m m a r y

The problems of the choice of a fluidic numerical control structure and of a position sensor for middle drills with the precision of $\pm 0,025$ mm and more are considered. The expediency of the application of a linear discrete position jet sensor and of a hydraulic servo with the on-off control is shown.

УДК 621.9.06-85-52

В.А. Лещенко, В.И. Реэдик

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЛЕЙНОГО ПНЕВМО(СТРУЙНО)-
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА ПОЗИЦИОННОЙ
СИСТЕМЫ ЧИСЛОВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Создание оборудования, оснащенного системами числового управления (СЧУ) является одним из основных направлений развития автоматизации производственных процессов. Наряду с электронными системами все большее развитие получают пневмогидравлические позиционные струйные системы числового управления (ПССЧУ), где все логические действия в системе управления осуществляются пневматическими струйными элементами, а на выходе применяется гидропривод.

Максимальное упрощение структуры ПССЧУ достигается при прямом управлении приводом от блока сравнения на всех ступенях скорости [2], [6]. Характерным для такого метода управления является наличие на выходе логического блока сигналов трехпозиционного реле, выдаваемых со свойственным для струйных систем запаздыванием относительно сигналов датчика положения.

Целью настоящей работы являлось исследование возможностей создания пневмо(струйно)-гидравлического релейного следящего привода для ПССЧУ средними металлорежущими станками нормальной и повышенной точности.

Разработка привода выявила необходимость решения следующих проблем:

1. Выбор между гидромотором и цилиндром в случае применения линейного датчика положения

В станках повышенной точности целесообразнее применить линейный струйный датчик положения [5, 6],

что допускает применение обоих вариантов привода. С точки зрения жесткости и быстродействия при длинах перемещений средних станков, достигающих 800...1000 мм, привод с гидромотором лучше. Однако для исключения влияния износа и зазоров в паре винт-гайка нужно уже в станках нормальной точности ($\pm 0,05...0,025$ мм) применить дорогостоящую шариковую винтовую пару. Анализ существующих станков показывает, что граница удачного применения гидроцилиндров в СЧУ достигает длины хода до 750 мм. Накоплен опыт применения в копировальных системах цилиндров $\varnothing 90...180$ мм с длиной хода до 1500 мм, что, видимо, можно распространять и на приводы для станков с СЧУ. Как будет показано ниже, более дешевый привод с гидроцилиндром при релейном следящем управлении имеет достаточно приемлемые характеристики и по стоимости и точности является оптимальным решением для ПССЧУ сверлильными станками.

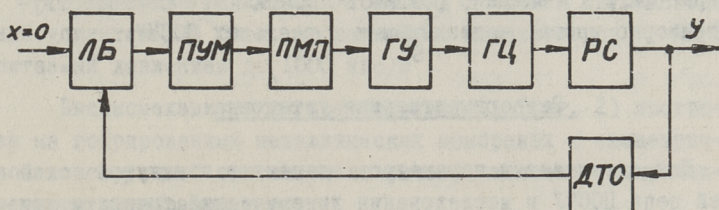
2. Определение конструкции направляющих

Трение в направляющих имеет решающее влияние на динамическую точность привода СЧУ. Для увеличения чувствительности привода следует свести трение в направляющих к минимуму. Вместе с тем гидравлические следящие системы, особенно релейные, имеют малое собственное демпфирование и переход на направляющие с уменьшенной силой трения требует введения дополнительного демпфирования, что усложняет систему. Учитывая простоту и малую стоимость направляющих скольжения, представляет значительный интерес определение критерия применимости их в качестве основного демпфирующего средства в условиях релейного следящего управления сравнительно нежестким приводом.

3. Выбор основных параметров элементов замкнутого следящего контура ПССЧУ (см. фиг. I)

Пока не существует достаточно точных методов расчета цепей со струйными элементами, причем созданию обобщенных методов расчета препятствует своеобразие процессов, сопутствующих работе каждого типа элемента. Недостаточно разработаны проблемы оптимальной стыковки струйных систем

с гидроусилителями. Для проектирования системы как правило нужно создать макет и его экспериментально довести.



Фиг. 1. Структурная схема макета ПССЧУ:

ЛБ - логический блок (имитация); ПУМ - пневматический усилитель мощности; ПМП - пневмомеханический преобразователь; ГУ - гидравлический усилитель; ГЦ - гидроцилиндр; РС - рабочий стол; ДТО - датчик точного отсчета положения.

Трудной задачей оказался выбор параметров цилиндра. Вопросы применения длинных гидроцилиндров при релейном следящем управлении, в условиях направляющих скольжения большой инерционной нагрузки и значительного запаздывания в цепи обратной связи пока практически не разработаны. Чтобы обеспечить возможность максимального обобщения результатов эксперимента, представлялось рациональным выбрать исходные параметры привода на границе общепринятого перехода от гидроцилиндра к гидромотору для пропорциональных следящих систем.

Максимальная масса стола выбрана равной 700 кг, которую можно считать предельной для позиционных станков средних размеров.

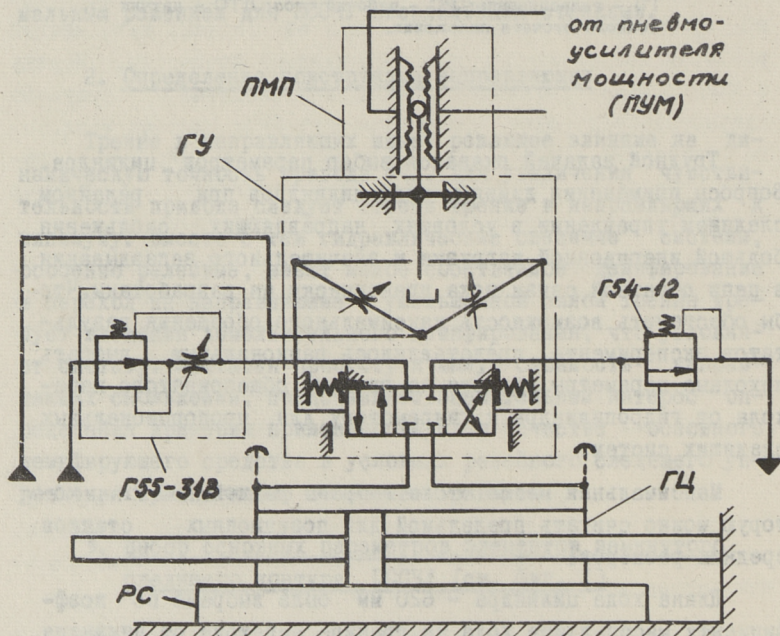
Длина хода цилиндра - 620 мм была выбрана по коэффициенту масса-длина хода на границе перехода от цилиндра к мотору, равному $350 \div 450$ кг·м [3]. Диаметр цилиндра был выбран из соображений величины собственной частоты. Рекомендуются [4], чтобы замкнутая система станков с СЧУ отработывала частоту $10 \div 15$ гц, чему соответствует безопасная собственная частота элементов контура, приблизительно $40 \div 60$ гц. С учетом этих соображений площадь порш-

ня выбрана равной 55 см^2 , что допускает при соответствующем выборе давлений достичь собственной частоты цилиндра с рабочим столом около 40 гц.

Чистое запаздывание в контуре управления до гидроцилиндра (фиг. 1) выбрано равным 50 мсек, что соответствует примерно уровню запаздывания в реальных ПССЧУ.

Экспериментальная установка

Для оптимизации параметров элементов замкнутой следящей цепи ПССЧУ и исследования динамической точности привода построен макет системы. Структурная схема макета приведена на фиг. 1, а пневмогидравлическая схема привода на фиг. 2.



Фиг. 2. Пневмогидравлическая схема привода макета ПССЧУ (обозначения см. фиг. 1).

В качестве струйных элементов в логической системе были использованы многофункциональные пневмисторы МП-2. Реальный логический блок заменен устройством имитации задержки сигнала.

В качестве усилителей мощности применен двухкаскадный усилительный блок, собранный из пневмисторов МП-2, питаемый давлением до 1000 кгс/м^2 .

Пневмомеханический преобразователь (фиг. 2) построен на гофрированных металлических мембранах с симметричной конструкцией относительно рычага заслонки гидравлического преобразователя.

Гидравлический усилитель построен на базе двухкаскадного релейного электрогидравлического преобразователя ПЭГ-Р Харьковского з-да "Теплоавтомат". Первый каскад гидроусилителя выполнен в виде сопла и заслонки, а во втором каскаде применены пружины и геометрическая фиксация среднего положения золотника при помощи тарелок, прижимаемых к торцам втулки.

Направляющие скольжения рабочего стола шабрены, с удельной нагрузкой $0,425 \text{ кгс/см}^2$ и отношением длины к ширине 16,5. Смазка периодическая, маслом "Индустриальное 30".

В основу дискретного позиционного датчика заложен эффект высокочувствительной турбулизации ламинарной струи воздуха заслонкой [5]. Приемный струйный логический блок встроен прямо в блок позиционного датчика.

Гидравлическая система состоит из насосной станции (предельное давление 50 бар) с отдельными насосами питания обоих каскадов преобразователя. Ограничение и регулировка расхода на режиме ползучей скорости осуществляется регулятором скорости Г55-31В, а подпор давления на сливе - переливным золотником Г54-12. Были исследованы варианты системы как с регулятором на входе (показан на схеме фиг.2), так и на выходе.

Рабочая жидкость - масло индустриальное 20 в вязкость 17,8 сст при $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Система автоматической регулировки температуры рабочей жидкости поддерживает заданную температуру с точностью $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Питание пневмосистемы осуществляется от пылесоса через фильтр, построенный на базе ткани Петроансва.

Для регистрации пневматических сигналов низкого давления использовались пневмосупы ПШ-12, разработанные в Институте проблем управления (Москва). Для регистрации перемещений в элементах системы и рабочего органа построены специальные индуктивные датчики. Давления измерялись тензодатчиками, выполненными в виде тонкостенных цилиндров.

Результаты исследования и оптимизации
элементов замкнутой следящей цепи макета
ПССЧУ

Одновременно с увеличением быстродействия элементов, особое внимание уделялось обеспечению дискретного характера распространения сигнала во всей цепи, нейтрализации "нечетких" элементов в дискретном понимании, а также достижению временной симметричности срабатывания и отпускания отдельных элементов цепи. Такая доводка цепи позволяет упростить расчет систем и исключить искажения частотного сигнала. Сигналы в струйных блоках распространяются с возрастающей задержкой и искажаются на величину суммы разниц срабатывания и отпускания элементов, а возникающая временная несимметричность ведет на высоких частотах к значительному увеличению, либо к полной потере сигналов.

I. Исследования показали, что датчик положения, основанный на эффекте высокочувствительной турбулизации ламинарной струи заслонкой, обладает высокими динамическими качествами. При расстоянии между заслонкой и приемным соплом 3 мм, его временная несимметричность не превышает 0,4 ... 0,6 мсек. При согласовании выходных сигналов датчика с приемными логическими элементами в быстродействующих системах следует избегать нарушения исходной настройки элементов (установка ограничивающих дросселей в каналы управления, вывод дросселя для регулировки гистерезиса), поскольку при этом возникает временная несимметричность, которая может в несколько раз превысить время срабатывания исходного элемента.

2. Установлены условия распространения сигнала дискретного характера в коммуникационных каналах ϕ 3 мм (полихлорвиниловая трубка толщиной стенки 0,5 мм) при длине трубопроводов до 4 м, что соответствует примерно максимальному расстоянию между станком и пультом управления. При достаточной мощности сигнала (питание элементов МП-2 давлением не ниже 175...200 кгс/м²) создаются условия, при которых аperiodические процессы и силы трения в трубопроводе не ослабляют релейный фронт головной волны, распространяющейся приблизительно со скоростью звука, ниже давления срабатывания приемного логического элемента. Для больших расстояний целесообразнее установить промежуточные усилители по пути следования сигнала. Для передачи маломощных (обычно ниже 0,0025 вт) сигналов позиционного датчика на базе ламинарной струи, приемные усилители нужно установить прямо на датчике.

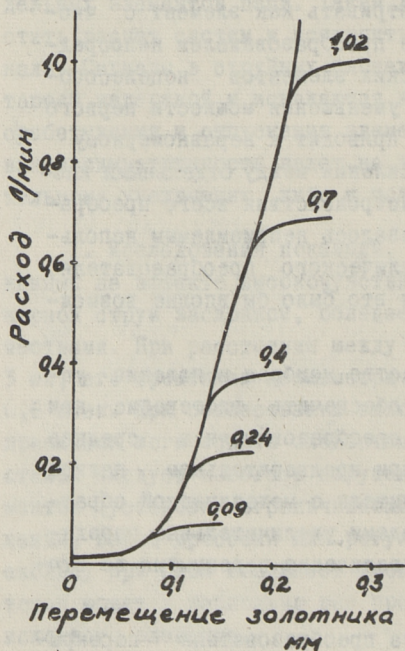
3. Быстродействие пневмомеханического преобразователя (ϕ мембран 50 мм) при наличии струйного усилителя мощностью не менее 0,1 вт достигает 5 мсек. При ходе не более 0,1 мм можно его рассматривать как элемент с чистым запаздыванием. Управление преобразователем непосредственно от маломощных логических элементов нецелесообразно, поскольку это требует уменьшения мощности первого гидравлического каскада, что приводит к неравномерному распределению коэффициента усиления между отдельными каскадами и ведет к занижению быстродействия всего преобразователя. По этой причине оказалось неприемлемым использование однокаскадного гидравлического преобразователя, хотя по коэффициенту усиления это было бы вполне возможно.

Из-за неодинакового качества мембран и явления упругого последействия трудно обеспечить гистерезис при возврате пневмомеханического преобразователя в среднее положение ниже 0,01 мм даже при предварительном натяге мембран. Поэтому у гидроусилителя с механической обратной связью между обоими каскадами, увеличительные передачи между каскадами требуют увеличения перекрытия во втором каскаде.

У исследованного варианта преобразователя перекрытие может быть уменьшено, но система фиксации золотника

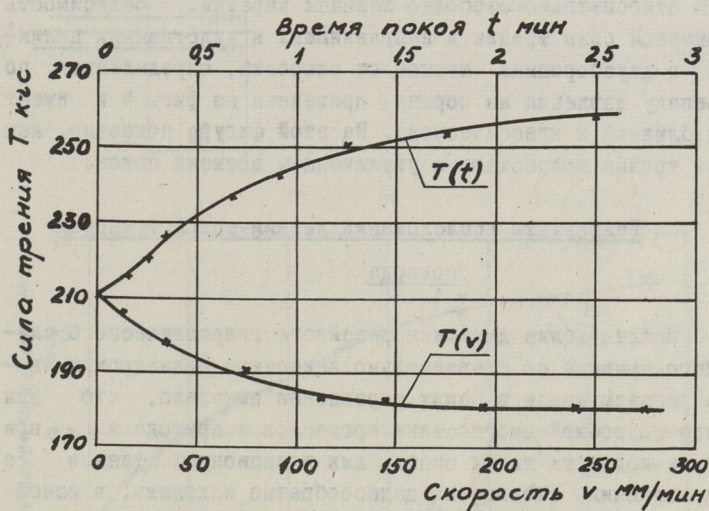
в среднем положении при помощи прижимных тарелок и пружин (фиг. 2) увеличивает объемы масла под торцами золотника. Хотя и предварительный натяг пружины вызывает появление значительной зоны нечувствительности по перепаду давления на золотнике, по быстрдействию гидроусилители с механической обратной связью между каскадами и подпружиненным золотником почти одинаковые. Однако, вариант с подпружиненным золотником более прост в изготовлении. Запоздывание таких пневмогидравлических преобразователей вместе с пневматическим усилителем мощности можно получить ниже 10 мсек.

Термин "релейное следящее управление" в гидравлических системах является обычно относительным понятием, поскольку релейность зависит от конструкции преобразователя. Статическая расходная характеристика золотника (фиг. 3) до насыщения имеет наклон, особенно при круглых окнах золотника.



Фиг. 3. Расходные характеристики гидроусилителя для различных производительностей источника питания при резерве перепада давления на кромках золотника 25 бар (диаметр золотника 16 мм, окна во втулке - 8 отверстий \varnothing 2,5 мм).

Чем больше резерв перепада давления на золотнике, выше быстродействие гидроусилителя, больше ход золотника и меньше расход, тем ближе будет характеристика системы к релейной. Хотя строгое требование релейности нецелесообразно, увеличение быстродействия и пропускной способности гидроусилителя требует возврата к прямоугольным окнам. Из-за низких требований к качеству и точности выполнения расчетов во втулке при релейном характере управления, применение прямоугольных окон нельзя рассматривать как технологическую трудность.



Фиг. 4. Зависимость суммарной силы трения в направляющих скольжения и в гидроцилиндре от ползучей скорости - $T(v)$ и от времени покоя - $T(t)$ (удельная нагрузка - $0,425 \text{ кгс/см}^2$; отношение длины направляющих к их ширине 18,5; смазка - периодическая маслом индустриальное 30; направляющие шабренные).

Вопросы оптимизации параметров пропорциональных преобразователей с прямоугольными окнами достаточно разработаны. На их [1] базе можно разработать методику выбора параметров релейных преобразователей.

4. Использование силы трения для демпфирования привода предполагало более точное определение ее зависимости от скорости движения и от времени покоя. Несмотря на многие фундаментальные исследования величин усилия трения в направляющих скольжения, пока невозможно сделать точную количественную оценку для данного конкретного случая. После регулировки направляющих сила трения повышалась на 65 % относительно свободно лежащей каретки. Зависимость суммарной силы трения в направляющих и уплотнениях цилиндра с двусторонним штоком от скорости, определенная по перепаду давления на поршне, приведена на фиг. 4 и имеет вид, близкий к классическому. На этой фигуре показано, как сила трения возрастает с увеличением времени покоя.

Результаты исследования динамической точности привода

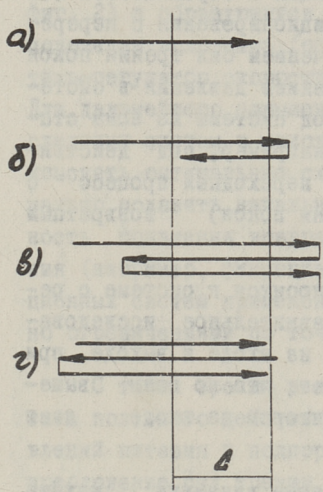
Исследование динамики релейного гидравлического следящего привода со сравнительно жестким цилиндром и чистым запаздыванием в цепях управления показало, что для более подробной диагностики процессов в приводе и при оценке годности таких систем для позиционных станков с направляющими скольжения целесообразно исходить, в основном, из следующих трех критериев:

1) допускаемая величина перебега исполнительного органа, определяющая условия переходного процесса при позиционировании (фиг. 6),

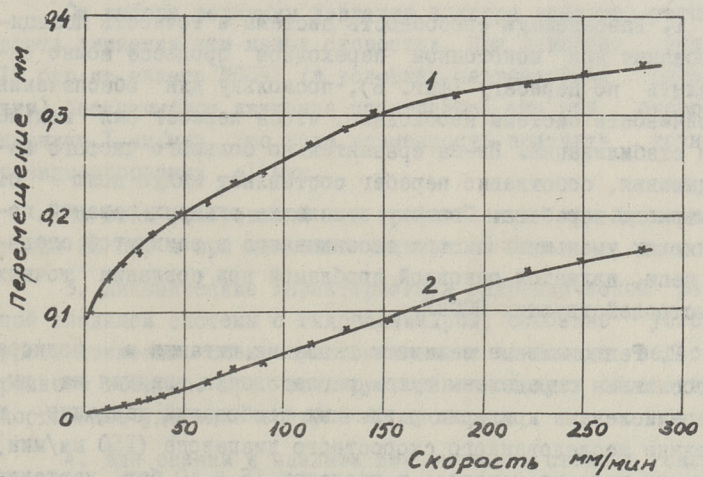
2) общее условие устойчивости системы, включающей затухающие колебательные переходные процессы (фиг. 5б),

3) начальный скачок, который возникает при переходе на последующую позицию и определяет минимальное возможное программируемое перемещение в системе.

Величина начального скачка (фиг. 6) значительно зависит от времени покоя рабочего органа и может несколько



Фиг. 5.
 Схемы позиционирования
 а) без перерегулирования (монотонный);
 б) с перерегулированием;
 в) автоколебания;
 г) при выходе системы из зоны стабилизации под действием сил резания (после определенного времени покоя).
 Δ - зона стабилизации.



Фиг. 6. Зависимость величины перебега и начального скачка от скорости позиционирования (усиления) для варианта системы с регулятором на входе (масса стола 700 кг; площадь поршня 55 см²; длина цилиндра 620 мм; давление подпора 10 бар; чистое запаздывание в цепи управления 50 мсек; условия трения см. фиг. 4).

- 1 - наибольший (из двух возможных направлений) начальный скачок после 30 сек покоя рабочего стола;
- 2 - наименьший (из двух направлений) средний перебег рабочего стола.

раз превышать величину возвратного импульса, возникающего при выходе системы из зоны стабилизации и стремящегося вернуть систему в зону во время позиционирования с перерегулированием. Объясняется это увеличением сил трения покоя во времени (фиг. 4) и перераспределением давления в системе из-за утечек. Поэтому опасен выход системы из зоны стабилизации после позиционирования, например, под действием сил резания, поскольку возникает переходный процесс с увеличенным (в зависимости от времени покоя) возвратным импульсом (фиг. 5г).

Приведенные ниже результаты относятся к системе с регулятором на входе (см. фиг. 2). Сравнительное исследование вариантов системы с регулятором на входе и выходе при одинаковых прочих условиях показывает, что по всем выше-названным критериям вариант с регулятором на входе дает лучшие результаты.

На основе результатов исследования динамики макета ПССЧУ можно сделать следующие выводы:

1. Разрешающую способность системы и точность позиционирования при монотонном переходном процессе можно определить по перебегу (фиг. 6), поскольку для обеспечения устойчивости системы необходимо, чтобы перебег был меньше зоны стабилизации. Из-за сравнительно большого чистого запаздывания, собственно перебег составляет малую долю от суммарного перебега. Поэтому отыскание схемных решений, позволяющих уменьшить чистое запаздывание в замкнутой следящей цепи, является основной проблемой при создании точных и быстродействующих ПССЧУ.

2. Рациональные величины давления питания и подпора гидросистемы определены путем исследования влияния на вышеперечисленные критерии различных комбинаций давления в середине исследованного скоростного диапазона (150 мм/мин). Давление питания менялось в пределах $15 \div 40$ бар, давление подпора в пределах $2 \div 15$ бар.

Частота и амплитуда автоколебаний и перебег изменялись незначительно.

От выбора величины давлений значительно зависит величина начального скачка. При увеличении разницы давлений на нагнетании и сливе от 8 до 30 бар, начальный скачок при по-

стоянном трении увеличился в 6 раз. Объясняется это неблагоприятным перераспределением, из-за утечек, давлений (см. фиг. 2) в образующихся четырех закрытых полостях в среднем положении золотника (обе полости цилиндра, каналы – усилитель-регулятор скорости и усилитель – подпорный клапан). Для дальнейшего повышения качества гидравлических релейных следящих систем в условиях направляющих скольжения, нужно изыскать оптимальные схемные решения, позволяющие максимально подавить начальный скачок. Если исключить возможность появления возвратного импульса после позиционирования (например, фиксацией направляющих, то для чисто позиционных систем применение исследованного привода не связано ограничениями по точности.

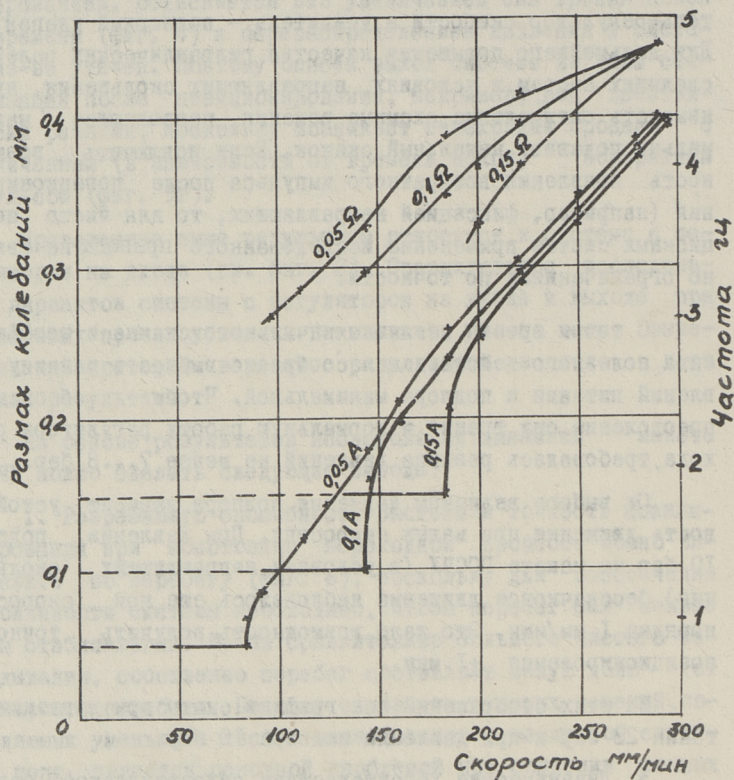
С точки зрения величины начального скачка и коэффициента полезного действия целесообразно выбирать разницу давлений питания и подпора минимальной. Чтобы обеспечить преодоление сил трения и нормальную работу регулятора расхода, требовалась разница давлений не менее 7...8 бар.

От выбора величины давления подпора зависит устойчивость движения при малых скоростях. При давлении подпора 10 бар на макете ПССЧУ (в условиях направляющих скольжения) бескачковое движение наблюдалось еще при скоростях порядка 1 мм/мин. Это дало возможность получить точность позиционирования ± 1 мкм.

Из этих соображений все графики сняты при давлении питания 20 бар и при давлении подпора 10 бар.

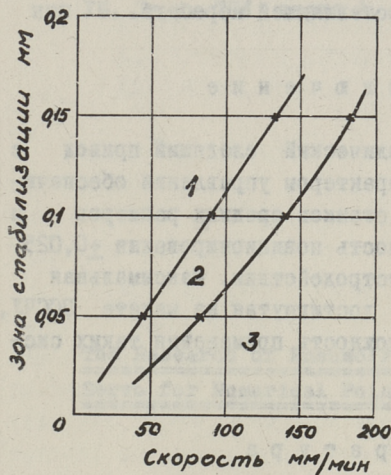
3. Динамические характеристики гидравлической релейной следящей системы с гидроцилиндром, особенно устойчивость движения, очень чувствительны к появлению нерастворенного воздуха. При конструировании следует обеспечить постоянное удаление воздуха из системы.

4. Для оценки и анализа динамических свойств системы при конкретной комбинации параметров целесообразно построить амплитудную и частотную диаграммы релейного следящего привода. Такая диаграмма для гидравлической релейной следящей системы (фиг. 2) с регулятором на входе приведена на фиг. 7. Диаграмма составлена на основе экспериментов, при которых измерялись амплитуда и частота автоколебаний рабо-



Фиг. 7. Амплитудная и частотная диаграммы гидравлического ре-
 лейного следящего привода для варианта с регулятором
 на входе (условия проведения эксперимента см. Фиг. 6).
 Обозначения: 0,1 А - размах (двухкратная амплитуда) ко-
 лебаний при зоне стабилизации 0,1 мм; 0,1Ω - частота
 колебаний при зоне стабилизации 0,1 мм.

чего органа привода при позиционировании и оценивался характер переходного процесса для двух направлений движения к заданной позиции при различных скоростях позиционирования и зонах стабилизации. Горизонтальные сплошные участки кривых размаха на фиг. 7 соответствуют переходному процессу с перерегулированием при подходе с более неблагоприятного направления (с точки зрения величины перебега), а пунктирные участки — гарантированно...у монотонному переходному процессу при подходе с обоих направлений.



Фиг. 8.
Области динамического состояния привода (построены по данным фиг. 7)
1 — монотонные переходные процессы;
2 — переходные процессы с перерегулированием;
3 — автоколебания.

На фиг. 8 приведен график областей устойчивости системы, составленный на основе диаграммы фиг. 7. Диаграмма нужна для наладки системы, так как на ней изображены динамическое состояние и характер переходного процесса привода при позиционировании в функции от двух основных регулируемых параметров — ползучей скорости (усиления) и зоны стабилизации (точности).

5. Преимущества релейного следящего управления перед релейным управлением по совпадению в основном обуславливаются строгим контролем точности позиционирования при помощи зоны стабилизации в датчике положения. У позиционных систем с торможением с помощью сил трения всегда ос-

новной проблемой является большое рассеивание перебега, причинами которого является как непостоянство усилий трения, так и рассеивание момента выключения. Рассеивание перебега в условиях макета ПССЧУ не больше $\pm 8\%$. Максимальная разница перебега для обеих направлений движения не превышала 20% . При релейном следящем управлении точность при случайных забросах и при увеличении перебега в одном из направлений не снижается, а возникает лишь процесс с дополнительным перерегулированием. Преимущества релейного следящего управления сохраняются и при переходе на схемы с компенсацией постоянной составляющей перебега.

З а к л ю ч е н и е

Пневмо-(струйно)-гидравлический следящий привод с гидроцилиндром и релейным характером управления обеспечивает в условиях позиционных станков средних размеров и направляющих скольжения точность позиционирования $\pm 0,025 \dots 0,05$ мм при приемлемом быстродействии. Максимальная точность позиционирования, достигнутая на макете ПССЧУ, ± 1 мкм, что доказывает возможность применения таких систем на точных станках.

Л и т е р а т у р а

1. Н.С. Г а м ы н и н и др. Гидравлический следящий привод. Под. ред. д-ра техн. наук В.А. Лещенко. "Машиностроение", М., 1968.

2. В.А. Л е щ е н к о, Ю.С. П о ч т а р ь, А.А. Е р ш о в. Струйная пневмоавтоматика - эффективное средство автоматизации станков. "Станки и инструмент", № 5, 1969, стр. 3-5.

3. Н. O d g e n. Mechanical design aspects of electronically controlled machine tools. Advances Mach. Tool Design and Res. Oxford...-Frankfurt, Pergamon Press, 1964.

4. A.G. J o u n g, K.R. C r o a s d a l e. Facteurs de "conception" des machines-outils a commande numerique. Mesures, regulat., automat., 31, No. 7, 1966.

5. В.А. Лешченко, В.И. Рездик. Выбор параметров чувствительных элементов высокоточного пневматического струйного датчика положения для систем числового управления станками. Сб. статей по машиностроению УШ. Труды ТПИ, серия А, № 317, 1971.

6. В.А. Лешченко, В.И. Рездик. Пути создания точных и надежных систем позиционного числового управления станками на основе релейного пневмо-(струйно)-гидравлического следящего привода. Сб. статей по машиностроению УШ. Труды ТПИ, серия А, № 317, 1971.

V.Leshchenko, V.Reedik

The Research of Pneumo(Fluidic)-Hydraulic on-off
Servo for Numerical Point-to-Point Control

S u m m a r y

The problems of the choice of a hydraulic on-off servo structure and parameters in the case of fluidic discrete control are considered. The optimizing results of the operating speed and of the combination of the elements in a closed servo circuit are given. The results of the research of positioning accuracy of a drilling table on the slideways with hydraulic cylinder drive in the presence of peculiar to pure lag for fluidic control are described. Such a drive is effective in its accuracy and operating speed in the case of the pure point-to-point work of a machine-tool.

УДК 621.9.06-85-52

В.А. Лещенко, В.И. Рездик

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
ВЫСОКОТОЧНОГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ДАТЧИКА ПОЛОЖЕНИЯ
ДЛЯ СИСТЕМ ЧИСЛОВОГО УПРАВЛЕНИЯ СТАНКАМИ

Выбор типа датчика положения позиционных пневмо(струйно)-гидравлических систем числового программного управления (ПССЧУ) в значительной степени определяет как структуру всей системы, так и возможную ее точность [7].

Сохранение однородности энергии во всей системе управления, а также в приводе, ведет к максимальному упрощению любого устройства. Поэтому преимущества имеют пневмогидравлические ПССЧУ, где все логические действия в системе управления, в том числе и измерение положения рабочего органа, осуществляется пневматическими струйными элементами, а на выходе применяется гидропривод.

Целью настоящей работы являлось исследование возможностей создания высокоточных дискретных пневматических струйных датчиков положения (СДП), предназначенных преимущественно для ПССЧУ металлорежущими станками. Это требовало исследования и решения следующих проблем:

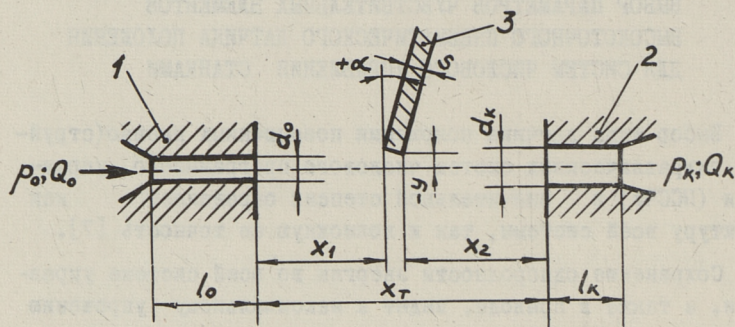
1. Изыскание аэродинамического эффекта, который удовлетворял бы требованиям создания высокоточных линейных СДП.

2. Определение оптимальных параметров чувствительных элементов датчика.

3. Исследование влияния на точность датчика погрешностей изготовления чувствительных элементов, а также условий эксплуатации.

Изыскание аэродинамического эффекта

Исследованию аэродинамических эффектов, пригодных для использования в пневматических линейных позиционных датчиках, посвящено небольшое количество публикаций [4, 5, 6]. Эти исследования показывают, что такой аэродинамический эффект для линейных датчиков следует искать во взаимодействии ламинарной струи воздуха с заслонкой, расположенной на определенном расстоянии между подающим и приемным соплами.



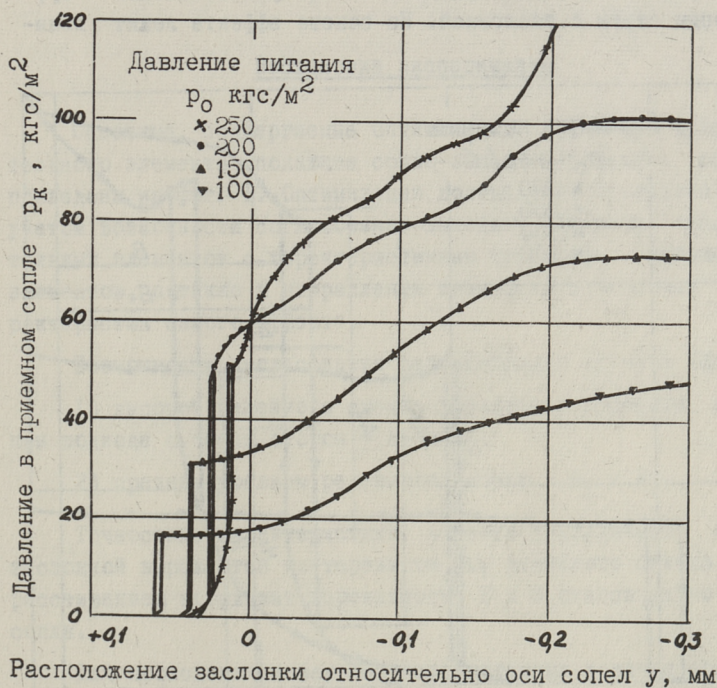
Фиг. 1. Схема чувствительного элемента ($d_0 = 0,492$ мм; $l_0 = 1...6$ мм; $d_k = 0,5...1$ мм, $l_k = 1...3$ мм, $x_T = 3...10$ мм, $\delta = 0,94...0,2$ мм, $\alpha = -10^\circ...+10^\circ$, $p_0 = 75...300$ кгс/м².
1 — подающее сопло, 2 — приемное сопло, 3 — заслонка.

Схема соответствующего чувствительного элемента приведена на фиг. 1. Визуализация в теновом приборе процесса взаимодействия струи заслонкой [5] указывает на сложное переплетение следующих основных физических явлений: отклонения струи заслонкой, прилипания струи к заслонке и турбулизации струи.

При соответствующем выборе параметров датчика и давления питания можно регулировать относительный удельный вес этих явлений в выходной характеристике датчика. Известно [4], что на основе отклонения струи достигнута чувствительность 65 кгс/м² на 1 мкм перемещения заслонки (при нагрузке датчика глухой камерой). Однако увеличение чувств-

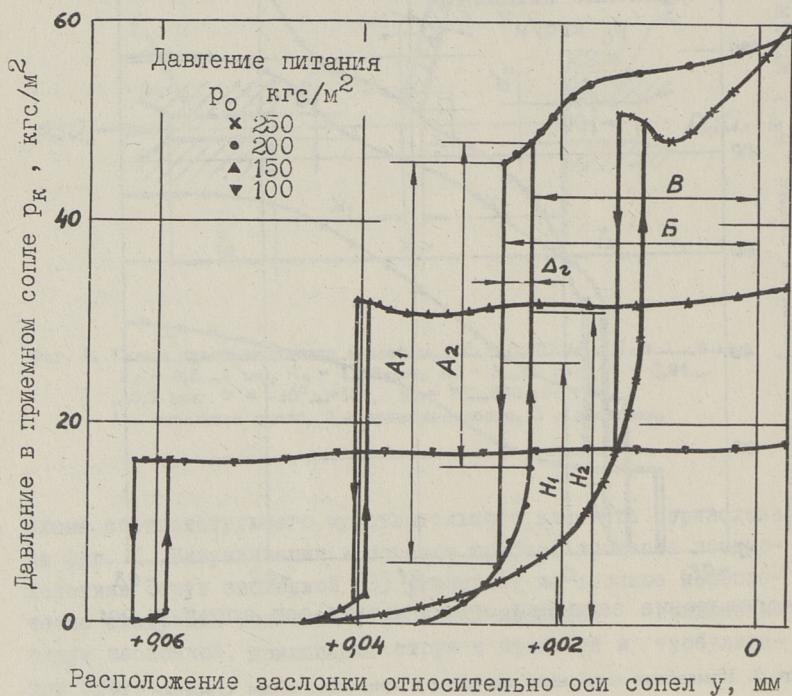
вительности достигается за счет уменьшения диаметра приемного сопла, что приводит к понижению использования подводимой энергии и нагрузочной способности датчика. Появление эффекта прилипания струи к заслонке (эффекта Коанда) зависит в основном от толщины заслонки и становится определяющим при толщине заслонки больше диаметра подающего сопла.

Пока достаточного внимания не обращено на возможность использования турбулизации ламинарной струи воздуха с на-



Фиг. 2. Изменения выходного давления в приемном сопле чувствительного элемента в зависимости от перемещения заслонки y и давления питания p_0 ($d_0 = 0,492$ мм, $l_0 = 5,75$ мм, $x_T = 6$ мм, $x_2 = 2,6$ мм, $\alpha = +5^\circ$, $s = 0,38$, $d_k = 0,8$ мм, $l_k = 3$ мм, нагрузка - глухая камера).

клонно распложенной заслонкой. Выполненные нами исследования показывают, что при внедрении в струю заслонки, которая имеет толщину меньше диаметра подающего сопла и которая установлена относительно оси сопел под некоторым углом α (фиг. 1), возникает резкая турбулизация струи, сопровождаемая релейным скачком давления в приемном сопле (фиг. 2 и 3). При отводе заслонки на несколько микрометров происходит столь же резкое восстановление ламинарной струи, сопровождаемое немного меньшим скачком давления. В статье это явление сокращенно названо эффектом высокочувствительной турбулизации струи с заслонкой. На основе эффекта лежит взаи-



Фиг. 3. Зона высокочувствительной турбулизации ламинарной струи заслонкой (по фиг. 2, увеличение ≈ 7 раз).

модействие сил прилипания и динамического давления струи на наклонной торцевой поверхности заслонки и турбулизация является последствием отрыва струи.

В описанном релейном характере изменения выходного сигнала чувствительного элемента заложена возможность получения высокой точности измерения перемещения. При настройке давления срабатывания и отпускания приемных логических элементов системы измерения в пределах релейного скачка, точность измерения зависит только от стабильности возникновения релейного скачка давления и его гистерезиса.

Постановка эксперимента

Основные, подвергаемые оптимизации параметры чувствительного элемента (подающее сопло-заслонка-приемное сопло) приведены на фиг. 1. Оптимизация должна быть проведена с учетом возможности согласования выходных сигналов чувствительных элементов с характеристиками приемных логических элементов, а также в направлении повышения точностных характеристик самого эффекта.

Возможности согласования целесообразно оценить (фиг.3):

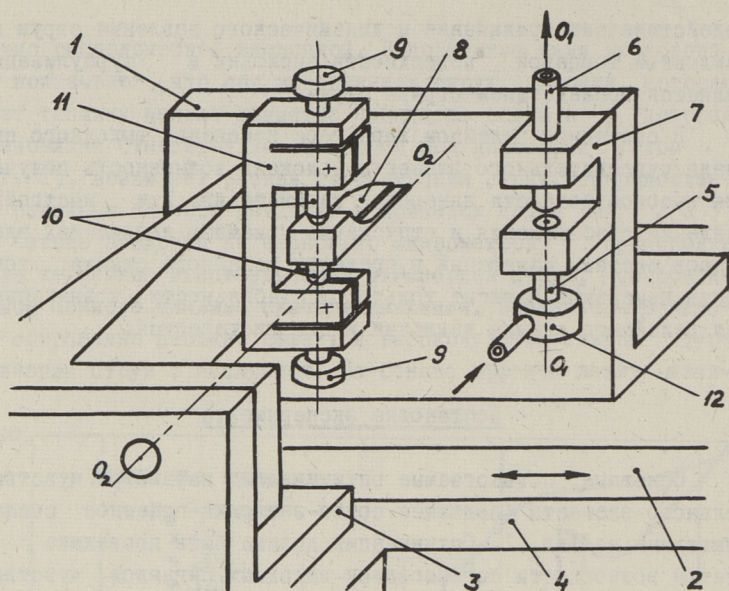
1) высотой релейного скачка давления в приемном сопле при подходе с обеих сторон - A_1 и A_2 ,

2) средним уровнем релейного скачка - H_1 и H_2 .

Точностные характеристики эффекта турбулизации струи заслонкой выражаются гистерезисом Δ_2 релейного скачка и рассеиванием координат переключения Б и В относительно оси сопла.

Для проведения измерений перечисленных величин создана специальная экспериментальная установка, схема которой приведена на фиг. 4.

Установка базируется на универсальном измерительном микроскопе УИМ-21. Она состоит из двух основных частей: кронштейна 1 для крепления сопел 5 и 6 (установленного на стол 2 микроскопа) и кронштейна 3, для установки и изменения положения заслонки 8 относительно сопел (закрепленного на станине 4 микроскопа).



Фиг. 4. Экспериментальная установка.

Подающее сопло 5 и приемное сопло 6 запрессованы в отверстия соплодержателя 7. Соплодержатель 7 прикреплен к кронштейну I, который устанавливается и закрепляется на стол микроскопа 2 так, чтобы оптическая ось микроскопа совпала с осью сопел O_1-O_1 .

Заслонка 8 зажимается винтами 9 в центрах 10 скобообразного держателя II и вместе с центрами перемещается в направлении оси сопел O_1-O_1 .

Изменение угла наклона заслонки α (фиг. 1) осуществляется точным поворотом скобообразного держателя вокруг оси O_2-O_2 . Для исключения изменения высоты заслонки при изменении угла α , ребро заслонки на нижней грани должно быть совмещено с осью O_2-O_2 (условие выполнено для расстояния заслонки от питающего сопла 3 мм). Угол устанавливается по шкале, изготовленной при помощи прямого измерения оптическим квадратом, с учетом поправки на отклонение плоскости заслонки вследствие погрешностей закрепления в центрах. Точность установки углов при радиусе шкалы 120 мм, с учетом погрешностей изготовления шкалы, не ниже $\pm 5'$.

С целью более детальной интерпретации физических явлений происходящих при внедрении заслонки в струю, параметрам чувствительного элемента (см. фиг. 1) обеспечен возможно больший диапазон измерения.

Качество относительного перемещения сопел и заслонки гарантировано высокоточными направляющими качения прибора. Цена деления отсчетного микроскопа 1 мкм, но статистический анализ показал, что точность (повторяемость) отсчета с доверительностью 0,95 находится в пределах $\pm 0,3$ мкм. Учитывая малый диапазон абсолютных измерений ($< 0,5$ мм), систематическая погрешность не была учтена, поскольку погрешность между соседними штрихами базовой стеклянной шкалы (1 мм) не превышает 0,1 мкм.

Взаимное положение заслонки и оси отверстия питающего сопла определяется путем установки грани заслонки на оптическую ось тубуса микроскопа. Точность определения взаимного положения зависит от точности определения оси отверстия, точности установки заслонки и точности коррекции угла между осью сопел и направляющими тубуса микроскопа и находится в пределах $\pm 2,5$ мкм. Точность измерения изменений координаты релейного скачка, требующих только установки заслонки, не ниже $\pm 0,8$ мкм. Точность измерения гистерезиса находится в пределах $\pm 0,42$ мкм, а рассеивания координаты релейного скачка $\pm 0,3$ мкм. Приведенные точности определены с достоверностью 0,95.

Большие трудности возникли при стабилизации давления питания, поскольку при системе питания от пылесоса наблюдались как медленное плавание уровня давления, так и высокочастотная пульсация давления, составляющие суммарно до $\pm 1,5$ %. Для гашения высокочастотных колебаний давления использовались последовательно соединенные упругие емкости. Для исключения плавания давления был введен параллельно включенный перепускной стабилизатор с водяным столбом. После принятых мер, колебания давления удалось снизить до $\pm 0,2$ %.

Для изменения температуры воздуха питания был применен регулируемый электрический нагреватель. Температура воздуха измерялась в середине камеры 12 подвода подающего сопла (фиг. 4).

Акустические эффекты сопровождающие отрыв струи от заслонки и турбулизацию струи довольно четко фиксировались при помощи стетофонендоскопа.

Выбор параметров базового элемента сопло-сопло

Параметры подающего сопла - $d_0 = 0,5$ мм и $l_0 = 6$ мм (фиг. 1) выбраны с учетом обеспечения ламинарного режима течения в наиболее распространенном диапазоне питания струйных логических элементов ($150 \dots 250$ кгс/м²) и при максимальном расстоянии между соплами $x_T = 10$ мм.

При меньших диаметрах резко усложняется изготовление сопел, а чрезмерное увеличение диаметра также нецелесообразно, поскольку уже $d_0 = 0,6$ мм обеспечивает достаточно мощный выходной сигнал для управления почти всеми струйными логическими элементами.

Для облегчения изготовления можно применять сопла с меньшей длиной l_0 направляющей части. Требуемая длина сопла для конкретного давления питания определяется из условия, чтобы длина ламинарной части струи до распада (турбулизации) была бы больше расстояния между соплами x_T . Длину ламинарного участка струи можно определить расчетом [3], однако она существенно зависит от качества изготовления сопел. Так, при $d_0 = 0,5$ мм $l_0 = 6$ мм и $x_T = 6$ мм, граничное давление тщательно изготовленных сопел колебалось в пределах $280 \dots 330$ кгс/м².

Минимальное расстояние между соплами x_T лимитируется необходимым расстоянием x_2 между заслонкой и приемным соплом (см. фиг. 1) и толщиной z заслонки. Величину x_2 нельзя выбирать меньше длины начального участка турбулентной струи ($4,4 d_0$), поскольку в этом случае не удастся использовать максимальный возможный перепад давления при турбулизации. Следует избегать чрезмерного увеличения расстояния x_T , поскольку длинная ламинарная струя становится чувствительной к акустическим шумам. При исследованиях x_T выбрано $3 \dots 10$ мм.

Диаметр приемного сопла d_k следует выбирать из условия максимального использования энергии расширяющейся струи. Оптимальный диаметр сопла в зависимости от характеристик

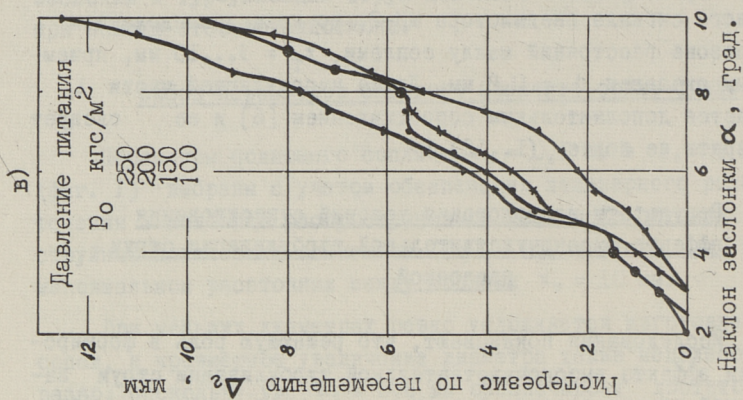
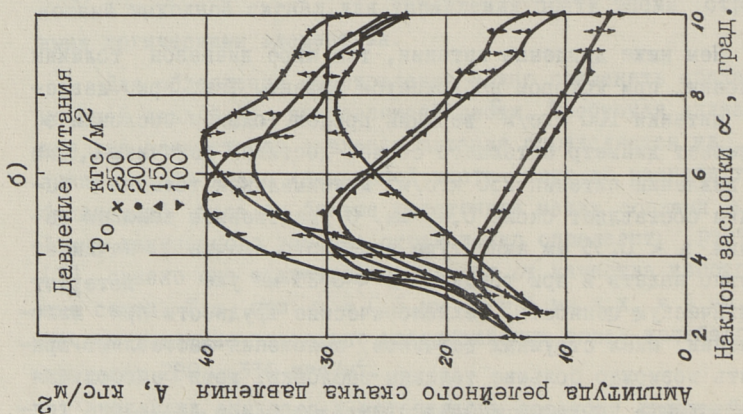
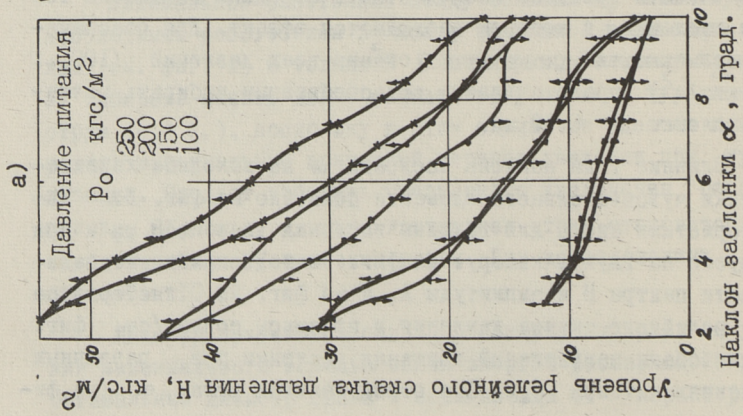
нагрузки и с учетом обратных потоков может быть определено расчетом [5]. При применении в качестве усилителя выходного сигнала пневмистора МП-2, во всем исследованном диапазоне расстояний между соплами, $x_T = 3 \dots 10$ мм, приемлемым оказался $d_k = 0,8$ мм. Длина направляющей части l_k является дополнительным сопротивлением [6] и ее следует выбирать не более $(1 \dots 2) d_k$.

Результаты исследования условий существования эффекта высокочувствительной турбулизации струи заслонкой

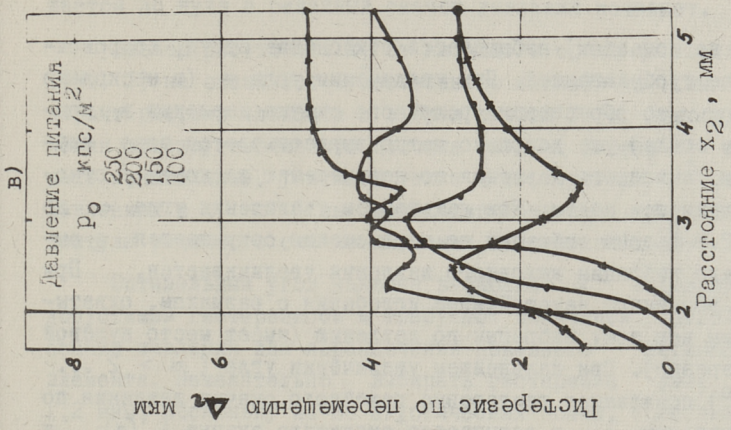
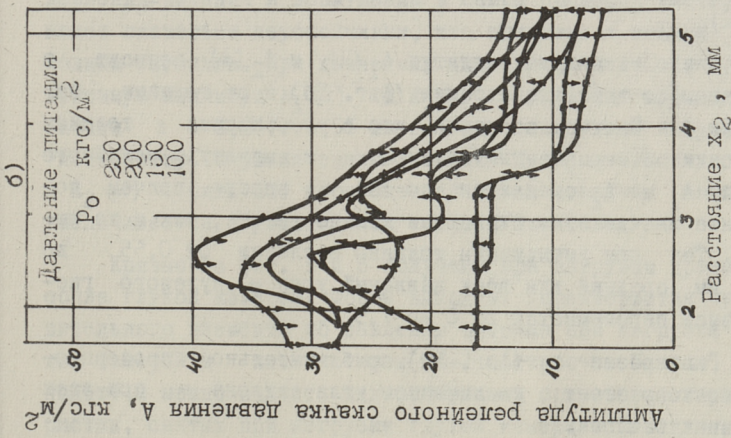
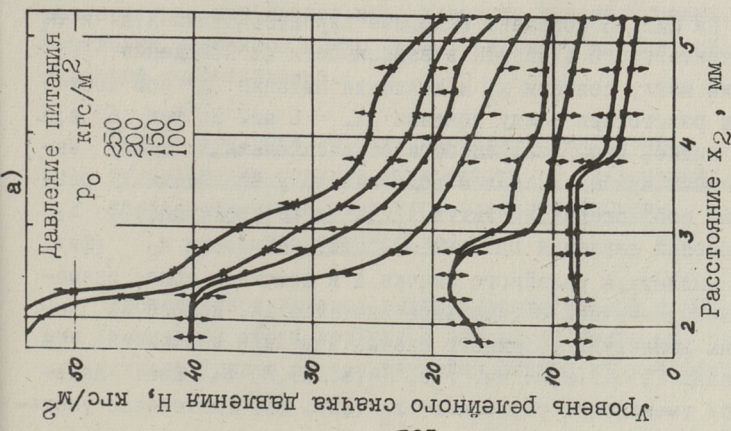
Исследования показывают, что решающую роль в формировании эффекта высокочувствительной турбулизации струи заслонкой играют толщина заслонки s и угол наклона α (фиг. 1).

Чем ниже давление питания, тем шире диапазон толщины заслонки, при котором наблюдается эффект. Так, при давлении питания 100 кгс/м^2 верхний предел толщины заслонки s превышает диаметр питающего сопла, достигая величины $0,5$ мм. При давлении питания 250 кгс/м^2 максимальная толщина заслонки составляет около $0,45$ мм. С уменьшением толщины заслонки $s < 0,35$ мм амплитуда релейного скачка начинает заметно падать и при толщине $s < 0,25$ мм уже потеряет практическую ценность. Технологические трудности при изготовлении шкал струйных датчиков положения заставляют применять возможно большие толщины заслонки, хотя наибольшая устойчивость процесса наблюдается в середине диапазона толщины заслонки, в котором наблюдается эффект. Для обеспечения возможности одновременной оценки всех давлений ($100 \dots 250 \text{ кгс/м}^2$) представлялось целесообразным выбирать толщину заслонки $s = 0,38$ мм.

Влияние угла наклона заслонки α на выходные характеристики чувствительного элемента показано на фиг. 5. Характеристики сняты для толщины заслонки $s = 0,38$ мм и при нагрузке на глухую камеру. На фиг. 5а и 5б приведены зависимости центра H и амплитуды A , а на фиг. 5в гистерезиса Δ_2 релейного скачка давления в приемном сопле (см. фиг. 3) для обеих направлений движения заслонки при различных давлениях питания p_0 . При отрицательных углах α (на фи-



Фиг. 5. Выходные характеристики чувствительного элемента H , A , Δ_2 в зависимости от угла перекоса заслонки α и давления питания (условия см. фиг. 2).



Фиг. 6. Влияние расстояния x_2 между заслонкой и приемным соплом и давления питания P_0 на выходные характеристики H , A , Δp чувствительного элемента при постоянном расстоянии x_1 между соплами (условия см. фиг. 2).

гуре не показаны) наблюдается отклонение струи, сопровождаемое турбулизацией. При увеличении угла α (в несколько градусов до образования релейного скачка давления в приемном сопле) уже довольно четко вырисовывается зона вибрации выходного давления по перемещению заслонки y относительно оси сопел. При дальнейшем увеличении угла α до $2 \dots 2,6^\circ$ зона вибрации по перемещению сокращается, а амплитуда вибрации выходного давления увеличивается. При этом возникают неустойчивые колебания с размахом, охватывающим всю зону вибрации по давлению (имеет место нулевой гистерезис). При дальнейшем увеличении угла ($\alpha > 2 \dots 2,5^\circ$) появляется гистерезис релейного скачка давления по перемещению Δ_2 и повышается амплитуда скачка $A_1(\alpha)$ и $A_2(\alpha)$.

Место максимума амплитуд $A_1(\alpha)$ и $A_2(\alpha)$ зависит в основном от давления питания (фиг. 5б) и от толщины заслонки s . Следует отметить, что с уменьшением толщины заслонки s кривые гистерезиса Δ_2 и амплитуды релейного скачка A_1 и A_2 смещаются по оси α вправо, причем последние значительно сжимаются как по высоте, так и по ширине. Так при уменьшении толщины заслонки от 0,55 до 0,26 мм средний для всех давлений угол α нулевого гистерезиса перемещается от 0 до $7,5^\circ$.

Гистерезис Δ_2 (фиг. 5в) приблизительно пропорционально возрастает с увеличением угла наклона α при всех толщинах заслонки.

На фиг. 6 показаны выходные характеристики H, A и Δ_2 чувствительного элемента в зависимости от положения заслонки между соплами x_2 и давления питания p_0 при постоянном расстоянии между соплами $x_T = 6$ мм. По фиг. 6 а, б и в видно, что в зависимости от расстояния x_2 между заслонкой и приемным соплом возможно получить весьма различные соотношения амплитуд A , а также гистерезисов Δ_2 для разных давлений питания p_0 . При уменьшении x_2 (фиг. 6б), амплитуда релейного скачка A в приемном сопле сначала увеличивается. Оптимальное значение x_2 , исходя из величины амплитуды релейного скачка давления находится в пределах $2,35 \dots 2,85$ мм, т.е. $(4,8 \dots 5,8) \alpha_0$. При дальнейшем уменьшении расстояния x_2 (фиг. 6б) гистерезис умень-

шается до нуля и релейный скачок давления исчезает.

Размер расстояния x_1 от питающего сопла до заслонки (фиг. 1) не оказывает существенного влияния на выходные характеристики элемента и выбран равным 3 мм. Для увеличения помехоустойчивости датчика следует размер x_1 выбирать минимальным, учитывая также и то, что при высоких давлениях и $x_1 < 1$ мм происходит некоторое снижение амплитуды релейного скачка давления в приемном сопле.

Оптимальный угол наклона заслонки α определяется допустимым гистерезисом и требуемой величиной релейного скачка давления для переключения приемного логического элемента. Нежелательно выбирать гистерезис ниже $1 \dots 1,2$ мкм, поскольку из-за акустических помех, колебания давления питания и возмущений в самом процессе гистерезис может оказаться неустойчивым, что приводит к ложным выходным сигналам. При давлениях питания $p_0 = 100$ кгс/м² максимум амплитуд $A_1(\alpha)$ и $A_2(\alpha)$ при всех толщинах заслонки $s = 0,26 \dots 0,55$ мм наблюдается близко к нулевому гистерезису. С увеличением давления питания максимум $A_1(\alpha)$ и $A_2(\alpha)$ (фиг. 5б) перемещается вправо, причем смещение увеличивается с увеличением толщины заслонки.

Кривые на фиг. 5 и 6 получены при нагрузке приемного сопла глухой камерой. Формы выходных характеристик чувствительного элемента по давлению питания при нагрузке глухой камерой и пневмистором МП-2 достаточно близко совпадают и можно считать целесообразным применение характеристик, снятых при нагрузке глухой камерой. Выходные характеристики чувствительного элемента для конкретных усилительных элементов можно конструировать исходя из их входного сопротивления.

Оценка точности эффекта высокочувствительной турбулизации струи в зависимости от отклонений параметров чувствительного элемента (сопло-заслонка-сопло)

Достоинством эффекта высокочувствительной турбулизации ламинарной струи воздуха с заслонкой является опускание нижнего уровня скачка давления близко к нулю (фиг. 3),

что облегчает согласование чувствительных элементов датчика с приемными логическими элементами. Анализ графиков (фиг. 5а, и б и 6а и б) позволяет сделать вывод, что при правильном выборе угла наклона заслонки α , давления питания и расстояния x_2 между заслонкой и приемным соплом, технологические допуски на изготовление и колебание давления питания не могут нарушать согласование чувствительных элементов с приемными логическими элементами. Поэтому погрешности выходного сигнала чувствительного элемента (вместе с усилительным элементом) следует определить по отклонениям координаты переключения Б и В (см. фиг.3). Отклонение точки переключения относительно оси сопла при постоянной толщине заслонки и угле α (не изменяющихся во время работы датчика) в основном зависит от колебаний давления питания и расстояния x_1 между питающим соплом и заслонкой. Влияние колебания давления при различных углах наклона заслонки α отличается мало и при $\alpha < 8^\circ$ смещение координаты переключения не превышает 0,45 мкм на 1 кгс/м². Влияние размера x_1 на координату переключения почти одинаково на всех давлениях питания p_0 и является отражением сложного характера распределения скоростей и давления в сечении струи. Для исключения влияния размера x_1 следует выбирать его величину в пределах 2...3 мм.

Величина нагрузки и изменение температуры от 20...40 °С не оказали существенного влияния на координату переключения.

Рассеивание координат переключения при неизменных параметрах чувствительного элемента и при гистерезисе 2 мкм, вместе с точностью измерения ($\pm 0,3$ мкм) не превышало $\pm 0,55$ мкм.

Выводы

1. Показано, что при определенных параметрах чувствительного элемента (питающее сопло - заслонка - приемное сопло) возникает турбулизация струи воздуха от перемещения заслонки с микрометрической точностью по положению и малым гистерезисом. Эффект сопровождается релейным скачком давления в приемном сопле (до 45 кгс/м² при нагрузке на глухую камеру), что достаточно для переключения струйных логических элементов.

2. Определены условия существования эффекта высокочувствительной турбулизации ламинарной струи заслонкой и указаны пути регулировки гистерезиса и величины релейного скачка давления в приемном сопле чувствительного элемента.

3. Экспериментально подтверждено, что при тщательном изготовлении сопел и заслонки и стабилизации давления рассеивание координаты релейного скачка давления не превышает $\pm 0,55$ мкм.

4. Точность линейных пневматических струйных датчиков положения (СДП) ограничивается преимущественно точностью изготовления базовой шкалы и привода внутришагового деления. Создание СДП с точностью отсчета в $\pm 0,005 \dots 0,01$ мм при длине перемещения до 1000 мм является реальной задачей.

Л и т е р а т у р а

1. В.Г. Градецкий, В.Н. Дмитриев. О структуре ламинарной свободной затопленной струи, вытекающей из капилляра. "Приборы и системы управления", № 3, 1967.

2. Л.А. Залманзон. Теория элементов пневмоники. М., "Наука", 1969.

3. И.В. Лебедев, С.Л. Трескунов. К расчету турбулентных усилителей. Сб. докладов научно-техн. конф. МЭИ (подсекция гидравлики). М., МЭИ, 1969.

4. M. A s s m u s. Einsatz pneumatischer Bauelemente in numerischen Werkzeugmaschinen-Steuerungen. "Ind.-Anz.", 91 (1969), Nr. 35.

5. V.A. Leschenko, J.S. Pocht ar, S.L. T r e s k u n o v. On the choice of fluidic noncontact position sensor parameters. **Fourth** Cranfield fluidic conference, Coventry, 17.-20 March 1970.

6. F. S i w o f f. Über die optimalen Abmessungen der Strahl-Düse-Fangdüse als Baueinheit pneumatischer strömungsmechanischer Logik- und Verstärkerelemente. "Zeitschrift für Messen, Steuern, Regeln", 10, (1967), Nr. 1.

7. В.А. Л е щ е н к о, В.И. Р е э д и к. Пути создания точных и надежных систем числового управления станками на основе релейного пневмо (струйно)-гидравлического следящего привода. Сб. статей по машиностроению УШ, Труды ТПИ, серия А, № 317, 1971.

V.Leshchenko, V.Reedik

The Choice of Detector Parameters of a High-
Precision Pneumatic Position Sensor for
Machine-Tool Numerical Control

S u m m a r y

With definite parameters of the detector (feed nozzle-scale-receiving nozzle) the turbulisation of the air jet appears from scale traverse having micronic accuracy and small hysteresis by the location.

The district of turbulisation appearing is determined and the ways of the regulation of hysteresis and relay pressure leap value in the receiving nozzle are indicated. The sensitiveness of the turbulisation parameters depending on deviations of detector parameters is analyzed. The possibility of creating a high-precision linear discrete jet position sensor for machine-tool numerical control is shown.

УДК 621.22.001.5

Г.Т. Гроссмиidt

РАСЧЕТ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ФУНКЦИЙ СИГНАЛЬНЫХ ГРАФОВ
ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНИКОВ ЗВЕНЬЕВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ
ЦЕПЕЙ ГИДРОПРИВОДОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

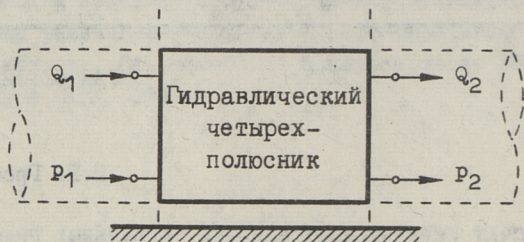
Гидропривод металлорежущего станка представляет собой систему, состоящую из электромеханического источника движения, преобразователей движения (насосов и гидродвигателей) и механических исполнительных органов, где движение от насоса к гидродвигателю передается посредством жидкости. Для управления и регулирования потоками жидкости в системе вилучена гидроаппаратура.

В работе станочного гидропривода важное значение имеют его динамические характеристики (устойчивость движения, качество переходных процессов, вынужденные колебания). Они определяют качество работы станка. Поэтому при проектировании гидропривода следует анализировать и его динамические свойства.

В настоящей работе гидропривод рассматривается как разветвленная цепь, состоящая из электромеханических, гидравлических и механических звеньев, в которой действуют внутренние процессы (электродинамические, гидродинамические, трения и др.) и на которую влияют внешние возмущения в виде нагрузки (от сил резания), управления, регулирования, внешних периодических воздействий, случайных возмущений и др. Звенья гидропривода рассматриваются в виде четырехполюсников. Для изображения звеньев гидропривода и расчета передаточных функций применен метод сигнальных графов [1], [4], [6].

Часть гидравлической одномерной цепи, рассматриваемая по отношению к двум параметрам попарно (например, давление

p и средний объемный расход Q) в любых двух разных сечениях (трубы), называется гидравлическим четырехполюсником (фиг. 1).

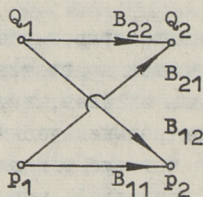


Фиг. 1

Из рассматриваемых параметров Q_1 , p_1 , Q_2 и p_2 любые два могут быть определены через остальные системой из двух уравнений. Существует шесть возможных форм уравнений для четырехполюсника. Каждую форму уравнений можно изобразить в виде сигнального графа. Например, форма уравнений B , выражающая p_2 и Q_2 линейно через p_1 и Q_1 в преобразовании Лапласа имеет вид (соответствующий сигнальный граф см. фиг. 2):

$$p_2 = B_{11}p_1 + B_{12}Q_1,$$

$$Q_2 = B_{21}p_1 + B_{22}Q_1.$$



Фиг. 2

Выбранные направления течения жидкости и действия давления указаны на фиг. 1. Все формы уравнений для четырехполюсника и соответствующие им сигнальные графы приведены в таблице 1, графы 2 и 3.

Передачи сигнального графа B_{II} , B_{I2} , B_{2I} и B_{22} зависят от параметров жидкости: объемной упругости жидкости C , инерционности потока жидкости L и гидравлического сопротивления по объемному расходу R .

Рассматривая пассивное линейное звено гидравлической цепи с сосредоточенными параметрами, в котором можно пренебречь инерционностью потока жидкости и гидравлическим сопротивлением по объемному расходу (учитывая только объемную упругость жидкости), приходим к понятию элементарного упругого линейного гидравлического звена (четыреполюсника). Для такого элементарного звена уравнения в форме B имеют вид:

$$p_2 = p_1,$$

$$Q_2 = -Csp_1 + Q_1.$$

Аналогично, учитывая для рассматриваемого пассивного линейного звена только инерционность потока жидкости, имеем:

$$p_2 = p_1 + LsQ_1,$$

$$Q_2 = Q_1.$$

Учитывая только гидравлическое сопротивление по объемному расходу, имеем:

$$p_2 = p_1 + RQ_1,$$

$$Q_2 = Q_1.$$

В дальнейшем обозначим такие элементарные звенья гидравлической цепи соответственно C , L и R .

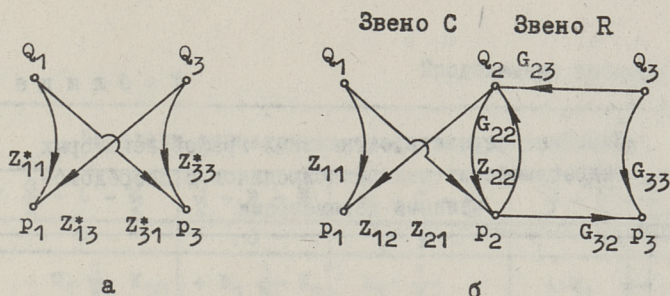
Значения линейных передач сигнальных графов четырехполюсников элементарных звеньев гидравлических цепей с сосредоточенными параметрами для всех шести форм уравнений приведены в таблице 1, графы 5, 6 и 7.

Все гидравлические четырехполюсники могут быть рассмотрены как состоящие из отдельных последовательно включенных элементарных звеньев C , L и R . Рассмотрим гидравлический четырехполюсник с уравнениями в форме Z , сигнальный граф которого показан на фиг. 3а, как состоящий из отдельных последовательно включенных элементарных звеньев C (уравнения в форме Z) и R (уравнения в форме G). Тогда сигнальный граф рассматриваемого четырехполюсника принимает вид, показанный на фиг. 3б.

Таблица I

Линейные передачи сигнальных графов четырехполюсников элементарных звеньев гидравлических цепей с сосредоточенными параметрами

Формы уравнений четырехполюсника	Уравнения четырехполюсника	Сигнальный граф четырехполюсника	Обозначения передач	Значения передач сигнального графа звена		
				C	L	R
1	2	3	4	5	6	7
Z	$P_1 = Z_{11}Q_1 + Z_{12}Q_2$ $P_2 = Z_{21}Q_1 + Z_{22}Q_2$		Z_{11} Z_{12} Z_{21} Z_{22}	$+\frac{1}{C s}$ $-\frac{1}{C s}$ $+\frac{1}{C s}$ $-\frac{1}{C s}$	-	-
Y	$Q_1 = Y_{11}P_1 + Y_{12}P_2$ $Q_2 = Y_{21}P_1 + Y_{22}P_2$		Y_{11} Y_{12} Y_{21} Y_{22}	-	$+\frac{1}{L s}$ $-\frac{1}{L s}$ $+\frac{1}{L s}$ $-\frac{1}{L s}$	$+\frac{1}{R}$ $-\frac{1}{R}$ $+\frac{1}{R}$ $-\frac{1}{R}$
H	$P_1 = H_{11}Q_1 + H_{12}P_2$ $Q_2 = H_{21}Q_1 + H_{22}P_2$		H_{11} H_{12} H_{21} H_{22}	0	$+L s$ $+1$ $+1$ 0	$+R$ $+1$ $+1$ 0
G	$Q_1 = G_{11}P_1 + G_{12}Q_2$ $P_2 = G_{21}P_1 + G_{22}Q_2$		G_{11} G_{12} G_{21} G_{22}	$+C s$ $+1$ $+1$ 0	0 $+1$ $+1$ $-L s$	0 $+1$ $+1$ $-R$
A	$P_1 = A_{11}P_2 + A_{12}Q_1$ $Q_1 = A_{21}P_2 + A_{22}Q_2$		A_{11} A_{12} A_{21} A_{22}	$+1$ 0 $+C s$ $+1$	$+1$ $+L s$ 0 $+1$	$+1$ $+R$ 0 $+1$
B	$P_2 = B_{11}P_1 + B_{12}Q_1$ $Q_2 = B_{21}P_1 + B_{22}Q_1$		B_{11} B_{12} B_{21} B_{22}	$+1$ 0 $-C s$ $+1$	$+1$ $-L s$ 0 $+1$	$+1$ $-R$ 0 $+1$



Фиг. 3

Передачи сигнального графа на фиг. 3а могут быть определены через передачи сигнального графа на фиг. 3б по формуле Мейсона (S.I. Mason) [4]:

$$T = \frac{\sum_k P_k D_k}{D}, \quad (I)$$

где T - передача графа от рассматриваемого источника до стока,

P_k - передача k -го прямого пути от рассматриваемого источника до стока,

D_k - алгебраическое дополнение k -го пути,

D - определитель графа.

В качестве примера вычислим передачу Z_{33}^* , принимая значения передач сигнальных графов элементарных звеньев из таблицы I :

$$P_1 = G_{33} = -R; \quad D_1 = 1 - G_{22}Z_{22} = 1;$$

$$P_2 = G_{23}Z_{22}G_{32} = -\frac{1}{Cs}; \quad D_2 = 1;$$

$$D = 1 - G_{22}Z_{22} = 1;$$

$$Z_{33}^* = \frac{-R - \frac{1}{Cs}}{1} = -\frac{1}{s} CR \left(s + \frac{1}{CR} \right).$$

Т а б л и ц а 2

Линейные передачи сигнальных графов некоторых гидравлических четырехполюсников с сосредоточенными параметрами

Обозначения передат	Передачи сигнального графа четырехполюсника				
	L - R	C - L	L - C	C - R	R - C
1	2	3	4	5	6
Z_{11}	-	$+ W_1$	$+ W_1 \frac{1}{W_8}$	$+ W_1$	$+ W_1 \frac{1}{W_5}$
Z_{12}	-	$- W_1$	$- W_1$	$- W_1$	$- W_1$
Z_{21}	-	$+ W_1$	$+ W_1$	$+ W_1$	$+ W_1$
Z_{22}	-	$- W_1 \frac{1}{W_8}$	$- W_1$	$- W_1 \frac{1}{W_5}$	$- W_1$
Y_{11}	$+ W_4$	$+ W_2 \frac{1}{W_8}$	$+ W_2$	$+ W_3 \frac{1}{W_5}$	$+ W_3$
Y_{12}	$- W_4$	$- W_2$	$- W_2$	$- W_3$	$- W_3$
Y_{21}	$+ W_4$	$+ W_2$	$+ W_2$	$+ W_3$	$+ W_3$
Y_{22}	$- W_4$	$- W_2$	$- W_2 \frac{1}{W_8}$	$- W_3$	$- W_3 \frac{1}{W_5}$
H_{11}	$+ \frac{1}{W_4}$	$+ \frac{1}{W_2} W_8$	$+ \frac{1}{W_2}$	$+ \frac{1}{W_3} W_5$	$+ \frac{1}{W_3}$
H_{12}	$+ 1$	$+ W_8$	$+ 1$	$+ W_5$	$+ 1$
H_{21}	$+ 1$	$+ W_8$	$+ 1$	$+ W_5$	$+ 1$
H_{22}	0	$- \frac{1}{W_1} W_8$	$- \frac{1}{W_1}$	$- \frac{1}{W_1} W_5$	$- \frac{1}{W_1}$
G_{11}	0	$+ \frac{1}{W_1}$	$+ \frac{1}{W_1} W_8$	$+ \frac{1}{W_1}$	$+ \frac{1}{W_1} W_5$
G_{12}	$+ 1$	$+ 1$	$+ W_8$	$+ 1$	$+ W_5$
G_{21}	$+ 1$	$+ 1$	$+ W_8$	$+ 1$	$+ W_5$
G_{22}	$- \frac{1}{W_4}$	$- \frac{1}{W_2}$	$- \frac{1}{W_2} W_8$	$- \frac{1}{W_3}$	$- \frac{1}{W_3} W_5$

Обозначение передачи	Передачи сигнального графа четырехполюсника			
	$\frac{C}{2} - L - \frac{C}{2}$	$\frac{G}{2} - R - \frac{G}{2}$	$\frac{L}{2} - C - \frac{L}{2}$	$\frac{R}{2} - C - \frac{R}{2}$
	7	8	9	10
Z_{11}	$+ W_1 \frac{1}{W_9} W_{10}$	$+ W_1 \frac{1}{W_6} W_7$	$W_1 \frac{1}{W_9}$	$+ W_1 \frac{1}{W_6}$
Z_{12}	$- W_1 W_{10}$	$- W_1 W_7$	$- W_1$	$- W_1$
Z_{21}	$+ W_1 W_{10}$	$+ W_1 W_7$	$+ W_1$	$+ W_1$
Z_{22}	$- W_1 \frac{1}{W_9} W_{10}$	$- W_1 \frac{1}{W_6} W_7$	$- W_1 \frac{1}{W_9}$	$- W_1 \frac{1}{W_6}$
Y_{11}	$+ W_2 \frac{1}{W_9}$	$+ W_3 \frac{1}{W_6}$	$+ W_2 \frac{1}{W_9} W_{10}$	$+ W_3 \frac{1}{W_6} W_7$
Y_{12}	$- W_2$	$- W_3$	$- W_2 W_{10}$	$- W_2 W_7$
Y_{21}	$+ W_2$	$+ W_3$	$+ W_2 W_{10}$	$+ W_3 W_7$
Y_{22}	$- W_2 \frac{1}{W_9}$	$- W_3 \frac{1}{W_6}$	$- W_2 \frac{1}{W_9} W_{10}$	$- W_3 \frac{1}{W_6} W_7$
H_{11}	$+ \frac{1}{W_2} W_9$	$+ \frac{1}{W_3} W_6$	$+ \frac{1}{W_2} W_9 \frac{1}{W_{10}}$	$+ \frac{1}{W_3} W_6 \frac{1}{W_7}$
H_{12}	$+ W_9$	$+ W_6$	$+ W_9$	$+ W_6$
H_{21}	$+ W_9$	$+ W_6$	$+ W_9$	$+ W_6$
H_{22}	$- \frac{1}{W_1} W_9 \frac{1}{W_{10}}$	$- \frac{1}{W_1} W_6 \frac{1}{W_7}$	$- \frac{1}{W_1} W_9$	$- \frac{1}{W_1} W_6$
G_{11}	$+ \frac{1}{W_1} W_9 \frac{1}{W_{10}}$	$+ \frac{1}{W_1} W_6 \frac{1}{W_7}$	$+ \frac{1}{W_1} W_9$	$+ \frac{1}{W_1} W_6$
G_{12}	$+ W_9$	$+ W_6$	$+ W_9$	$+ W_6$
G_{21}	$+ W_9$	$+ W_6$	$+ W_9$	$+ W_6$
G_{22}	$- \frac{1}{W_2} W_9$	$- \frac{1}{W_3} W_6$	$- \frac{1}{W_2} W_9 \frac{1}{W_{10}}$	$- \frac{1}{W_3} W_6 \frac{1}{W_7}$

Обозначения переда- дач	Передачи сигнального графа четырехполюсника			
	C - L - R	L - R - C	$\frac{L}{2} - \frac{R}{2} - C - \frac{L}{2} - \frac{R}{2}$	$\frac{C}{2} - L - R - \frac{C}{2}$
	11	12	13	14
Z ₁₁	+ W ₁	+ W ₁ $\frac{1}{W_{11}}$	+ W ₁ $\frac{1}{W_{12}}$	+ W ₁ $\frac{1}{W_{12}}$ W ₁₃
Z ₁₂	- W ₁	- W ₁	- W ₁	- W ₁ W ₁₃
Z ₂₁	+ W ₁	+ W ₁	+ W ₁	+ W ₁ W ₁₃
Z ₂₂	- W ₁ $\frac{1}{W_{11}}$	- W ₁	- W ₁ $\frac{1}{W_{12}}$	- W ₁ $\frac{1}{W_{12}}$ W ₁₃
Y ₁₁	+ W ₄ $\frac{1}{W_{11}}$	+ W ₄	+ W ₄ $\frac{1}{W_{12}}$ W ₁₃	+ W ₄ $\frac{1}{W_{12}}$
Y ₁₂	- W ₄	- W ₄	- W ₄ W ₁₃	- W ₄
Y ₂₁	+ W ₄	+ W ₄	+ W ₄ W ₁₃	+ W ₄
Y ₂₂	- W ₄	- W ₄ $\frac{1}{W_{11}}$	- W ₄ $\frac{1}{W_{12}}$ W ₁₃	- W ₄ $\frac{1}{W_{12}}$
H ₁₁	+ $\frac{1}{W_4}$ W ₁₁	$\frac{1}{W_4}$	+ $\frac{1}{W_4}$ W ₁₂ $\frac{1}{W_{13}}$	+ $\frac{1}{W_4}$ W ₁₂
H ₁₂	+ W ₁₁	+ I	+ W ₁₂	+ W ₁₂
H ₂₁	+ W ₁₁	+ 1	+ W ₁₂	+ W ₁₂
H ₂₂	- $\frac{1}{W_1}$ W ₁₁	- $\frac{1}{W_1}$	- $\frac{1}{W_1}$ W ₁₂	- $\frac{1}{W_1}$ W ₁₂ $\frac{1}{W_{13}}$
G ₁₁	+ $\frac{1}{W_1}$	+ $\frac{1}{W_1}$ W ₁₁	+ $\frac{1}{W_1}$ W ₁₂	+ $\frac{1}{W_1}$ W ₁₂ $\frac{1}{W_{13}}$
G ₁₂	+ 1	+ W ₁₁	+ W ₁₂	+ W ₁₂
G ₂₁	+ 1	+ W ₁₁	+ W ₁₂	+ W ₁₂
G ₂₂	- $\frac{1}{W_4}$	- $\frac{1}{W_4}$ W ₁₁	- $\frac{1}{W_4}$ W ₁₂ $\frac{1}{W_{13}}$	- $\frac{1}{W_4}$ W ₁₂

Передачи Z_{11}^* , Z_{13}^* и Z_{31}^* вычисляются аналогично.

Чтобы находить методом сигнальных графов амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики (АЧХ и ФЧХ) гидропривода, целесообразно представить передачи сигнальных графов четырехполюсников, как состоящие из отдельных типовых передач. В таблице 2 приведены линейные передачи сигнальных графов некоторых гидравлических четырехполюсников с сосредоточенными параметрами. Значения типовых передач принятые в таблице 2, приведены в таблице 3.

Т а б л и ц а 3

Типовые передачи сигнальных графов гидравлических четырехполюсников принятые в таблице 2

Обозн.	Передача	Обозн.	Передача	Обозн.	Передача	Обозн.	Передача
W_1	$\frac{1}{C}$ s	W_5	$\frac{1}{CR}$ $s + \frac{1}{CR}$	W_8	$\frac{1}{CL}$ $s^2 + \frac{1}{CL}$	W_{11}	$\frac{1}{CL}$ $s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{1}{CL}$
W_2	$\frac{1}{L}$ s	W_6	$\frac{2}{CR}$ $s + \frac{2}{CR}$	W_9	$\frac{2}{CL}$ $s^2 + \frac{2}{CL}$	W_{12}	$\frac{2}{CL}$ $s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{2}{CL}$
W_3	$\frac{1}{R}$			W_{10}	$\frac{4}{CL}$ $s^2 + \frac{4}{CL}$		
W_4	$\frac{1}{L}$ $s + \frac{R}{L}$	W_7	$\frac{4}{CR}$ $s + \frac{4}{CR}$	W_{10}	$\frac{4}{CL}$ $s^2 + \frac{4}{CL}$	W_{13}	$\frac{4}{CL}$ $s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{4}{CL}$

Аналогично звеньям гидравлических цепей все звенья механических цепей могут быть также рассмотрены в виде четырехполюсников [3]. Вместо параметров p и Q гидравлического четырехполюсника механический четырехполюсник рассматривается обычно по отношению к скорости перемещения \dot{x} и силы F или угловой скорости $\dot{\varphi}$ и момента силы M .

Если принимать соответствие между параметрами гидравлических цепей и механических цепей, приведенное в таблице 4, то все сказанное выше в отношении гидравлических четырехполюсников относится в той же мере и к механическим четырехполюсникам. Например, после соответствующей замены параметров в таблице I получим линейные пере-

Соответствие параметров гидравлических и механических цепей

Параметры гидравлических цепей			Параметры механических цепей					
			Поступательное движение			Вращательное движение		
Обозн.	Наименование	Размерность	Обозн.	Наименование	Размерность	Обозн.	Наименование	Размерность
I		3	4	5	6	7	8	9
Q	Средний объемный расход	$\frac{м^3}{сек}$	\dot{x}	Скорость перемещения	$\frac{м}{сек}$	$\dot{\varphi}$	Угловая скорость	$\frac{1}{сек}$
P	Давление	$\frac{н \cdot кг}{м^2}, \frac{кг}{м \cdot сек^2}$	F	Сила	н, $\frac{кг \cdot м}{сек^2}$	M	Момент силы	н.м, $\frac{кг \cdot м^2}{сек^2}$
C	Объемная упругость	$\frac{м^5}{н}, \frac{м^4 \cdot сек^2}{кг}$	e	Линейная упругость	$\frac{м}{н}, \frac{сек^2}{кг}$	e	Крутильная упругость	$\frac{1}{н \cdot м}, \frac{сек^2}{кг \cdot м^2}$
L	Инерцион- ность по- тока жид- кости	$\frac{н \cdot сек^2}{м^5}, \frac{кг}{м^4}$	m	Масса	кг	I	Момент инерции	кг.м ²
R	Гидравличе- ское сопро- тивление по объемному расходу	$\frac{н \cdot сек}{м^5}, \frac{кг}{сек \cdot м^4}$	h	Сопротивле- ние по ско- рости пере- мещения	$\frac{н \cdot сек}{м}, \frac{кг}{сек}$	h	Сопротивле- ние по ско- рости вра- щения	н.м.сек; $\frac{кг \cdot м^2}{сек}$

дачи сигнальных графов четырехполюсников элементарных звеньев механических цепей с сосредоточенными параметрами и т.д.

Такой подход позволяет вести расчет гидромеханических цепей гидроприводов металлорежущих станков по единой методике методом сигнальных графов.

Переходим к определению значений параметров C , L и R элементарных звеньев гидравлических цепей с сосредоточенными параметрами.

1. Объемная упругость C .

Объемная упругость жидкости выражается:

$$C = \frac{V}{E_{np}}, \quad (2)$$

где V - объем жидкости элементарного звена,

E_{np} - приведенный модуль упругости, учитывающий упругость жидкости и стенок маслопровода [5].

2. Инерционность потока жидкости L .

Инерционная потеря давления определяется [7]:

$$(p_1 - p_2)_{ин} = \alpha_0 \rho_0 \frac{dQ}{dt} \int_0^l \frac{dx}{f}, \quad (3)$$

где α_0 - корректив количества движения,

ρ_0 - начальное значение плотности жидкости,

t - время,

x - продольная координата потока или струи,

f - площадь поперечного сечения потока или струи.

Введем понятие инерционности потока жидкости L . Тогда:

$$(p_1 - p_2)_{ин} = L \frac{dQ}{dt}, \quad (4)$$

где

$$L = \alpha_0 \rho_0 \int_0^l \frac{dx}{f}.$$

3. Местные гидравлические сопротивления по объемному расходу R .

Наиболее достоверные значения местных сопротивлений получаются экспериментально. Для этого необходимо для каж-

дого местного сопротивления определить зависимость перепада давления от объемного расхода $p_1 - p_2 = f(Q)$. При наличии такой графической или аналитической зависимости линейаризованное гидравлическое сопротивление по объемному расходу определяется:

$$R = \frac{\Delta(p_1 - p_2)}{\Delta Q}. \quad (5)$$

Гидравлическое сопротивление можно определить и расчетным путем в зависимости от режима течения жидкости.

Коэффициент местного сопротивления при ламинарном течении жидкости в общем виде представляется [2]:

$$\zeta = \frac{A}{Re} + B, \quad (6)$$

где Re - число Рейнольдса,
 A, B - постоянные.

Потеря давления в круглой трубе с внутренним диаметром d_2 в сечении после местного сопротивления выражается:

$$p_1 - p_2 = \zeta_2 \rho_0 \frac{Q^2}{2f_2^2} = \frac{A\mu}{2d_2} \frac{Q}{f_2} + \frac{B\rho_0}{2} \frac{Q^2}{f_2^2}, \quad (7)$$

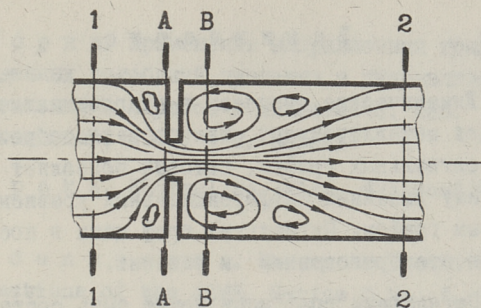
где μ - абсолютная вязкость жидкости.

В линейаризованном виде потеря давления в отношении объемного расхода представляется:

$$\Delta(p_1 - p_2) = R(\Delta Q), \quad (8)$$

где $R = \frac{A\mu}{2d_2 f_2} + \frac{B\rho_0 Q_0}{f_2^2}$ - линейаризованное местное гидравлическое сопротивление по объемному расходу,
 Q_0 - стационарный объемный расход.

При турбулентном течении жидкости картина иная. Деформация линий тока и образование струй входа и выхода в местном диафрагмообразном сопротивлении принципиально показаны на фиг. 4. Сечения I и 2 выбраны такими, в которых течение полностью заполняет поперечное сечение трубы до момента сужения потока I и после расхождения струи 2. В сечении A имеем отверстие диафрагмы, сечению B соответствует минимальное сечение струи.



Фиг. 4

Из уравнения Бернулли для установившегося напорного движения несжимаемой жидкости, выписанного для сечений 1 и 2, средний объемный расход в сечении А получается:

$$Q_A = \varphi_A f_A \sqrt{\frac{2}{\rho_0} (p_1 - p_2)}, \quad (9)$$

где $\varphi_A = \frac{1}{\sqrt{f_A^2 \left(\frac{\alpha_2}{f_2^2} - \frac{\alpha_1}{f_1^2} \right) + \zeta_A}}$ - коэффициент расхода для сечения А,

α_1, α_2 - коррективы кинетической энергии,

ζ_A - коэффициент местного сопротивления в сечении А.

Перепад давления в местном сопротивлении из формулы (9) выразится:

$$p_1 - p_2 = R^* Q^2, \quad (10)$$

где $R^* = \frac{\rho_0}{2 \varphi_A^2 f_A^2}$ - квадратичное гидравлическое сопротивление по объемному расходу.

В линеаризованном виде, в малых отклонениях, вместо уравнения (10) получим:

$$\Delta(p_1 - p_2) = R \Delta Q, \quad (11)$$

где $R = \frac{\rho_0 Q_0}{\varphi_A^2 f_A^2} = \frac{2}{Q_0} (p_1 - p_2)$ - линеаризованное квадратичное гидравлическое сопротивление по объемному расходу.

З а к л ю ч е н и е

1. Динамические процессы в гидромеханических цепях гидроприводов металлорежущих станков целесообразно исследовать методом сигнальных графов, который позволяет заменить сложную систему линейных дифференциальных уравнений наглядным сигнальным графом. Сигнальный граф цепи в последующем подвергается преобразованиям и решению.

2. Сигнальный граф цепи может быть составлен путем соответствующего соединения подграфов отдельных ее звеньев.

3. Звенья гидромеханических цепей гидроприводов могут быть представлены в виде четырехполюсников.

4. Передачи сигнальных графов четырехполюсников основных звеньев гидравлических цепей с сосредоточенными параметрами приведены в таблицах I и 2.

Л и т е р а т у р а

1. Дж. Абрахамс, Дж. Каверли. Анализ электрических цепей методом графов. Изд. "Мир". М., 1967.

2. Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. Изд. "Машиностроение". М., 1970

3. М.Ф. Гарднер, Дж. Л. Бернс. Переходные процессы в линейных системах с сосредоточенными постоянными. Госиздат Физ.-мат. лит. М., 1961.

4. В. Кукк. Теория линейных цепей I. Ротапринт ТПИ, Таллин, 1970.

5. В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков, А.С. Луганский, Ю.А. Целин. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. Изд. "Машиностроение". М., 1969.

6. А.В. Синев. Построение математической модели силовой гидравлической системы управления методами теории цепей. Сборник "Колебания и устойчивость приборов, машин и элементов систем управления." М. "Наука", 1968.

7. В. П. Ш о р и н. Применение направленных графов к расчету вынужденных колебаний давления в гидравлических системах летательных аппаратов и двигателей. Изв. вуз. "Авиационная техника", 1966, № 4, Казань.

8. L. Т е р а к с. Hüdraulika. Kirj. "Valgus". Tallinn, 1967.

9. R. O l d e n b u r g e r. Theory of Distributed Systems. Transactions of the ASME. Series D No. 1, 1970.

G. Grosschmidt

Calculation of Gains of Signal-Flow Graphs of
Quadripoles of Links of Hydromechanic Chains of
Machine-Tool Hydraulic Drives

S u m m a r y

The hydraulic drive is considered as a linked hydro-mechanic chain in the form of quadripoles. For the calculation of transfer functions of a chain and its links the signalflow graph method is used. The gains of the signal-flow graphs of quadripoles of model links of hydraulic drive hydromechanic chains are given.

УДК 621.22.001.5

Р.Т. Гроссшмидт

РАСЧЕТ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБ С
 РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
 ПРИВОДОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Трубы являются основными звеньями гидромагистралей гидравлических приводов. Для расчета динамики гидропривода необходимо знать динамические характеристики его звеньев. В настоящей работе предлагаются математические модели труб, которые могут быть применены в инженерных расчетах динамики гидроприводов.

Трубы рассматриваются, аналогично любым другим звеньям гидропривода, как гидравлические четырехполюсники [2].

В качестве исходных уравнений для трубы с распределенными параметрами приняты известные одномерные линейные волновые уравнения - уравнение сохранения массы и уравнение изменения количества движения [4] [1]:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial Q}{\partial x} &= \frac{C}{l} \frac{\partial p}{\partial t}, \\ -\frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{R}{l} Q + \frac{L}{l} \frac{\partial Q}{\partial t}, \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

где Q - средний объемный расход в сечении,

x - продольная координата оси трубы,

p - давление,

t - время.

$C = \frac{f \cdot l}{E_{np}}$ - объемная упругость,

f - площадь поперечного сечения трубы,

l - длина трубы,

E_{np} - приведенный модуль упругости,

$R = \frac{8\pi\mu l}{f^2}$ - гидравлическое сопротивление трубы по
объемному расходу для стационарного
ламинарного течения жидкости,

μ - абсолютная вязкость жидкости,

$L = \frac{\alpha_0 \rho_0 l}{f}$ - инерционность потока жидкости,

α_0 - корректив количества движения,

ρ_0 - начальное значение плотности жидкости.

Решения волновых уравнений (I) в комплексной форме
имеют вид [I]:

$$\left. \begin{aligned} p &= A_1 e^{-\gamma x} + A_2 e^{\gamma x}, \\ Q &= \frac{1}{Z_B} (A_1 e^{-\gamma x} - A_2 e^{\gamma x}), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $\gamma = \frac{1}{L} \sqrt{(R + j\omega L)j\omega C} = \alpha + j\beta$ - коэффициент распространения волны,

ω - круговая частота,

α - коэффициент затухания,

β - коэффициент фазы,

$Z_B = \sqrt{\frac{R + j\omega L}{j\omega C}}$ - волновое сопротивление,

A_1, A_2 - комплексные постоянные интегрирования, определяемые граничными условиями.

Передачи (передаточные функции) четырехполюсников труб для четырех форм уравнений [5], [2] - приведены в табл. I.

Т а б л и ц а I

Передачи четырехполюсников труб с распределенными параметрами

Формы уравнений четырехполюсника	П е р е д а ч и			
	W_{11}	W_{12}	W_{21}	W_{22}
I	2	3	4	5
Z	$\frac{Z_B}{\text{th}\gamma L}$	$-Z_{21}$	$\frac{Z_B}{\text{sh}\gamma L}$	$-Z_{11}$
Y	$\frac{1}{H_{11}}$	$-Y_{21}$	$\frac{1}{Z_B \text{sh}\gamma L}$	$-\frac{1}{H_{11}}$

Продолжение таблицы I

I	2	3	4	5
H	$Z_B \text{th} \gamma l$	H_{21}	$\frac{1}{\text{ch} \gamma l}$	$-\frac{1}{Z_{11}}$
G	$\frac{1}{Z_{11}}$	H_{21}	H_{21}	$-H_{11}$

Как видно из таблицы I, передачи могут быть выражены через значения пяти основных передач Z_{11} , Z_{21} , Y_{21} , H_{11} , H_{21} , либо как отрицательные, либо как обратные функции.

Для рассматриваемых пяти основных передач четырехполюсников труб составлены программы на алгоритмическом языке "МАЛГОЛ" и рассчитаны логарифмические амплитудночастотные (ЛАЧХ) и логарифмические фазо-частотные характеристики (ЛФЧХ) на ЭЦВМ "Минск 22".

Расчеты выполнялись в комплексных числах. Для этого члены в выражениях передач четырехполюсников труб (табл. I) были представлены в комплексной показательной форме (см. табл. 2).

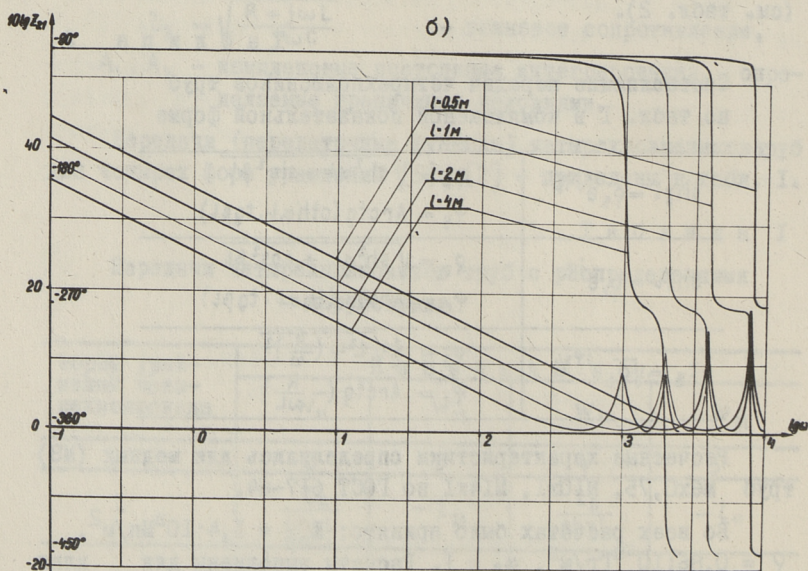
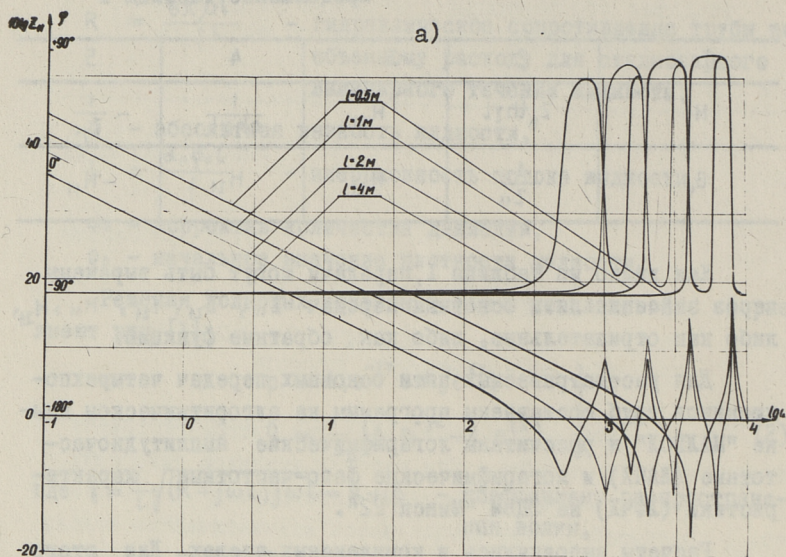
Т а б л и ц а 2

Составляющие передач четырехполюсников труб по табл. I в комплексной показательной форме

$\text{sh} \gamma l = \varphi_s e^{j\varphi_s}$	$\varphi_s = \sqrt{\text{sh}^2 \alpha l + \sin^2 \beta l}$ $\varphi_s = \text{Arctg}(\text{cth} \alpha l \cdot \text{tg} \beta l)$
$\text{ch} \gamma l = \varphi_c e^{j\varphi_c}$	$\varphi_c = \sqrt{\text{sh}^2 \alpha l + \cos^2 \beta l}$ $\varphi_c = \text{Arctg}(\text{th} \alpha l \cdot \text{tg} \beta l)$
$Z_B = \sqrt{\varphi_z} e^{j\varphi_z/2}$	$\varphi_z = \frac{1}{c} \sqrt{L^2 + (\frac{R}{\omega})^2}$ $\varphi_z = \text{Arctg}(-\frac{R}{\omega L})$

Расчетные характеристики определялись для медных (МЭ) труб М6х0,75, М10х1, М14х1 по ГОСТ 617-64.

Во всех расчетах было принято: $E_{\text{пр}} = 1,4 \cdot 10^8 \text{ Мн/м}^2$, $\rho = 0,86 \cdot 10^{-3} \text{ Гр/м}^3$, $\alpha_0 = 1$. Расчеты выполнены для длин труб $l = 0,5, 1, 2, 4$ м и для абсолютной вязкости масла $\mu = 0,02 \cdot 10^{-6}$; $0,16 \cdot 10^{-6} \text{ Мн.сек/м}^2$ (кинетическая вязкость $\nu = 24$; 180 сст). Размерности переменных приняты: давление



Фиг. 1. ЛАФЧХ передач Z_{11} и Z_{21} четырехполюсника трубы с распределенными параметрами, труба 10×1 ,
 $\mu = 0,16 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Мн.сек.}}{\text{м}^2}$.

p -Мн/м², средний объемный расход Q - м³/сек.

В результате расчетов построены графики ЛАЧХ и ЛФЧХ (см. фиг. 1...4).

На фиг. 1 ЛАЧХ нанесена $10 \lg Z = 10 \lg \frac{P}{Q} \cdot f$.

Передачи Z_{11} и Z_{21} в области малых частот имеют линейный падающий участок амплитудной характеристики с наклоном - 10 децилог/декада ($d \lg / d \text{дек}$) и постоянный сдвиг фазы - 90°. Это - характеристика интегрирующего звена с передачей $Z = 1/Cs$.

Амплитуда передачи Z_{11} при $\lg \omega > 2,5$ имеет резкий пик затухания. Далее следует резонансный пик, второй пик затухания и т.д.

Фазовая скорость распространения волны равняется [1]:

$$v_{\phi} = \frac{\omega}{\beta} \quad (3)$$

При малом сопротивлении R , которое имеет место в трубах, имеем:

$$\beta = \frac{\omega}{l} \sqrt{LC}$$

и

$$v_{\phi} = \frac{l}{\sqrt{LC}} = \sqrt{\frac{E_{нр}}{\alpha_0 \rho_0}} \quad (4)$$

При $\alpha = 1$ получим $v_{\phi} = 1270$ м/сек.

Для передачи $Z_{11} = -Z_{22}$ имеем пики затухания при частотах

$$\omega_i = i \frac{\pi \cdot v_{\phi}}{2l} \quad (i = 1, 3, 5, \dots) \quad (5)$$

и резонансные пики при частотах

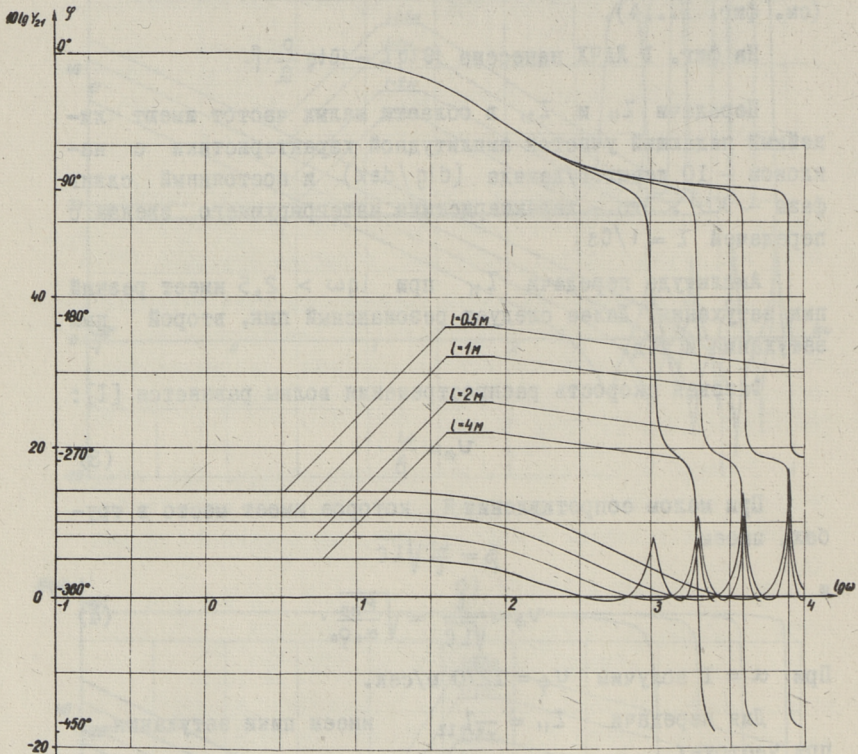
$$\omega_k = k \frac{\pi \cdot v_{\phi}}{l} \quad (k = 1, 2, 3, \dots) \quad (6)$$

Передачи $Z_{21} = -Z_{12}$ имеют только резонансные пики при частотах ω_k .

На фиг. 2 ЛАЧХ нанесена $10 \lg Y_{21} = 10 \lg \frac{Q_2}{P_1 \cdot f}$.

ЛАЧХ передач $Y_{21} = -Y_{12}$ при низких частотах имеет постоянный участок с постоянной передачей $Y_{21} = 1/R$. Фазовый угол $\varphi = 0^\circ$. При частотах $\lg \omega > 1,5$ имеется падающий участок ЛАЧХ с наклоном - 10 $d \lg / d \text{дек}$. Отставание по фазе увеличивается и стремится к - 90°. Это инерционное звено с передачей

$$Y_{21} = \frac{1/L}{s + R/L}$$



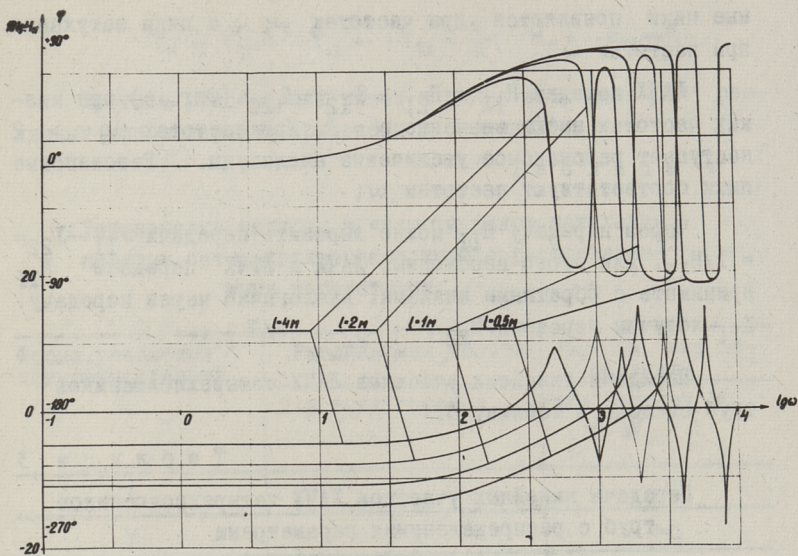
Фиг. 2. ЛАФЧХ передачи Y_{21} четырехполюсника трубы с распределенными параметрами, труба 10×1 ,

$$\mu = 0,16 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Мн,сек.}}{\text{м}^2}$$

Дальнейшее увеличение частоты ($\lg \omega > 2,5$) приведет к появлению резонансных пиков с частотами ω_k .

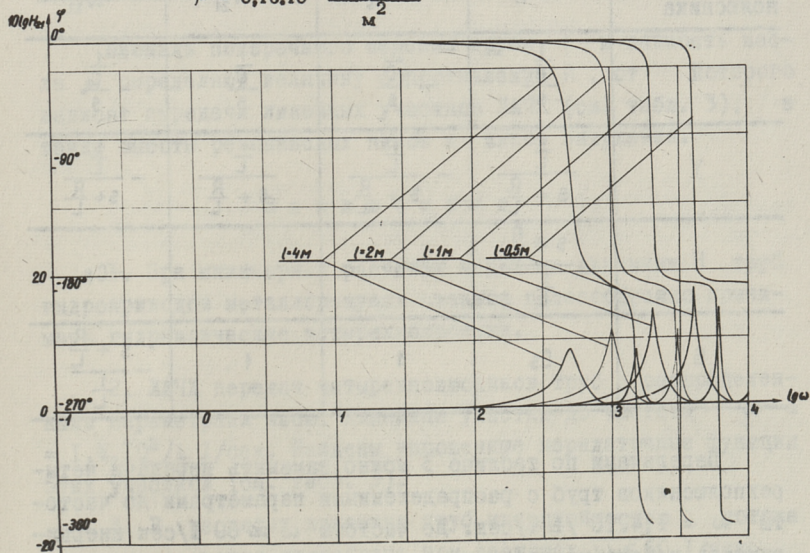
На фиг. 3 ЛАЧХ нанесена $10 \lg H_{II} = 10 \lg \frac{p_1}{Q_1} f$.

ЛАЧХ передач $H_{II} = -G_{22}$ при низких частотах имеет участок с постоянной передачей: $H_{II} = R$. Фазовый угол $\varphi = 0$. При частотах $\lg \omega > 1,5$ ЛАЧХ имеет подъем $+10 \text{ дБ/дек}$. Увеличивается опережение по фазе, которое стремится к $+90^\circ$. Имеем звено с передаточной функцией $H_{II} = Ls + R$. Резонанс-



Фиг. 3. ЛАФЧХ передачи H_{11} четырехполюсника трубы с распределенными параметрами, труба 10×1 ,

$$\mu = 0,16 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Мн} \cdot \text{сек.}}{\text{м}^2}$$



Фиг. 4. ЛАФЧХ передачи $H_{12}=H_{21}$ четырехполюсника трубы с распределенными параметрами, труба 10×1 ,

$$\mu = 0,16 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Мн} \cdot \text{сек.}}{\text{м}^2}$$

ные пики появляются при частотах ω_i , а пики затухания при частотах ω_k .

ЛАЧХ передач $H_{12} = H_{21} = G_{12} = G_{21}$ (Фиг. 4) при низких частотах имеют значение $W = I$. При частотах $\lg \omega > 2$ наступает резонансное увеличение амплитуды. Резонансные пики соответствуют частотам ω_i .

Через передачу H_{II} можно выразить передачи $Y_{II} = -Y_{22} = I/H_{II}$. Для этого необходимо ЛАЧХ и ЛФЧХ передачи H_{II} принимать с обратными знаками. Аналогично через передачу Z_{II} получим передачи $H_{22} = -G_{22} = -I/Z_{II}$.

Передачи линейных участков ЛАЧХ четырехполюсников труб сведены в таблицу 3.

Т а б л и ц а 3

Передачи линейных участков ЛАЧХ четырехполюсников труб с распределенными параметрами

Форма уравнений четырехполюсника	П е р е д а ч и			
	W_{11}	W_{12}	W_{21}	W_{22}
Z	$\frac{1}{C}$ $\frac{1}{s}$	$-\frac{1}{C}$ $\frac{1}{s}$	$\frac{1}{C}$ $\frac{1}{s}$	$-\frac{1}{C}$ $\frac{1}{s}$
Y	$\frac{1}{L}$ $s + \frac{R}{L}$	$-\frac{1}{L}$ $s + \frac{R}{L}$	$\frac{1}{L}$ $s + \frac{R}{L}$	$-\frac{1}{L}$ $s + \frac{R}{L}$
H	$s + \frac{R}{L}$ $\frac{1}{L}$	1	1	-Cs
G	Cs	1	1	$-\frac{s + \frac{R}{L}}{\frac{1}{L}}$

Передачами по таблице 3 можно заменить передачи четырехполюсников труб с распределенными параметрами до частоты $\omega = 1,4 \cdot 10^3 / l$ I/сек. До частоты $\omega \approx 60$ I/сек инерционность потока жидкости не влияет на значения передач Y , H_{II} и G_{22} , которые можно принимать равными:

$$Y_{11} = Y_{21} = -Y_{12} = -Y_{22} = \frac{1}{R}; \quad H_{11} = -G_{22} = R.$$

Частоты резонансных пиков и пиков затухания для различных типов передач приведены в таблице 4.

Т а б л и ц а 4

Резонансные частоты и частоты пиков затухания передач четырехполюсников труб с распределенными параметрами

Форма уравнений четырехполюсника	Резонансные частоты	Частоты пика затухания
	для всех передач	для передач W_{11} и W_{22}
Z	ω_k	ω_i
Y	ω_k	ω_i
H	ω_i	ω_k
G	ω_i	ω_k

Площадь поперечного сечения трубы f и вязкость масла μ определяют величину сопротивления R , от которого зависят передачи линейных участков ЛАЧХ (см. табл. 3), а также высоты резонансных пиков и пиков затухания.

З а к л ю ч е н и е

1. При инженерных расчетах моделями динамики труб гидроприводов металлорежущих станков целесообразно принимать гидравлические четырехполюсники.

2. ЛАЧХ передач четырехполюсников труб с распределенными параметрами имеют линейные участки до частоты $\omega = 1,4 \cdot 10^3 / L$ I/сек. Найдены упрощенные передаточные функции этих участков (см. табл. 3).

3. В расчетах динамики труб инерционностью потока жидкости L можно пренебречь при частотах $\omega < 60$ I/сек.

Л и т е р а т у р а

1. Г.И. А т а б е к о в. Основы теории цепей. Изд. "Энергия". М., 1969.
2. Г.Т. Гроссшмидт. Расчет передаточных функций сигнальных графов четырехполюсников звеньев гидромеханических цепей гидроприводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению УШ. Труды ТПИ, "серия А, № 317, 1971.
3. Б.Л. К о р о б о ч к и н, М.Д. К о м и т о в с к и. О передаточных функциях трубопроводов гидросистем в сосредоточенных и распределенных параметрах. "Машиноведение", №4, 1968.
4. И.А. Ч а р н ы й. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. Госиздат. техн.-теор. лит. М.-Л., 1951.
5. В.П. Ш о р и н. Применение направленных графов к расчету вынужденных колебаний давления в гидравлических системах летательных аппаратов и двигателей. Изв. вуз "Авиационная техника", № 4, Казань, 1966.

G. Grosschmidt

Calculation of the Frequency Characteristics of
Machine-Tool Hydraulic Drive Pipes with Distributed
Parameters

S u m m a r y

Calculation of the gain log-magnitude-phase and log-phase-angle diagrams for different forms of the pipe quadrupole equations with distributed parameters, accomplished within the computer, is given. The simplified transfer functions and the frequency limits of its application are shown.

УДК 621.22.001.5

Г.Т. Гроссшмидт, Ю.И. Ванавески

РАСЧЕТ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБ С
СОСРЕДОТОЧЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
ПРИВОДОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Передачи четырехполюсников труб с распределенными параметрами [2] достаточно сложны и их использование в инженерных расчетах динамики гидроприводов вызывает некоторые трудности. Практически нас интересуют передачи четырехполюсников труб, которые учитывали бы первый резонансный пик. Такие передачи можно найти, рассматривая трубу как четырехполюсник с сосредоточенными параметрами.

Первой задачей является выбор способа разбивки равномерно распределенных параметров труб на сосредоточенные параметры S , L и R [1] для каждой формы уравнений четырехполюсника.

Разбивку параметров трубы на отдельные комплексные звенья с сосредоточенными параметрами целесообразно выполнить так, чтобы ЛАЧХ передач четырехполюсника трубы согласовались с ЛАЧХ соответствующих передач четырехполюсника трубы с распределенными параметрами (см. [2]) до первой резонансной частоты.

Такое совпадение ЛАЧХ при различных формах уравнений четырехполюсника трубы с сосредоточенными параметрами дает разбивку трубы на отдельные комплексные звенья, которое показано в таблице I.

По формуле Мейсона [1] выписаны передачи четырехполюсников труб с сосредоточенными параметрами для любого количества комплексных звеньев N (см. табл. 2).

Таблица I

Разбивка параметров трубы на комплексные звенья
с сосредоточенными параметрами С, L и R

Форма уравнений четырехполюсника	Схема разбивки параметров трубы на звенья			
	Z	$\underbrace{\frac{C}{2N} - \frac{L}{N} - \frac{R}{N} - \frac{C}{2N}}_I - \dots - \frac{C}{2N} - \frac{L}{N} - \frac{R}{N} - \frac{C}{2N}$		
Y	$\underbrace{\frac{L}{2N} - \frac{R}{2N} - \frac{C}{N} - \frac{L}{2N} - \frac{R}{2N}}_I - \dots - \frac{L}{2N} - \frac{R}{2N} - \frac{C}{N} - \frac{L}{2N} - \frac{R}{2N}$			
H	$\underbrace{\frac{C}{N} - \frac{L}{N} - \frac{R}{N}}_I - \dots - \frac{C}{N} - \frac{L}{N} - \frac{R}{N}$			
G	$\underbrace{\frac{L}{N} - \frac{R}{N} - \frac{C}{N}}_I - \dots - \frac{L}{N} - \frac{R}{N} - \frac{C}{N}$			

Таблица 2

Передачи четырехполюсников с сосредоточенными параметрами для N комплексных звеньев

Форма уравнений четырехполюсника	Передачи			
	W_{11}	W_{12}	W_{21}	W_{22}
Z	$\frac{2N}{Cs} D_{kz}$ D_z	$-Z_{21}$	$\frac{4N}{Cs} A^N$ D_z	$-Z_{11}$
Y	$\frac{2N}{Ls+R} D_{kz}$ D_z	$-Y_{21}$	$\frac{4N}{Ls+R} A^N$ D_z	$-Y_{11}$
H	$\frac{N}{Cs} D_{kh}$ D_h	H_{21}	$\frac{A^N}{D_h}$	$-G_{11}$
G	$\frac{N}{Ls+R} D_{kh}$ D_h	H_{21}	H_{21}	$-H_{11}$

В таблице 2 обозначено

$$A = \frac{N}{Cs} \frac{N}{Ls+R}$$

Определители графа D_z , D_h и алгебраические дополнения путей D_{kz} , D_{kh} для передач по табл. 2, для числа комплексных звеньев $N = 1, 2, 4$, приведены в табл. 3 и 4.

Т а б л и ц а 3

Определители графа D_z и алгебраические дополнения пути D_{kz} для форм уравнений Z и Y четырехполюсников труб для различного количества N комплексных звеньев

Количество звеньев N	Для форм Z и Y	
	D_z	D_{kz}
1	$I + 4A$	$I + 2A$
2	$I + 6A + 8A^2$	$I + 4A + 2A^2$
4	$I + 10A + 34A^2 + 44A^3 + 16A^4$	$I + 8A + 20A^2 + 13A^3 + 2A^4$

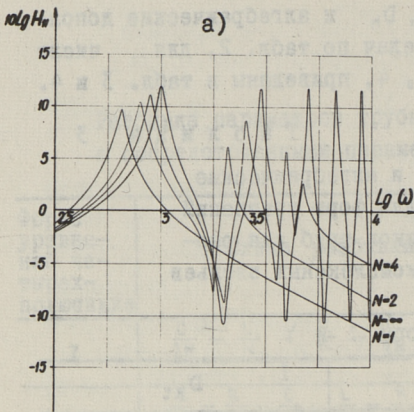
Т а б л и ц а 4

Определители графа D_h и алгебраические дополнения пути D_{kh} для форм уравнений H и G четырехполюсников труб для различного количества N комплексных звеньев

Количество звеньев N	Для форм H и G	
	D_h	D_{kh}
1	$I + A$	I
2	$I + 3A + A^2$	$I + 2A$
4	$I + 7A + 15A^2 + 10A^3 + A^4$	$I + 6A + 10A^2 + 4A^3$

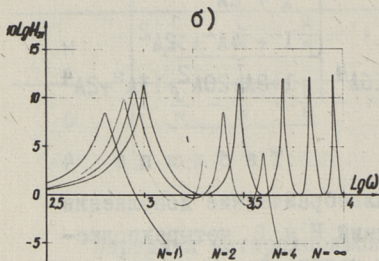
Для расчета ЛАЧХ и ЛФЧХ труб с сосредоточенными параметрами составлена программа ... на алгоритмическом языке МАЛГОЛ. Исходные данные для расчетов приняты такими же, как при расчете труб с распределенными параметрами [2]. Расчеты характеристик выполнялись на ЭЦВМ "Минск-22".

Рассчитаны были частотные характеристики для различных передач четырехполюсников труб (см. табл. 2).



Фиг. 1. ЛАЧХ передач H_{11} и H_{21} четырехполюсников труб с сосредоточенными параметрами при количестве звеньев $N = 1, 2, 4$ по сравнению с передачами при распределенных параметрах ($N = \infty$) в области резонансных частот: труба 10×1 , $l = 2\text{м}$,

$$\mu = 0,18 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Мн,сек}}{\text{м}^2}$$



На фиг. 1 показаны ЛАЧХ передач H_{11} и H_{21} при различном количестве N комплексных звеньев. При низких частотах кривые при всех значениях N совпадают. Значительное отклонение от первого резонансного пика ЛАЧХ с распределенными параметрами ($N = \infty$) как по частоте, так и по амплитуде имеем при количестве комплексных звеньев $N = 1$. Чем больше количество звеньев N , тем лучше совпадение с характеристиками при $N = \infty$. Количество звеньев $N = 4$ дает хорошее совпадение первого резонансного пика и приемлемое совпадение второго резонансного пика.

Нас интересует получение как можно простых математических выражений передач, которые с достаточной точностью учитывали бы первый резонансный пик. Самые простые выражения передач получим, если заменим модель трубы с распределенными параметрами на одно комплексное звено с сосредоточенными параметрами (см. табл. 5).

Передачи в таблице 5 разбиты на отдельные типовые звенья теории автоматического регулирования [4].

Передачи четырехполюсников труб с сосредоточенными параметрами при $N = 1$

Форма уравнений четырехполюсника	Передачи			
	W_{11}	W_{12}	W_{21}	W_{22}
Z	$\frac{1}{Cs} \frac{LC}{2} \left(s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{2}{LC} \right) \frac{\frac{4}{LC}}{s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{4}{LC}}$	$-Z_{21}$	$\frac{1}{Cs} \frac{\frac{4}{LC}}{s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{4}{LC}}$	$-Z_{11}$
Y	$\frac{1}{s + \frac{R}{L}} \frac{LC}{2} \left(s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{2}{LC} \right) \frac{\frac{4}{LC}}{s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{4}{LC}}$	$-Y_{21}$	$\frac{\frac{1}{L}}{s + \frac{R}{L}} \frac{\frac{4}{LC}}{s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{4}{LC}}$	$-Y_{11}$
H	$\frac{s + \frac{R}{L}}{\frac{1}{L}} \frac{\frac{1}{LC}}{s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{1}{LC}}$	H_{21}	$\frac{\frac{1}{LC}}{s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{1}{LC}}$	$-G_{11}$
G	$Cs \frac{\frac{1}{LC}}{s^2 + \frac{R}{L}s + \frac{1}{LC}}$	H_{21}	H_{21}	$-H_{11}$

Различие в ЛАЧХ передач труб с распределенными параметрами и с сосредоточенными параметрами при $N = I$ для первой резонансной частоты можно компенсировать путем корректирования коэффициентов типовых звеньев второго порядка.

Имеющиеся в передачах по таблице 5 типовые звенья второго порядка (дифференцирующее звено второго порядка и колебательное звено) в общем случае записываются в виде [4]:

$$W_1 = k_1(s^2 + 2\beta_1 \nu_1 s + \nu_1^2), \quad W_2 = \frac{k_2}{s^2 + 2\beta_2 \nu_2 s + \nu_2^2},$$

где β_1, β_2 - коэффициенты затухания,
 ν_1, ν_2 - частоты среза.

В данном случае $k_1 = \nu_1^2, k_2 = \nu_2^2$.

Первая резонансная частота передач труб при числе звеньев $N = I$ для всех передач в $\pi/2$ раз меньше, а частота пика затухания до первого резонансного пика в $\pi/\sqrt{8}$ раз меньше, чем для передач труб с распределенными параметрами.

Для корректировки передач с сосредоточенными параметрами по частотам первого резонансного пика и пика затухания, необходимо члены ν_2^2 в типовой передаче колебательного звена умножить на поправку $\pi^2/4$ и члены ν_1^2 в дифференцирующем звене второго порядка на поправку $\pi^2/8$.

Амплитуда колебательного звена выражается [4]:

$$A_2(\omega) = -5 \lg [(1 - u_2^2)^2 + 4\beta_2^2 u_2^2] \text{ дБ},$$

где $u_2 = \omega/\nu_2$.

Для частоты $\omega = \nu_2$, что в данном случае очень близко к резонансной частоте, $u_2 = I$ и

$$A_2(\omega) = -10 \lg 2\beta_2 \text{ дБ},$$

откуда коэффициент затухания

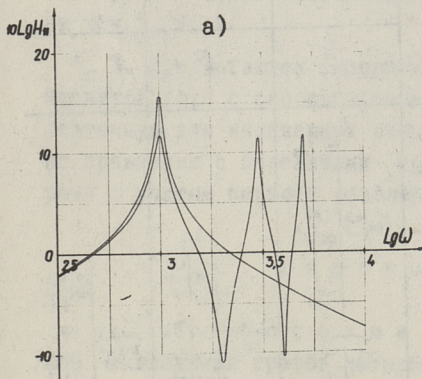
$$\beta_2 = \frac{1}{2} 10^{-\frac{A_2(\omega)}{10}}.$$

Аналогично получим для дифференцирующего звена второго порядка:

$$\beta_1 = \frac{1}{2} 10^{\frac{A_1(\omega)}{10}}$$

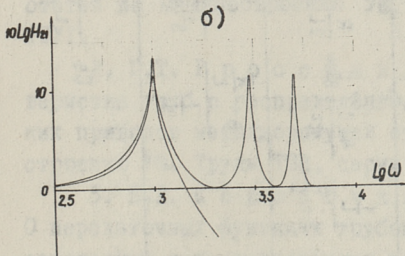
Для рассматриваемых труб получим хорошее соответствие скорректированных ЛАЧХ с ЛАЧХ передач четырехполосников труб с распределенными параметрами, если первоначальные значения β_1 и β_2 умножить на 1/2.

Передачи четырехполосников труб с сосредоточенными параметрами при $N = 1$, скорректированные по значениям резонансных частот и по амплитудам резонансных пиков, приведены в таблице 6.



Фиг. 2. Сравнение ЛАЧХ передач аппроксимации H_{11} и H_{21} четырехполосников труб с передачами при распределенных параметрах; труба 10×1 , $l = 2$ м,

$$\mu = 0,16 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Мн.сек}}{\text{м}^2}$$



По аппроксимированным передачам рассчитаны ЛАЧХ. Для передач H_{11} и H_{21} на фиг. 2 приведено сравнение ЛАЧХ аппроксимированных передач с передачами четырехполосников труб с распределенными параметрами.

Т а б л и ц а 6

Скорректированные передачи четырехполосников труб с сосредоточенными параметрами

Форма уравнений четырех-полосника	Передачи аппроксимаций			
	W_{11}	W_{12}	W_{21}	W_{22}
Z	$\frac{1}{Cs} \frac{4LC}{\pi^2} \left(s^2 + \frac{R}{2L}s + \frac{\pi^2}{4LC} \right)$	$-Z_{21}$	$\frac{1}{Cs} \frac{\pi^2}{LC} \frac{1}{s^2 + \frac{R}{2L}s + \frac{\pi^2}{LC}}$	$-Z_{11}$
Y	$\frac{1}{s + \frac{R}{L}} \frac{4LC}{\pi^2} \left(s^2 + \frac{R}{2L}s + \frac{\pi^2}{4LC} \right)$	$-Y_{21}$	$\frac{1}{s + \frac{R}{L}} \frac{\pi^2}{LC} \frac{1}{s^2 + \frac{R}{2L}s + \frac{\pi^2}{LC}}$	$-Y_{11}$
H	$\frac{s + \frac{R}{L}}{\frac{1}{L}} \frac{\pi^2}{4LC} \frac{1}{s^2 + \frac{R}{2L}s + \frac{\pi^2}{4LC}}$	H_{21}	$\frac{\pi^2}{4LC} \frac{1}{s^2 + \frac{R}{2L}s + \frac{\pi^2}{4LC}}$	$-G_{11}$
G	$Cs \frac{\pi^2}{4LC} \frac{1}{s^2 + \frac{R}{2L}s + \frac{\pi^2}{4LC}}$	H_{21}	H_{21}	$-H_{11}$

Приведенные графики показывают достаточную для инженерных расчетов точность аппроксимации.

З а к л ю ч е н и е

1. Предложена разбивка распределенных параметров труб на комплексные звенья с сосредоточенными параметрами, дающая передаточные функции звеньев, которые согласуются с передачами четырехполюсников труб с распределенными параметрами.

2. Рассчитаны на ЭЦВМ передачи четырехполюсников труб с сосредоточенными параметрами для числа комплексных звеньев $N = 1, 2, 4$.

3. Предлагаются скорректированные передачи четырехполюсников труб с сосредоточенными параметрами, дающие достаточную для инженерных расчетов точность аппроксимации по сравнению с передачами труб с распределенными параметрами с учетом первого резонансного пика (см. табл. 6).

Л и т е р а т у р а

1. Г.Т. Г р о с с ш м и д т. Расчет передаточных функций сигнальных графов четырехполюсников звеньев гидромеханических цепей гидроприводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению УШ. Труды ТПИ, серия А, № 317, 1971.

2. Г.Т. Г р о с с ш м и д т. Расчет частотных характеристик труб с распределенными параметрами гидравлических приводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению УШ. Труды ТПИ, серия А, № 317, 1971.

3. Б.Л. К о р о б о ч к и н, М.Д. К о м и т о в с к и. О передаточных функциях трубопроводов гидросистем в сосредоточенных и распределенных параметрах, "Машиноведение", № 4, 1968.

4. Н. S i l l a m a. Sageduskarakteristikud. TPI rotaprint, Tallinn, 1970.

G.Grosschmidt, J.Vanaveski

Calculation of the Frequency Characteristics of
Machine-Tool Hydraulic Drive Pipes with Lumped
Parameters

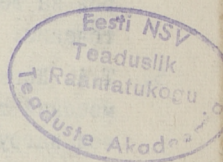
S u m m a r y

The division of the pipe parameters into complex links with lumped parameters for different forms of hydraulic quadripole equations is settled down in the paper. Logmagnitude-phase and log-phase-angle diagrams of the pipe quadripole gains are accomplished within the computer. The corrected gains, which approximate the pipe quadripole gains with distributed parameters up to and including the first resonance peak, are proposed.

С о д е р ж а н и е

	Стр.
1. А.А. Киммель, Ю.В. Папстель, Н.Н. Щеглов. Проектирование технологических процессов механической обработки на ЭЦВМ.	3
2. А.Р. Янсон. Моделирование работы токарного гидрокопировального полуавтомата с системами автоматического регулирования (САР) размера	15
3. Н.Н. Щеглов, А.Р. Янсон. Выбор режима резания и расчет точности обработки на токарном гидрокопировальном полуавтомате с системами автоматического регулирования (САР) размера.	31
4. Т.А. Когер. Влияние технологических факторов на действительную геометрию резца при точении.	43
5. Т.А. Когер. Устройство для измерения перемещений технологической системы под рабочей нагрузкой	55
6. Ю.В. Папстель. О некоторых особенностях механической схемы деформирования при обработке деталей типа полых валов обкатыванием.	63
7. Р.А. Лаанеотс, Б.Я. Саар. Исследование весового метода для аттестации мер толщины пленок.	71
8. Р.А. Лаанеотс. Проверка толщиномеров пленок	79
9. В.А. Лещенко, В.И. Рездик. Пути создания точных и надежных систем числового управления станками на основе релейного пневмо (струйно)-гидравлического следящего привода	87
10. В.А. Лещенко, В.И. Рездик. Исследование релейного пневмо (струйно)-гидравлического следящего привода позиционной системы числового управления.	97

- II. В.А. Лещенко, В.И. Реэдик. Выбор параметров чувствительных элементов высокосточного пневматического датчика положения для систем числового управления станками. I15
12. Г.Т. Гроссшмидт. Расчет передаточных функций сигнальных графов четырехполюсников звеньев гидромеханических цепей гидроприводов металлорежущих станков. I31
13. Г.Т. Гроссшмидт. Расчет частотных характеристик труб с распределенными параметрами гидравлических приводов металлорежущих станков. I47
14. Г.Т. Гроссшмидт, Ю.И. Ванавески. Расчет частотных характеристик труб с сосредоточенными параметрами гидравлических приводов металлорежущих станков I57



Сбоник статей
по
м а ш и н о с т р о е н и ю
УШ

УДК 65.011.56.002.5

А.А. Киммель, Ю.В. Папстель, Н.Н. Щеглов

Проектирование технологических процессов механической
обработки на ЭЦВМ (стр. 3-14)

В работе рассматриваются вопросы автоматического проектирования технологических процессов на ЭЦВМ, путем формирования из реальных заводских деталей комплексных, для которых разрабатываются возможные варианты технологических процессов обработки. Система программ выбирает из их числа соответствующий.

Фигур 6. Библиографий 6.

УДК 621.9.014.2

А.Р. Янсон

Моделирование работы токарного гидрокопировального
полуавтомата с системами автоматического регулиро-
вания САР размера (стр. 15-29)

В статье приводятся уравнения, позволяющие рассчитать компоненты силы резания с учетом динамики износа резца (для стали 40X), а также уравнения для расчета размерного износа. Описывается моделирование работы станка на ЭВМ. Рассматриваются системы, управляющие процессом по изменению радиальной составляющей (или эквивалентной) силы резания

с изменением только подачи или подачи и скорости резания одновременно. Значение контролируемой силы можно задать либо для вала в целом, либо для каждой ступени.

В алгоритмическом языке МАЛГОЛ отлажена соответствующая программа.

Фиг. 6. Таблиц I. Библиографий 7.

УДК 621.91.015-187

Н.Н. Щеглов, А.Р. Янсон

Выбор режима резания и расчет точности обработки на токарном гидрокопировальном полуавтомате с системами автоматического регулирования (САР) размера (стр. 31-42)

В статье приведен расчет точности обработки ступенчатых валов при стабилизации радиальной составляющей силы резания. Методика расчета, приспособленная для применения ЭВМ, позволяет определить наивыгоднейшие размеры и установку копира и более целесообразно использовать поле допуска. По разработанной методике заданный режим резания корректируется в соответствии с требованиями к точности обработки.

Фигур 3. Библиографий 8.

УДК 621.91

Т.А. Когер

Влияние технологических факторов на действительную геометрию резца при точении (стр. 43-54)

В статье описываются факторы, влияющие на геометрию резца в рабочем состоянии. Даны определения рабочих геометрических параметров инструментов и формулы для вычисления их по перемещениям технологической системы.

Описывается методика соответствующих экспериментов, на основе которых выработаны линейные модели изменений геометрии резца, характеризующие влияние режима резания, начальной геометрии резца и жесткости технологической системы.

Фигур 7. Таблиц I. Библиографий II.

УДК 621.91

Т.А. Когер

Устройство для измерения перемещений технологической системы под рабочей нагрузкой (стр. 55-61)

В статье сравниваются статический и динамический методы измерения перемещений технологической системы под нагрузкой.

Описана конструкция измерительной установки для динамического метода измерения перемещений.

Фигур 2. Библиографий 6.

УДК 621.784.4; 658.562.3

Ю. Папстель

О некоторых особенностях механической схемы деформирования при обработке деталей типа полых валов обкатыванием (стр. 63-70)

В данной статье анализируется механическая схема деформирования при обкатывании полых валов и указывается на различие механических схем деформирования при обработке сплошных и полых валов. Количественный анализ проведен на основе применения методики расчета толстостенных труб, основанной на применении вариационной формулы Кастилиано.

Даны практические рекомендации.

Фигур 4. Библиографий 3.

УДК 531.717:539, 238

Р.А. Лаанеотс, Б.Я. Саар

Исследование весового метода для аттестации мер толщины пленок (стр. 71-77)

В статье изложена методика определения средней толщины пленки и суммарной предельной погрешности средней толщины пленки весовым методом.

Приведены результаты измерения средней толщины пленки на мерах тремя методами: весовым, радиоизотопным и пневматическим. По результатам измерения выявлено, что весовой метод не следует применять при аттестации мер толщины пленок. Для аттестации мер толщины пленок предлагается применять пневматический метод.

Фигур 3. Таблиц 1. Библиографий 3.

УДК 531.717:539.238

Лаанеотс Р.А.

Проверка толщиномеров пленок (стр. 79-86)

В статье описаны общие положения и методика поверки как толщиномеров пленок со шкалами, выраженными в единицах длины, так и толщиномеров пленок с условными шкалами.

Изложенная методика поверки дает возможность ввести единообразие в практику поверки толщиномеров пленок и составления их градуировочных характеристик.

Библиографий 5.

УДК 621.9.06-85-52

В.А. Лещенко, В.И. Рездик

Пути создания точных и надежных систем числового управления станками на основе релейного пневмо(струйно)-гидравлического следящего привода (стр. 87-95)

Рассмотрены вопросы выбора структуры пневмогидравлической струйной системы числового управления для сверлильных станков средних размеров с точностью $\pm 0,025$ мм и выше. Указано на целесообразность применения линейного дискретного струйного датчика положения и гидравлического следящего привода с релейным характером управления.

Фигур 2. Библиографий 9.

УДК 621.9-06-85-52

В.А. Лещенко, В.И. Реэдик

Исследование релейного пневмо(струйно)-
гидравлического следящего привода позиционной
системы числового управления (стр. 97-113)

Рассмотрены проблемы выбора структуры и параметров гидравлического релейного следящего привода в случае струйной дискретной системы управления. Приведены результаты оптимизации быстродействия и стыковки элементов в замкнутой следящей цепи. Описаны результаты исследования точности позиционирования стола станка на направляющих скольжения с приводом от гидроцентра при свойственном для струйных систем управления чистом запаздывании. Рассматриваемый привод по точности и быстродействию эффективен при чисто позиционном характере работы станка.

Фигур 8. Библиографий 6.

УДК 621.9.06-85-52

В.А. Лещенко, В.И. Реэдик

Выбор параметров чувствительных элементов высоко-
точного пневматического датчика положения для
систем числового управления станками (стр. 115-130)

При определенных параметрах чувствительного элемента (подающее сопло-шкала-приемное сопло) возникает турбулизация струи воздуха от перемещения заслонки с микронной точностью по положению и малым гистерезисом. Определена область возникновения турбулизации и указаны пути регулирования гистерезиса и величины релейного скачка давления в приемном сопле. Проведен анализ чувствительности параметров турбулизации от параметров чувствительного элемента. Доказана возможность создания высокоточного линейного дискретного струйного датчика положения для систем числового управления.

Фигур 6. Библиографий 7.

УДК 621.22.001.5

Г.Т. Гроссшмидт

Расчет передаточных функций сигнальных графов
четырёхполюсников звеньев гидромеханических цепей
гидроприводом металлорежущих станков (стр. 131-145)

В статье рассматривается гидропривод, как гидромеханическая цепь со звеньями в виде четырёхполюсников. Для расчета передаточных функций цепи и её звеньев использован метод сигнальных графов. Приведены передачи сигнальных графов четырёхполюсников типовых звеньев гидромеханических цепей гидроприводов.

Фигур 4. Таблиц 4. Библиографий 9.

УДК 621.22.001.5

Г.Т. Гроссшмидт

Расчет частотных характеристик труб с распределенными
параметрами гидравлических приводов металлорежущих
станков (стр. 147-156)

В статье приводится расчет логарифмических амплитудных и фазовых частотных характеристик передач для различных форм уравнений четырёхполюсника трубы с распределенными параметрами, выполненный на ЭЦВМ. Показаны упрощенные передаточные функции и предельные частоты их применения.

Фигур 4. Таблиц 4. Библиографий 5.

Г.Т. Гроссшмидт, Ю.И. Ванавески

Расчет частотных характеристик труб с сосредото-
ченными параметрами гидравлических приводов
металлорежущих станков (стр. 157-166)

В статье обосновано разбиение параметров трубы на комплексные звенья с сосредоточенными параметрами для различных форм уравнений гидравлического четырехполосника. Логарифмические амплитудные и фазные частотные характеристики передач четырехполосников труб рассчитаны на ЭЦВМ. Предложены скорректированные передачи, аппроксимирующие передачи четырехполосников труб с распределенными параметрами до первого резонансного пика включительно.

Фигур 2. Таблиц 6. Библиографий 4.

Цена 83 коп.