

6.7
435

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 435

ГИДРАВЛИКА И ПНЕВМАТИКА
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Сборник статей по
машиностроению

XV

Ep.6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 435

1977

УДК 62.82+621.646+621.5+621.9

ГИДРАВЛИКА И ПНЕВМАТИКА
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Сборник статей по
машиностроению
XV

Таллин 1977

С о д е р ж а н и е

1.	Г.Т.Гроссшмидт. Составление сигнальных графов динамики гидравлических цепей объемных гидросистем. (Сообщение первое)	3
2.	Г.Т.Гроссшмидт. Составление сигнальных графов динамики механических цепей. (Сообщение второе)	13
3.	Г.Т.Гроссшмидт. Составление сигнальных графов динамики гидромеханических звеньев объемных гидросистем. (Сообщение третье)	19
4.	Г.Т.Гроссшмидт, А.А.Сакариас. Составление сигнального графа динамики для клапанов давления типа Г 52-2 (Сообщение четвертое)	27
5.	Г.Т.Гроссшмидт, А.А.Сакариас. Расчет на ЭПМ частотных характеристик клапанов давления типа Г 52-2. (Сообщение пятое)	39
6.	Г.Т.Гроссшмидт. Применение метода сигнальных графов к получению расчетной модели динамики золотникового гидроусилителя. (Сообщение шестое)	49
7.	В.И.Рездик. Экспериментальное и теоретическое исследование отклонения ламинарной струи внедряющейся наклонной заслонкой	65



УДК 62.82.001.5

Г.Т.Гроссшмидт

СОСТАВЛЕНИЕ СИГНАЛЬНЫХ ГРАФОВ ДИНАМИКИ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОСИСТЕМ

(Сообщение первое)

Методика расчета частотных характеристик объемных гидросистем, основанная на применении теории сигнальных графов и выполнении расчетов с помощью ЭЦМ [1], имеет следующие преимущества:

- возможность поэтапного расчета частотных характеристик сложных систем гидроприводов с учетом динамики всех элементов системы и всех участков гидравлических трасс;
- возможность использования расчетных моделей элементов гидросистем в виде подпрограмм, достаточно подробно и точно отражающих происходящие в них процессы;
- наглядность и простота составления расчетной модели - сигнального графа - легкость обнаружения ошибок;
- возможность расчета частотных характеристик любой зависимой переменной гидросистемы при любых независимых переменных;
- возможность вести расчеты в наиболее компактной и простой форме;
- оперативная память вычислительной машины не загромождается избыточной информацией, расчеты требуют мало машинного времени.

Сигнальный граф - это направленный граф, являющийся отображением линейной системы уравнений. Вершинами сигнального графа являются все переменные в уравнениях. Для построения сигнального графа необходимо все уравнения записать в форме $x_j = \sum T_{ij} x_i$, где каждая зависимая переменная x_j в одном уравнении была бы явно выражена в зависимости

от других переменных x_i . Передачами дуг (i, j) графа тогда являются коэффициенты уравнений T_{ij} .

Сигнальный граф является наглядным графическим изображением, несущим полную информацию о структуре системы, об имеющихся независимых и зависимых переменных и о связях между ними. Сигнальный граф позволяет непосредственно наметить весь ход вычислений [1].

Сигнальный граф гидросистемы можно составить как на основе уравнений движения, так и путем стыковки типовых сигнальных графов отдельных элементов, устройств, аппаратов и подсистем. Сигнальные графы таких гидравлических, механических, гидромеханических, электромеханических и электрических звеньев должны быть представлены в виде многополюсников.

В данной статье рассмотрим разновидности сигнальных графов гидравлических многополюсных элементов и способы их соединения.

Переменными гидравлических звеньев принимаем давление p и объемный расход Q жидкости. Гидравлические элементарные звенья (элементы) с сосредоточенными параметрами могут быть представлены либо в виде двухполюсников (одна пара переменных), либо в виде четырехполюсников (две пары переменных). Гидравлическими сосредоточенными элементами являются: объемная упругость C , инерционность потока жидкости L и гидравлическое сопротивление по объему расходу R (или проводимость $G = 1/R$) [2]. Варианты передач сигнальных графов гидравлических двухполюсных элементов приведены в таблице 1 (S - оператор Лапласа).

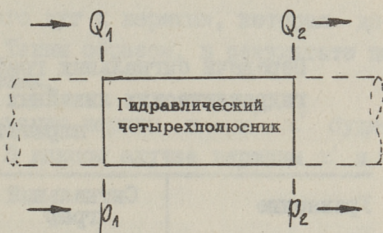
Часть гидравлической одномерной цепи, рассматриваемая по отношению к двум параметрам попарно в двух разных сечениях (p_1, Q_1 и p_2, Q_2), называется гидравлическим четырехполюсником (фиг. 1). Стрелками на фиг. указаны принятые положительные направления гидравлических переменных. Варианты гидравлических четырехполюсных элементов и соответствующие передачи их сигнальных графов приведены в таблице 2.

Сигнальные графы с формами уравнений "Z" и "Y" могут быть изображены также в виде, показанном на фиг. 2, а и 2, б.

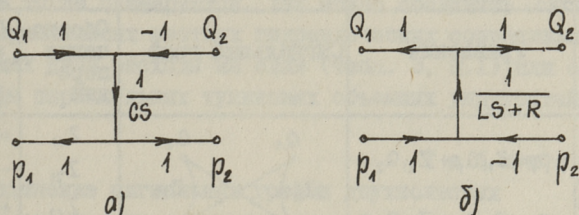
Передачи сигнальных графов гидравлических четырехполюсников труб с распределенными и с сосредоточенными параметрами приведены в [3,4].

Сигнальные графы любых гидравлических цепей составляются путем соединения более элементарных графов подсистем. Общие принципы соединения сигнальных графов

можно сформулировать следующим образом: две вершины несвязанных сигнальных графов (графы, в которых любые две вершины нельзя соединить цепью) можно объединить, если 1) этим вершинам соответствует одна и та же физическая переменная, 2) по крайней мере одна из двух объединяемых вершин является источником в соответствующем графе (т.е. имеет только выходящие дуги).



Фиг. 1. Схема гидравлического четырехполюсника



Фиг. 2. Упрощенное представление сигнальных графов гидравлических четырехполюсников: а) форма уравнений "Z" для объемной упругости; б) форма уравнений "Y" для гидравлического местного сопротивления

Объединение двух вершин выполняется в соответствии с дополнительным условием. Для гидравлических цепей возможны условия равенства вершин $x' = x''$ (равенство давлений $p' = p''$ или объемных расходов $Q' = Q''$) и условие суммирования вершин $x = x' + x''$ (суммирование объемных расходов $Q = Q' + Q''$).

Условие равенства вершин $x' = x''$ можно реализовать введением графа с единичной передачей $x' \rightarrow x''$ или $x' \leftarrow x''$, где вершина o в ума кружками является источником. Далее вершина, которая не является источником, легко исключается пу-

Таблица 1

Передачи сигнальных графов двухполюсных элементов гидравлических линейных цепей с сосредоточенными параметрами

Уравнение	Сигнальный граф	Передачи Т элемента	
		C	L, R
$Q = T_{pQ} P$		CS	$\frac{1}{LS+R}$
$p = T_{qP} Q$		$\frac{1}{CS}$	LS+R

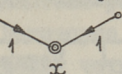
Таблица 2

Передачи сигнальных графов четырехполюсных элементов гидравлических линейных цепей с сосредоточенными параметрами

Форма уравнений	Уравнения	Сигнальный граф	Обозначения передач	Передачи элемента	
				C	L, R
Z	$p_1 = Z_{11} Q_1 + Z_{21} Q_2$ $p_2 = Z_{12} Q_1 + Z_{22} Q_2$		Z_{11} Z_{21} Z_{12} Z_{22}	$+\frac{1}{CS}$ $-\frac{1}{CS}$ $+\frac{1}{CS}$ $-\frac{1}{CS}$	— — — —
Y	$Q_1 = Y_{11} p_1 + Y_{21} p_2$ $Q_2 = Y_{12} p_1 + Y_{22} p_2$		Y_{11} Y_{21} Y_{12} Y_{22}	— — $+\frac{1}{LS+R}$ $-\frac{1}{LS+R}$	$+\frac{1}{LS+R}$ — $+\frac{1}{LS+R}$ $-\frac{1}{LS+R}$
H	$p_1 = H_{11} Q_1 + H_{21} p_2$ $Q_2 = H_{12} Q_1 + H_{22} p_2$		H_{11} H_{21} H_{12} H_{22}	0 +1 +1 -CS	$+(LS+R)$ +1 +1 0
G	$Q_1 = G_{11} p_1 + G_{21} Q_2$ $p_2 = G_{12} p_1 + G_{22} Q_2$		G_{11} G_{21} G_{12} G_{22}	+CS +1 +1 0	0 +1 +1 $-(LS+R)$

тем перенесения входящих в него дуг к вершине, которая до объединения была источником. Таким образом, в результате получается объединение двух вершин.

В случае условия суммирования вершин $x = x' + x''$ будет введен граф x .



могут быть исключены только при условии, что обе они являются стоками (т.е. имеют только входящие дуги).

При одновременном объединении нескольких вершин двух сигнальных графов (например, соединение двухполюсника с четырехполюсником или соединение четырехполюсников между собой) указанные условия должны быть соблюдены для каждой пары объединяемых вершин.

Гидравлические двухполюсники соединяются только при общем независимом давлении и при суммировании расходов. Такое соединение можно назвать параллельным. Передачи двухполюсников тогда суммируются. Так можно соединить сигнальные графы параллельных местных гидравлических сопротивлений, направляющих свои расходы на слив (табл. 3, п.1) или сигнальные графы параллельных тупиковых объемных упругостей (табл. 3, п.2).

Т а б л и ц а 3

Соединение сигнальных графов двухполюсных гидравлических элементов при общем давлении p

Схема	Сигнальный граф
<p>①</p>	
<p>②</p>	

Гидравлические двухполосники могут быть присоединены ко всем формам гидравлических четырехполосников (табл. 4).

Т а б л и ц а 4

Схемы соединения гидравлических двухполосников с гидравлическими четырехполосниками

Форма уравнений 4-полосника	Двухполосник с четырехполосником	Четырехполосник с двухполосником
Z		
Y		
H		
G		

Соединение двухполосника с четырехполосником дает в результате двухполосник. Передача эквивалентного двухполосника легко определяется по формуле Мейсона (S.I. Mason) [1].

Возможные варианты последовательного соединения гидравлических четырехполосников и получаемые формулы результирующих четырехполосников показаны в табл. 5.

Передачи результирующих четырехполосников рассчитываются также по формуле Мейсона.

Разветвление гидравлических цепей можно осуществить только с помощью четырехполосников "Y" или "G" в разветвляемых ветвях (табл. 6, п. I), а соединение ветвей может быть реализовано с помощью четырехполосников формы

"Y" или "H" в соединяемых ветвях (табл. 6, п.2), так как общими в узлах могут быть только давления p , а расходы Q в узлах суммируются. Поэтому параллельно могут быть соединены гидравлические четырехполюсники только формы "Y", которые могут являться результирующими четырехполюсниками сложных цепей. Некоторые простейшие варианты параллельных цепей гидравлических четырехполюсников показаны в таблице 6, п. 3.

Таблица 5

Результирующие четырехполюсники при соединении
двух четырехполюсников последовательно

Форма уравнений первого 4-полюсника	Форма уравнения второго 4-полюсника			
	Z	Y	H	G
Z	—	H	—	Z
Y	G	—	Y	—
H	Z	—	H	—
G	—	Y	—	G

Таблица 6

Схемы составления сигнальных графов разветвленных
цепей из гидравлических четырехполюсников

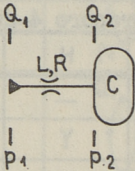
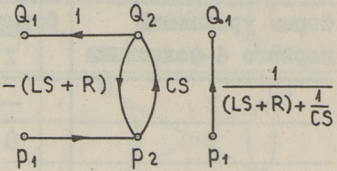
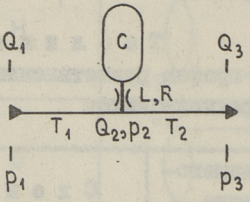
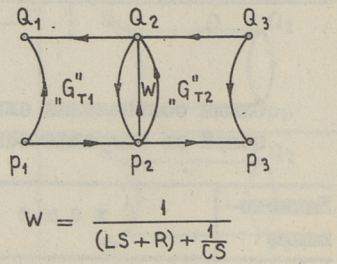
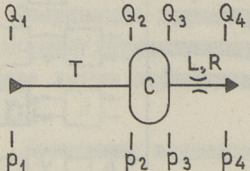
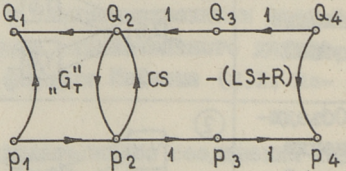
Наименование	Схема	Наименование	Схема
Разветвление цепей		Некоторые варианты параллельных цепей	
Объединение цепей			

Сигнальные графы некоторых типовых гидравлических звеньев с сосредоточенными объемными упругостями приведены в таблице 7. В п.1 показаны последовательные местное гидравлическое сопротивление и объемная упругость в виде двухполюсника. В п.2 приведено это же звено, включенное в ответвление труб. Участки труб T1 и T2 изображены сиг-

нальными графами четырехполюсников формы "G" [3,4]. В п. 3 показано последовательное соединение труб (Т), объемной упругости (С) и местного гидравлического сопротивления (L, R).

Т а б л и ц а 7

Сигнальные графы некоторых типовых гидравлических звеньев при форме уравнений "G" четырехполюсников

Схема	Сигнальный граф
<p>①</p> 	
<p>②</p> 	 $W = \frac{1}{(LS+R) + \frac{1}{CS}}$
<p>③</p> 	

На базе сигнальных графов двух- и четырехполюсных гидравлических элементов, используя правила их соединения, можно составить сигнальные графы любых гидравлических цепей.

Л и т е р а т у р а

И. Г. Т. Г р о с с ш и д т. Применение теорий многополюсников и сигнальных графов к расчету частотных ха-

рактических объемных гидроприводов на ЭПВМ. - Сборник статей по машиностроению XII, "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1975, № 391, с. 3-16.

2. Г.Т. Гроссшмидт. Расчет передаточных функций сигнальных графов четырехполосников звеньев гидромеханических цепей гидроприводов металлорежущих станков. - Сборник статей по машиностроению УШ, "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, 1971, № 317, с. 131-145.

3. Г.Т. Гроссшмидт. Расчет частотных характеристик труб с распределенными параметрами гидравлических приводов металлорежущих станков. - Сборник статей по машиностроению УШ, "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1971, серия А, № 317, с. 147-156.

4. Г.Т. Гроссшмидт, Ю.И. Ванавески. Расчет частотных характеристик труб с сосредоточенными параметрами гидравлических приводов металлорежущих станков. - Сборник статей по машиностроению УШ, "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1971, серия А, № 317, с. 156-166.

G. Grosschmidt

Darstellung der Signalflußgraphen der Dynamik
hydraulischer Kreisläufe der Ölhydrauliksysteme

Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden die Signalflußgraphen der Dynamik für hydraulische Elemente gegeben und ihre Verbindungsarten zu Signalflußgraphen der hydraulischen Kreisläufe gezeigt.

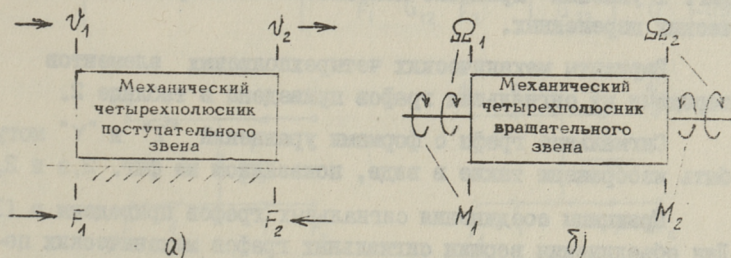
СОСТАВЛЕНИЕ СИГНАЛЬНЫХ ГРАФОВ ДИНАМИКИ
 МЕХАНИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ

(Сообщение второе)

Метод сигнальных графов имеет ряд преимуществ при расчете частотных характеристик сложных цепных систем [1].

Сигнальные графы систем могут быть составлены путем соединения сигнальных графов отдельных звеньев системы. В настоящей статье рассмотрены разновидности сигнальных графов многополюсных сосредоточенных элементарных звеньев (элементов) механических цепей и способы их соединения.





Переменными механических цепей приняты сила F и скорость v для поступательного движения, крутящий момент M и частота вращения Ω для вращательного движения. Механические элементы с сосредоточенными параметрами могут быть представлены в виде двухполюсников (одна пара переменных) или в виде четырехполюсников (две пары переменных). Механическими элементами поступательного движения являются: линейная упругость e и масса m с коэффициентом вязкого тре-



Фиг. 1. Схемы механических четырехполюсников: а) поступательного звена; б) вращательного звена

ния h . Механическими элементами вращательного движения являются: крутильная упругость e и момент инерции I с коэффициентом момента вязкого трения h . Сигнальные графы механических двухполосников и их линейные передачи приведены в таблице I.

Т а б л и ц а I
Передачи сигнальных графов двухполосных элементов
механических линейных цепей с сосредоточенными
параметрами

Движение	Уравнение	Сигнальный граф	Передача T элемента	
			e	$m, I; h$
Поступательное	$v = T_{Fv} F$		eS	$\frac{1}{mS+h}$
	$F = T_{vF} v$		$\frac{1}{eS}$	$mS+h$
Вращательное	$\Omega = T_{M\Omega} M$		eS	$\frac{1}{IS+h}$
	$M = T_{\Omega M} \Omega$		$\frac{1}{eS}$	$IS+h$

Часть одномерной механической цепи, рассматриваемая по отношению к двум параметрам попарно в двух разных сечениях (F_1, v_1 и F_2, v_2 или M_1, Ω_1 и M_2, Ω_2), называется механическим четырехполосником (фиг. I). Стрелками на фиг. I указаны принятые положительные направления механических переменных.

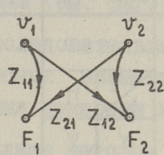
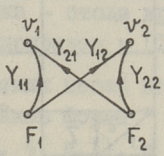
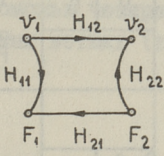
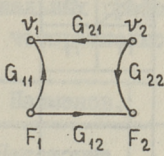
Варианты механических четырехполосных элементов и передачи их сигнальных графов приведены в таблице 2.

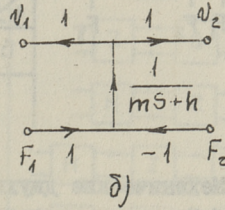
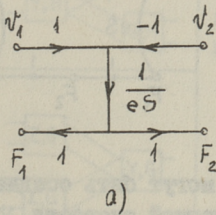
Сигнальные графы с формами уравнений "Z" и "Y" могут быть изображены также в виде, показанном на фиг. 2, а и 2, б.

Принципы соединения сигнальных графов приведены в [I]. Для объединения вершин сигнальных графов механических цепей возможны следующие условия: равенство вершин (равенство скоростей $v' = v''$), равенство нулю суммы вершин (условие объединения сил $F' + F'' = 0$ или $F' = -F''$), суммирование вершин (суммирование сил $F = F' + F''$).

Таблица 2

Передачи сигнальных графов четырехполюсных элементов механических линейных цепей с сосредоточенными параметрами

Форма уравнений	Уравнения	Сигнальный граф	Обозн. передач	Передачи элемента	
				e	m(I);h
Z	$F_1 = Z_{11}v_1 + Z_{21}v_2$ $F_2 = Z_{12}v_1 + Z_{22}v_2$		Z_{11} Z_{21} Z_{12} Z_{22}	$+\frac{1}{eS}$ $-\frac{1}{eS}$ $+\frac{1}{eS}$ $-\frac{1}{eS}$	— — — —
Y	$v_1 = Y_{11}F_1 + Y_{21}F_2$ $v_2 = Y_{12}F_1 + Y_{22}F_2$		Y_{11} Y_{21} Y_{12} Y_{22}	— — — —	$+\frac{1}{mS+h}$ $-\frac{1}{mS+h}$ $+\frac{1}{mS+h}$ $-\frac{1}{mS+h}$
H	$F_1 = H_{11}v_1 + H_{21}v_2$ $v_2 = H_{12}v_1 + H_{22}v_2$		H_{11} H_{21} H_{12} H_{22}	0 +1 +1 -eS	$+(mS+h)$ +1 +1 0
G	$v_1 = G_{11}F_1 + G_{21}v_2$ $F_2 = G_{12}F_1 + G_{22}v_2$		G_{11} G_{21} G_{12} G_{22}	+eS +1 +1 0	0 +1 +1 -(mS+h)



Фиг. 2. Упрощенное представление сигнальных графов механических четырехполюсников: а) форма уравнений "Z" для упругого элемента; б) форма уравнений "Y" для жесткого элемента

Таблица 3

Некоторые варианты последовательного соединения сигнальных графов четырехполюсников механических цепей поступательного движения

Схема	Форма четырехполюсников	Сигнальный граф						
	<table border="1"> <tr> <td>2</td> <td>H</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>Y</td> </tr> <tr> <td>Y</td> <td>Y</td> </tr> </table>	2	H	1	Y	Y	Y	
2	H							
1	Y							
Y	Y							
	<table border="1"> <tr> <td>2</td> <td>Z</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>Y</td> </tr> <tr> <td>Y</td> <td>G</td> </tr> </table>	2	Z	1	Y	Y	G	
2	Z							
1	Y							
Y	G							
	<table border="1"> <tr> <td>2</td> <td>H</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>H</td> </tr> <tr> <td>H</td> <td>H</td> </tr> </table>	2	H	1	H	H	H	
2	H							
1	H							
H	H							
	<table border="1"> <tr> <td>2</td> <td>G</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>G</td> </tr> <tr> <td>G</td> <td>G</td> </tr> </table>	2	G	1	G	G	G	
2	G							
1	G							
G	G							

Механические двухполюсники могут быть соединены между собой только при общей независимой скорости v и при суммировании сил F . Так соединяются, например, сигнальные графы двухполюсников параллельных упругих элементов. Получается результирующая передача $\frac{1}{eS} = \left(\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2}\right) \frac{1}{S}$.

Сигнальные графы механических двухполюсников соединяются с сигнальными графами механических четырехполюсников аналогично соответствующим сигнальным графам гидравлических элементов [I, табл. 4]. Сигнальные графы механических четырехполюсников соединяются последовательно по вариантам, показанным в [I, табл. 5]. Но в соединениях графов по [I, табл. 4 и 5] нет необходимости вводить передачи "-I" при объединении вершин сил F , поскольку их положительные направления приняты противоположными (см. фиг. I).

Некоторые варианты последовательного соединения сигнальных графов четырехполюсных элементов механических цепей поступательного движения показаны в таблице 3.

Пример подробного анализа методом сигнальных графов динамики механического звена - стола круглошлифовального станка с упругой связью - приведен в [2].

Разветвление механических цепей можно осуществить только с помощью четырехполюсников формы "Z" или "H" в разветвляемых ветвях (табл. 4, п.1), а соединение ветвей может быть реализовано с помощью четырехполюсников формы "Z" или "G" в соединяемых ветвях (табл. 4, п.2), так

Т а б л и ц а 4

Схемы составления сигнальных графов разветвленных цепей из механических четырехполюсников

Наименов.	Схема	Наименов.	Схема
Разветвление цепей		Некоторые варианты параллельных цепей	
Объединение цепей			

как общими в узлах могут быть только скорости v , а силы F в узлах суммируются. Поэтому параллельно могут быть соединены механические четырехполюсники только формы "Z", которые могут являться результирующими четырехполюсниками сложных цепей. Некоторые варианты сигнальных графов параллельных цепей механических четырехполюсников показаны в таблице 4, п.3.

На базе сигнальных графов механических двух- и четырехполюсных элементов, с соблюдением правил их соединения, можно составить сигнальные графы любых механических цепных систем.

Л и т е р а т у р а

1. Г.Т. Гроссшмидт. Составление сигнальных графов динамики гидравлических цепей объемных гидросистем. См. наст. сб., с. 3.

2. Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакарнас. Расчет частотных характеристик стола круглошлифовального станка. - Сборник статей по машиностроению XII. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1975, № 391, с. 43-54.

G. Grosschmidt

Darstellung der Signalflußgraphen der Dynamik mechanischer Kreisläufe

Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden die Signalflußgraphen der Dynamik für mechanische Elemente gegeben und ihre Verbindungsweisen zu Signalflußgraphen der mechanischen Kreisläufe gezeigt.

УДК 62.82.001.5

Г.Т. Гроссшмидт

СОСТАВЛЕНИЕ СИГНАЛЬНЫХ ГРАФОВ ДИНАМИКИ
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ЗВЕНЬЕВ ОБЪЕМНЫХ
ГИДРОСИСТЕМ

(Сообщение третье)

Метод сигнальных графов при расчете динамики сложных систем гидропровода и управления имеет ряд существенных преимуществ [1]. Наряду с гидравлическими и механическими звеньями этих систем [1, 2] можно выделить также гидромеханические звенья, к которым можно отнести, например, золотники с гидравлическим перемещением, пружинные аккумуляторы, гидронасосы, гидроцилиндры, гидромоторы и др.

Сигнальные графы гидромеханических звеньев могут быть получены путем соединения сигнальных графов гидравлических и механических элементов [1, 2]. При этом преобразование переменных осуществляется вводом дуг, изображающих соотношения: сила $F = f p$, скорость $v = Q/f$, давление жидкости $p = F/f$, объемный расход $Q = f v$, где f - рабочая площадь, для поступательного движения; крутящий момент $M = q_r p$, частота вращения $\Omega = Q/q_r$, давление жидкости $p = M/q_r$, объемный расход $Q = q_r \Omega$, где q_r - рабочий объем, отнесенный на поворот в один радиан, для вращательного движения.

Присоединение сигнального графа механического двухполюсника [2, табл. 1] к сигнальному графу гидравлического четырехполюсника [1, табл. 2] или сигнального графа гидравлического двухполюсника [1, табл. 1] к сигнальному графу механического четырехполюсника [2, табл. 2] осуществляется по схемам, показанным в [1, табл. 4].

Сигнальные графы механических и гидравлических четырехполюсных элементов могут быть соединены последовательно по вариантам, приведенным в [1, табл. 5].

Сигнальные графы механического и гидравлического четырехполюсного звена могут быть соединены параллельно по трем вариантам. Эти варианты на примере параллельных механического жесткого элемента и гидравлического местного сопротивления показаны в таблице 1. Механический жесткий элемент при этом имеет форму уравнений четырехполюсника "Y". Параллельный гидравлический элемент может иметь форму уравнений четырехполюсника "Y", "G" или "H". Такие же формы уравнений имеет и результирующий четырехполюсник. Соединение графов механического и гидравлического четырехполюсника происходит по дополнительным уравнениям расходов (давления в узлах общие). Для схемы 1: $Q_2 = f_1 v_n + Q_0$, $Q_3 = f_2 v_n + Q_0$; для схемы 2: $Q_2 = f_1 v_n + Q_0$, $Q_0 = Q_4 - f_2 v_n$; для схемы 3: $Q_0 = Q_1 - f_1 v_n$, $Q_3 = f_2 v_n + Q_0$.

Сигнальные графы некоторых типовых гидромеханических двух- и четырехполюсных звеньев показаны в таблице 2. Пружинный аккумулятор с учетом объемной упругости жидкости имеет сигнальный граф двухполюсника (табл. 2, схема 1). Гидроцилиндр одностороннего силового действия с пружинным возвратом имеет сигнальный граф четырехполюсника (табл. 2, схема 2). Подпружинный с двух сторон (податливости пружин e_1 и e_2) поршень (золотник гидроусилителя, золотник клапана давления, стабилизирующее устройство и др.) с гидравлическими объемными упругостями (C_1, C_2) и с местными гидравлическими сопротивлениями (R_1, R_2) в гидравлических трассах имеет сигнальный граф с последовательно соединенными сигнальными графами четырехполюсников (табл. 2, схема 3).

Разветвление гидромеханических цепей на гидравлическую и механическую ветви или соответствующее соединения цепей происходит на механическом жестком элементе по условию, что силы F в узле суммируются, а скорость v в узле общая. В зависимости от независимых и зависимых переменных имеется четыре варианта шестипольного гидромеханического звена (табл. 3). Сигнальные графы этих вариантов составляются по узловым уравнениям сил. Для схемы 1:

$$F_n = f_1 p_1 - f_2 p_2 - F_3, \quad \text{причем} \quad v_n = \frac{1}{mS+h} F_n;$$

для схемы 2:

$$F_1 = f_1 p_1 - f_2 p_2 - (mS+h) v_n, \quad \text{причем} \quad F_3 = F_n;$$

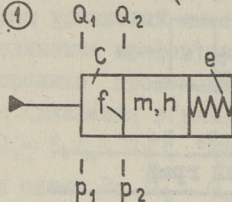
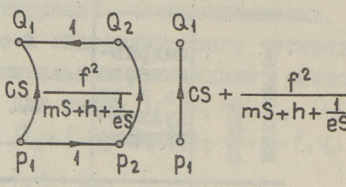
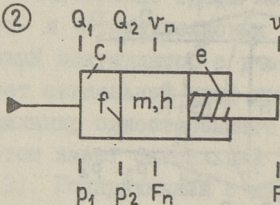
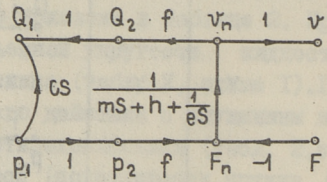
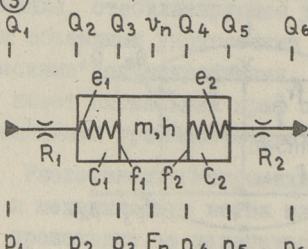
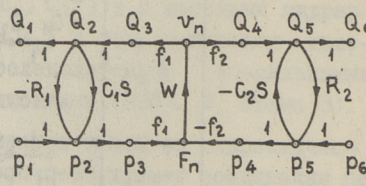
Таблица I

Сигнальные графы четырехполосников жесткого механического элемента (m, h) с параллельным гидравлическим элементом (L, R)

Форма уравнений четырехполосника		Схема
механического	гидравлического и результирующего	
		Сигнальный граф
		<p>①</p>
Y	Y	<p>②</p>
Y	G	<p>③</p>
Y	H	

Т а б л и ц а 2

Сигнальные графы типовых гидромеханических двух- и четырехпольных звеньев при форме уравнений " G " четырехпольников гидравлических элементов

Схема	Сигнальный граф
<p>①</p> 	
<p>②</p> 	
<p>③</p> 	 $W = \frac{1}{mS + h + \left(\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2}\right) \frac{1}{S}}$

ДЛЯ СХЕМЫ 3:

$$F_n = f_1 p_1 - (mS + h)v_n - F_3, \text{ причём } p_2 = \frac{1}{f_2} F_n;$$

ДЛЯ СХЕМЫ 4:

$$F_n = -f_2 p_2 - (mS + h)v_n - F_3, \text{ причём } p_1 = -\frac{1}{f_1} F_n.$$

Таблица 3

Сигнальные графы шестиполосных гидромеханических звеньев

Переменные		Схема
независимые	зависимые	Сигнальный граф
1	2	3
p_1, p_2, F_3	Q_1, Q_2, v_3	<p>①</p>
p_1, p_2, v_3	Q_1, Q_2, F_3	<p>②</p>

Продолжение таблицы 3

1	2	3
p_1, Q_2, F_3	Q_1, p_2, v_3	<p>③</p>
Q_1, p_2, F_3	p_1, Q_2, v_3	<p>④</p>

Шестипольное гидромеханическое звено (см. схему табл. 3) может иметь параллельную гидравлическую цепь. Аналогично четырехпольному гидромеханическому звену (см. табл. I) имеется по три варианта присоединения сигнальных графов (с формами уравнений "Y", "G", "H") параллельной гидравлической цепи к сигнальным графам по схемам I и 2 (см. табл. 3). В таблице 4 показаны варианты сигнальных графов рассматриваемого звена при форме уравнений "Y" четырехпольного параллельного гидравлического элемента.

Примеры составления сигнальных графов подробных моделей гидромеханических звеньев - насосной установки и силового гидроцилиндра - приведены в [3, 4].

На базе сигнальных графов гидравлических [1], механических [2] и гидромеханических типовых звеньев лег-

Т а б л и ц а 4

Сигнальные графы шестипольсных гидромеханических звеньев с параллельным гидравлическим элементом (местным гидравлическим сопротивлением L, R), имеющим форму уравнений "Y" четырехполюсника

Переменные F_5, v_5		Схема
независимая	зависимая	
F_5	v_5	
Сигнальный граф		
F_5	v_5	<p>①</p>
v_5	F_5	<p>②</p>

ко составляются сигнальные графы систем гидропривода и управления без предварительной записи уравнений движения.

Л и т е р а т у р а

1. Г.Т. Гроссшmidt. Составление сигнальных графов динамики гидравлических цепей объемных гидросистем. См. наст. сб., с. 3.

2. Г.Т. Гроссшmidt. Составление сигнальных графов динамики механических цепей. См. наст. сб., с. 13.

3. Г.Т. Гроссшmidt, А.А. Сакаркас. Расчет вынужденных колебаний расхода рабочей жидкости, подаваемой насосной установкой объемного гидропривода. - Сб. статей по машиностроению XII. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1975, № 391, с. 17-28.

4. Г.Т. Гроссшmidt, А.А. Сакаркас. Математическая модель для расчета частотных характеристик гидроцилиндра как 6-полосника. - Сб. статей по машиностроению XIV. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1976, № 413, с. 21-32.

G. Grosschmidt

Darstellung der Signalflußgraphen der Dynamik hydromechanischer Glieder in Ölhydrauliksystemen

Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden die Verbindungsweisen der Signalflußgraphen der hydraulischen und mechanischen Elemente zu Signalflußgraphen hydromechanischer Glieder gezeigt.

УДК 621.646.001.55

Г. Т. Гроссшмидт, А. А. Сакарнас

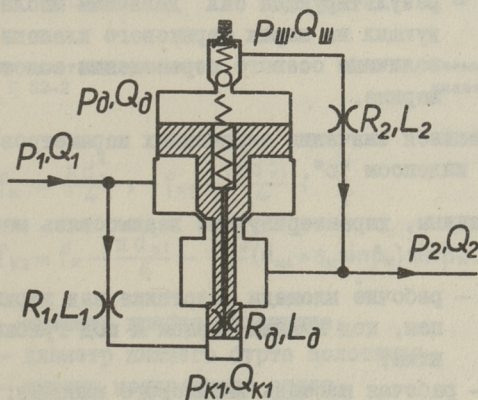
СОСТАВЛЕНИЕ СИГНАЛЬНОГО ГРАФА ДИНАМИКИ ДЛЯ
КЛАПАНОВ ДАВЛЕНИЯ ТИПА Г 52-2

(Сообщение четвертое)

Клапаны давления непрямого действия находят широкое применение в гидроприводах как переливные клапаны. Их достоинствами являются небольшие отклонения нестраиваемого давления при работе и возможность поддержания высоких давлений.

Математическое описание динамических характеристик этих клапанов в настоящее время разработано недостаточно.

В теоретических исследованиях динамики клапанов давления непрямого действия выписывают систему линеаризованных уравнений, на базе которых находят передаточную функцию клапана в общем виде [6, 7].



Фиг. 1. Схема клапана давления типа Г 52-2

Представление динамики сложной линейной или эквивалентной линейной цепной системы в виде сигнального графа имеет ряд существенных преимуществ [1]. Эти преимущества особенно выявляются при исследовании динамики сложных звеньев и систем, имеющих большое количество переменных со сложными связями между ними. Такими сложными звеньями являются клапаны давления типа Г52-2.

1. Используемые обозначения (фиг. 1, 2, 3)

Обозначения с индексом "к" относятся к основному золотнику клапана, а обозначения с индексом "ш" - к вспомогательному шариковому клапану.

1.1. Переменные параметры в малых отклонениях (слово "отклонение" в дальнейшем будет опущено), в изображениях по Лапласу (S - оператор Лапласа):

- $\Delta p_1, \Delta p_2$ - давления на входе и выходе клапана;
- $\Delta Q_1, \Delta Q_2$ - объемные расходы на входе и выходе клапана;
- ΔQ_k - объемный расход через рабочую щель клапана;
- $\Delta p_{k1}, \Delta Q_{k1}$ - давление и расход под нижним торцом золотника;
- $\Delta p_0, \Delta Q_0$ - давление и расход в полости над золотником;
- $\Delta p_{ш}, \Delta Q_{ш}$ - давление и расход за шариковым клапаном;
- ΔF_k - результирующая сила давления масла, действующих на торцевые площади золотника;
- $\Delta F_{ш}$ - результирующая сила давления масла, действующих на шарик шарикового клапана;
- $\Delta y_k, \Delta y_{ш}$ - величины осевого перемещения золотника и шарика.

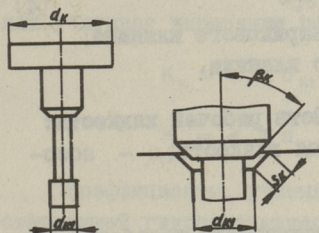
Установившиеся значения переменных параметров обозначены без " Δ " с индексом "о".

1.2. Величины, характеризующие взаимосвязь между параметрами:

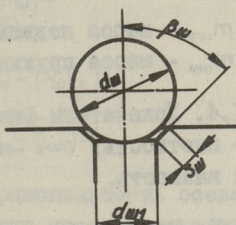
- f_k, f_{k1}, f_{k2} - рабочие площади золотника над верхним торцом, под нижним торцом и под грибом золотника;
- $f_{ш}$ - рабочая площадь шарикового клапана;
- $m_k, m_{ш}$ - приведенные массы;
- $k_k, k_{ш}$ - жесткости пружин.

- G_k, G_w — проводимости по объемному расходу рабочих желей;
 R_k, R_w — гидравлические сопротивления рабочих желей;
 K_k, K_w — коэффициенты пропорциональности изменения объемных расходов к координатам перемещения $\Delta y_k, \Delta y_w$;
 Γ_k, Γ_w — коэффициенты, учитывающие пропорциональность осевой составляющей гидродинамической силы струи к координатам перемещения Δy_k и Δy_w ;
 R_1, R_2, R_0 — гидравлические сопротивления каналов подвода масла к нижнему торцу золотника, отвода масла от шарикового клапана и осевых каналов в золотнике;
 L_1, L_2, L_0 — инерционные сопротивления каналов;
 h_k, h_w — эквивалентные коэффициенты вязкого демпфирования.

1.3. Основные конструктивные параметры клапана: рабочие площади золотника клапана (фиг. 2)



Фиг. 2. Схема золотника клапана типа Г 52-2



Фиг. 3. Схема шарикового клапана.

$$\left. \begin{aligned}
 f_k &= \frac{\pi d_k^2}{4}, & f_{k1} &= \frac{\pi d_{k1}^2}{4}, \\
 f_{k2} &= f_k - \frac{\pi d_{k1}^2}{4} - \frac{\pi s_k}{2} (d_{k1} + s_k \sin \beta_k) \sin \beta_k,
 \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

- где d_k — диаметр грибка золотника;
 d_{k1} — диаметр нижнего бурта золотника;
 s_k — ширина конического седла;
 β_k — угол образующей конического седла;

рабочая площадь шарикового клапана (фиг. 3)

$$f_w = \frac{\pi d_{ш1}^2}{4} + \frac{\pi s_w}{2} (d_{ш1} + s_w \sin \beta_w) \sin \beta_w, \quad (2)$$

где $d_{ш1}$ - диаметр на входе в конусную щель шарикового клапана;

s_w - ширина конического седла;

d_w - диаметр шарика;

β_w - угол образующей конического седла

$$\beta_w = \arcsin \frac{-d_{ш1} s_w + d_w \sqrt{d_w^2 + s_w^2 - d_{ш1}^2}}{d_w^2 + s_w^2};$$

приведенная масса золотника клапана

$$m_k = m_3 + m_{пк}/3 + m_{ж}, \quad (3)$$

где m_3 - масса золотника;

$m_{пк}$ - масса пружины золотника;

$m_{ж}$ - масса жидкости в выточке золотника;

приведенная масса шарикового клапана

$$m_w = m_{шк} + m_{пш}/3, \quad (4)$$

где $m_{шк}$ - масса подвижных частей шарикового клапана;

$m_{пш}$ - масса пружины шарикового клапана.

1.4. Показатели физических свойств рабочей жидкости:

ρ - плотность; ν - кинематическая вязкость; μ - абсолютная вязкость.

1.5. Параметры вынужденных гармонических колебаний клапана:

ω - частота;

A_{p1}, A_{p2} - амплитуды колебания давления на входе и выходе клапана;

Φ_{p1}, Φ_{p2} - фазы колебания давления на входе и выходе клапана;

A_y - амплитуда колебания золотника клапана.

2. Определение величин, характеризующих взаимосвязь между параметрами

Объемный расход через коническую щель золотника клапана

$$Q_k = \alpha_k \pi d_{к1} y_k \sin \beta_k \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (5)$$

где коэффициент расхода [8]

$$\alpha_k = (0,986 - 0,0417 s_k - 0,20 \sin \beta_k) \left[1 - e^{(0,44 s_k - 0,241) \sqrt{Re_k}} \right]$$

(s_k — мм) и число Рейнольдса

$$Re_k = \frac{2}{\pi} \frac{Q_{k0}}{d_{k1} \nu}$$

Аналогичная формула (5) принята для расчета объемного расхода Q_{ω} через шариковый вспомогательный клапан.

Проводимости по объемному расходу рабочих щелей

$$G_k = \frac{1}{R_k} = \frac{\partial Q_k}{\partial (p_1 - p_2)} \Big|_0, \quad G_{\omega} = \frac{1}{R_{\omega}} = \frac{\partial Q_{\omega}}{\partial (p_0 - p_{\omega})} \Big|_0, \quad (6)$$

или, учитывая выражение расходов по (5),

$$G_k = \frac{Q_{k0}}{2(p_{10} - p_{20})}, \quad G_{\omega} = \frac{Q_{\omega 0}}{2(p_{00} - p_{\omega 0})}. \quad (7)$$

Инерционными сопротивлениями рабочих щелей, ввиду малости, пренебрегаем. Коэффициент пропорциональности изменения объемных расходов к координатам перемещения $\Delta y_k, \Delta y_{\omega}$

$$K_k = \frac{\partial Q_k}{\partial y_k} \Big|_0, \quad K_{\omega} = \frac{\partial Q_{\omega}}{\partial y_{\omega}} \Big|_0, \quad (8)$$

или, учитывая выражение расходов по (5),

$$\left. \begin{aligned} K_k &= \alpha_k \pi d_{k1} \sin \beta_k \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{10} - p_{20})}, \\ K_{\omega} &= \alpha_{\omega} \pi d_{\omega 1} \sin \beta_{\omega} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{00} - p_{\omega 0})}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Коэффициенты, учитывающие пропорциональность осевой составляющей гидродинамической силы струи масла к координатам перемещения $\Delta y_k, \Delta y_{\omega}$

$$\left. \begin{aligned} r_k &= 2 \alpha_k \pi d_{k1} (p_{10} - p_{20}) \sin \beta_k \cos \beta_k, \\ r_{\omega} &= 2 \alpha_{\omega} \pi d_{\omega 1} (p_{00} - p_{\omega 0}) \sin \beta_{\omega} \cos \beta_{\omega}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Более точного учета влияния гидродинамических сил струи масла [2] при данном клапане не требуется, так как изменения поддерживаемого давления небольшие и, кроме того, клапан слабо реагирует на быстропротекающие процессы.

Гидравлические сопротивления каналов подвода масла к нижнему торцу золотника R_1 , каналов отвода масла от шарикового клапана R_2 и осевых каналов в золотнике R_0 рассчитываются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{8\mu}{\pi} \sum \frac{l_{1i}}{r_{1i}^4} \alpha_i, & R_2 &= \frac{8\mu}{\pi} \sum \frac{l_{2i}}{r_{2i}^4} \alpha_i, \\ R_0 &= \frac{8\mu}{\pi} \left[\frac{4}{3}(r+l) \alpha + \sum \frac{l_{0i}}{r_{0i}^4} \alpha_i \right], \end{aligned} \right\} \quad (II)$$

где l, r — длина и радиус демпферного отверстия;
 l_{1i}, l_{2i}, l_{0i} — длина каналов;
 r_{1i}, r_{2i}, r_{0i} — радиусы каналов;
 α_i — поправочные коэффициенты, учитывающие изменение сопротивления при деформации эпюры местных скоростей в нестационарном течении [3],

$$\left. \begin{aligned} \alpha_i &= \frac{\bar{\omega}(4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}})}{(1 - 2\sqrt{\bar{\omega}} + 4\bar{\omega})(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)} \quad \text{при } \bar{\omega} > 1, \\ \alpha_i &= 1 \quad \text{при } \bar{\omega} \leq 1, \end{aligned} \right\} \quad (I2)$$

$\bar{\omega} = \frac{\omega r_l^2}{8\nu}$ — безразмерная частота колебаний.

Инерционные сопротивления каналов определяются:

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= \rho \sum \frac{l_{1i}}{\pi r_{1i}^2} \lambda_i, & L_2 &= \rho \sum \frac{l_{2i}}{\pi r_{2i}^2} \lambda_i, \\ L_0 &= \rho \left[\frac{4,6r+l}{\pi r^2} \lambda + \sum \frac{l_{0i}}{\pi r_{0i}^2} \lambda_i \right], \end{aligned} \right\} \quad (I3)$$

где λ_i — поправочные коэффициенты, учитывающие изменение инерционности при деформации эпюры местных скоростей в нестационарном течении [3];

$$\left. \begin{aligned} \lambda_i &= \frac{4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}} - 1}{(1 - 2\sqrt{\bar{\omega}} + 4\bar{\omega})(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)} \quad \text{при } \bar{\omega} > 1, \\ \lambda_i &= 4/3 \quad \text{при } \bar{\omega} \leq 1. \end{aligned} \right\} \quad (I4)$$

Демпфирование при перемещении золотника клапана, вследствие вязкого трения в зазоре между золотником, гистерезисного рассеяния энергии и сил сухого трения учитывается. имея в виду близкие к гармоническому колебания, эквивалентным коэффициентом вязкого демпфирования

$$h_k = \mu \sum \frac{b_i l_{Ti}}{\delta_i} + \frac{\psi_k k_k}{\pi \omega} + \frac{4P_T}{\pi \omega A_y}, \quad (I5)$$

где b_i, l_{Ti} - периметры и длины участков соприкосновения золотника с корпусом;

δ_i - радиальные зазоры между золотником и корпусом,

ψ_k - относительное рассеяние энергии;

P_T - сила сухого трения.

Эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования при перемещении шарикового клапана, учитывающий гистерезисное рассеяние энергии

$$h_{\omega} = \frac{\psi_{\omega} k_{\omega}}{\pi \omega}, \quad (16)$$

где ψ_{ω} - относительное рассеяние энергии.

3. Построение сигнального графа

При построении сигнального графа клапана давления типа Г 52-2 (фиг. 1) исходим из того, что через клапан проходят две параллельные трассы: через коническую рабочую щель основного золотника и по пути - канал с сопротивлениями R_1, L_1 - гидромеханическое звено, состоящее из золотника клапана, и параллельных ему сопротивлений R_0, L_0 - шариковый клапан - канал с сопротивлениями R_2, L_2 .

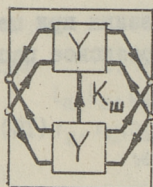
Сигнальный граф параллельных гидравлических трасс может быть построен только при использовании форм уравнений "Y" четырехполюсников в параллельных ветвях [1, табл. 5].

Расход через рабочую золотниковую щель клапана ΔQ_k можно рассматривать состоящим из двух составляющих: расход, зависящий от перепада давления $\Delta p_1 - \Delta p_2$, и расход, зависящий от смещения золотника Δy_k . Расход, зависящий от перепада давления, изображается сигнальным графом четырехполюсника местного гидравлического сопротивления [1, табл. 2] при форме уравнений "Y". Расход, зависящий от смещения золотника, изображается передачей K_k двухполюсника от смещения золотника Δy_k к расходу через золотниковую щель ΔQ_k .

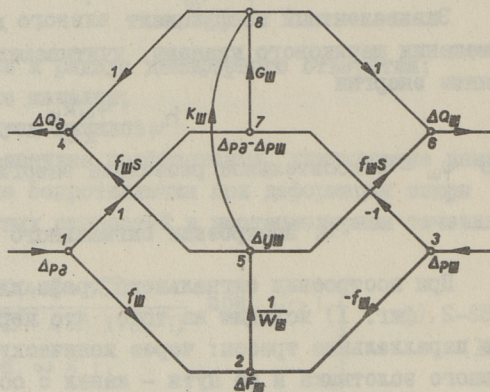
Построение сигнального графа более длинной ветви начинаем со вспомогательного шарикового клапана. Сигнальный граф шарикового клапана строится как параллельное соединение сигнальных графов двух четырехполюсников формы "Y" (фиг. 4, 5), изображающих местную гидравлическую проводимость $G_{\omega} = 1/R_{\omega}$

[I, табл. 2] и гидромеханическое звено [4, табл. 2, п. 3] с передачей

$$W_{\text{ш}} = \sqrt{(m_{\text{ш}} S^2 + h_{\text{ш}} S + k_{\text{ш}} + r_{\text{ш}})} \quad (\text{I7})$$

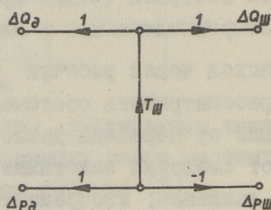


Фиг. 4. Блок-схема соединения частных многопольсников шарикового клапана



Фиг. 5. Сигнальный граф шарикового клапана

Расход через шариковый клапан, зависящий от смещения шарика $\Delta y_{\text{ш}}$, изображается передачей $K_{\text{ш}}$ двухпольсника. Сигнальный граф результирующего четырехпольсника (формы "Y") шарикового клапана (фиг. 6) имеет передачи $\pm T_{\text{ш}}$, где



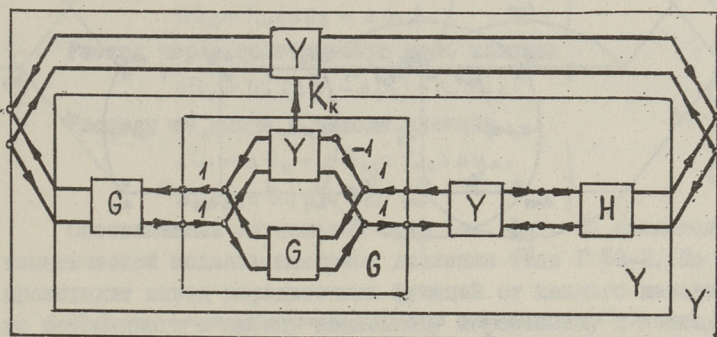
Фиг. 6. Результирующий сигнальный граф шарикового клапана

$$T_{\text{ш}} = G_{\text{ш}} + \frac{f_{\text{ш}}}{W_{\text{ш}}} (K_{\text{ш}} + f_{\text{ш}} S). \quad (\text{I8})$$

Рассмотрим дальнейший ход построения сигнального графа более длинной ветви.

К сигнальному графу четырехпольсника с формой уравне-

ний "Y" (шариковый клапан), для сохранения результирующего четырехполисника такой же формы, необходимо последовательно присоединить слева сигнальный граф четырехполисника с формой уравнений "G" (фиг. 7), а справа граф с формой уравнений "H" [I, табл. 5].



Фиг. 7. Блок-схема соединения частных многополисников клапанов давления типа Г 52-2

Поэтому необходимо гидромеханическое звено, выражающее золотник клапана и параллельное к золотнику местное гидравлическое сопротивление, выбрать в виде четырехполисника с результирующей формой уравнений "G" [4, табл. I]. Передачу механического элемента звена имеем

$$\frac{1}{W_k} = \frac{1}{(m_k S^2 + h_k S + k_k + r_k)}. \quad (I9)$$

При этом модифицируем сигнальный граф звена присоединением дуг с передачами f_{k_2} и $f_{x_2} S$, преобразовав четырехполисник в шестиполисник.

По вышеуказанным соображениям выбираем также для гидравлического сопротивления R_1, L_1 форму уравнений "G" четырехполисника, а для гидравлического сопротивления R_2, L_2 форму уравнений "H" четырехполисника [I, табл. 2].

В результате получен сигнальный граф динамики клапана Г 52-2 (фиг. 8), имеющий 18 вершин (нумерацию на графе фиг. 8 имеют 16 вершин), изображающими переменные данной системы. Независимыми переменными являются давления на входе Δp_1 и выходе Δp_2 клапана.

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_0 &= \Delta p_{k1} - (L_0 S + R_0) \Delta Q_0 \\ \Delta Q_0 &= \Delta Q_w - f_k S \Delta y_k. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Давление и расход за шариковым клапаном

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_w &= \Delta p_2 + (L_2 S + R_2) \Delta Q_w, \\ \Delta Q_w &= T_w (\Delta p_0 - \Delta p_w). \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Расход через золотниковую щель клапана

$$\Delta Q_k = G_k (\Delta p_1 - \Delta p_2) + K_k \Delta y_k. \quad (24)$$

Расходы на входе и выходе клапана

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_1 &= \Delta Q_k + \Delta Q_{k1} + f_{k2} S \Delta y_k, \\ \Delta Q_2 &= \Delta Q_k + \Delta Q_w. \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Составленный сигнальный граф (см. фиг. 8) является математической моделью клапанов давления типа Г 52-2. По нему происходит вывод передаточных функций от каждого независимо переменного к любому зависимому переменному и последующий расчет частотных характеристик на ЭЦВМ [5].

Л и т е р а т у р а

1. Г.Т. Гроссшмидт. Составление сигнальных графов динамики гидравлических цепей объемных гидросистем. См. наст. сб., с. 3.

2. Г.Т. Гроссшмидт, А.А., Сякариас. Математическая модель для расчета на ЭЦВМ частотных характеристик передач сигнального графа клапанов давления типа Г 54-2. -Сб. статей по машиностроению XII. "Тр. Таллинск. политех. ин-та", 1975, № 391, с. 29-42.

3. Д.Н. Попов. О расчете трубопроводов при периодическом движении вязкой жидкости. - Сб. научн. тр. "Вопросы надежности гидравлических систем", вып. VI, КИИГА, Киев, 1970, с. 39-49.

4. Г.Т. Гроссшмидт. Составление сигнальных графов динамики гидромеханических звеньев объемных гидросистем. См. наст. сб., с. 19.

5. Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сякариас. Расчет на ЭЦВМ частотных характеристик клапанов давления типа Г 52-2. См. наст. сб., с. 39.

G. Grosschmidt, A. Sakarias

Darstellung des Signalflußgraphen der Dynamik
für Druckventile I 52-2

Zusammenfassung

Zur Darstellung der Dynamiksignalflußgraphen werden die Signalflußgraphen der hydraulischen und hydromechanischen Glieder mit einander verbunden. Es werden die mathematischen Beziehungen zwischen veränderlichen Größen dargelegt.

УДК 621.646.001.55

Г. Т. Гроссшмидт, А. А. Сакарнас

РАСЧЕТ НА ЭЦМ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КЛАПАНОВ
 ДАВЛЕНИЯ ТИПА Г 52-2

(Сообщение пятое)

Расчет частотных характеристик клапана давления непрямого действия типа Г 52-2 [1, фиг. 1] выполняем на базе модели динамики, изображенной в виде сигнального графа [1, фиг. 8].

Вывод передач сигнального графа может быть осуществлен либо последовательным упрощением (исключением вершин) графа, либо вычислением передач по формуле Мейсона (S.J. Mason) [2]. Поскольку в данном графе нет длинных цепей четырехпольных звеньев, хорошо подлежащих последовательному упрощению, для вывода передач сигнального графа будем использовать формулу Мейсона [2]

$$T = \frac{1}{D} \sum_k P_k D_k, \quad (1)$$

где T - передача графа от рассматриваемого источника (независимой переменной) к данному стоку (зависимой переменной);

P_k - передача k -го элементарного пути;

D - определитель графа;

D_k - определитель подграфа - алгебраического дополнения k -го пути (учитываются контуры, не касающиеся k -го пути).

Определитель графа рассчитывается по формуле

$$D = 1 - \sum_i \Lambda_i^{(1)} + \sum_i \Lambda_i^{(2)} - \sum_i \Lambda_i^{(3)} + \dots, \quad (2)$$

где $\Lambda_i^{(r)}$ - произведение передач i -го сочетания из r некасающихся контуров (при $r = 1$ учитываются все контуры, независимо от их взаимного касания).

Сигнальный граф клапана типа Г 52-2 [I, фиг. 8] имеет следующие контуры (указываются по номерам вершин):

1. (2-3I0-9-2); 2. (2-3-I0-II-2); 3. (2-4-3-I0-9-2);
4. (2-4-3-I0-II-2); 5. (2-4-5-I2-II-9-2); 6. (3-I0-II-4-3);
7. (4-5-I2-II-4); 8. (5-I2-I3-6-5). Из них образуются следующие пары некасающихся контуров: 1.-7.; 8.-(1.,2.,3.,4.,6.). Сочетаний из трех некасающихся контуров нет.

Произведения передач контуров получаются следующими: суммарно для контуров 1 по 4

$$T_1 = -(L_1S + R_1) \frac{(f_k - f_{k1})^2 S}{W_k}; \quad (3)$$

для контура 5

$$T_2 = -(L_1S + R_1) T_{\omega}; \quad (4)$$

суммарно для контуров 6 и 7

$$T_3 = -(L_0S + R_0) \left(\frac{f_k^2 S}{W_k} + T_{\omega} \right); \quad (5)$$

для контура 8

$$T_4 = -(L_2S + R_2) T_{\omega}; \quad (6)$$

для пары некасающихся контуров 1.-7.

$$T_5 = (L_1S + R_1) \frac{f_{k1}^2 S}{W_k} (L_0S + R_0) T_{\omega}; \quad (7)$$

для пар некасающихся контуров 8.-(1.,2.,3.,4.,6.).

$$T_6 = (L_2S + R_2) T_{\omega} \left[(L_1S + R_1) \frac{(f_k - f_{k1})^2 S}{W_k} + (L_0S + R_0) \frac{f_k^2 S}{W_k} \right]. \quad (8)$$

Определитель сигнального графа клапана получается равным

$$D = 1 - (T_1 + T_2 + T_3 + T_4) + (T_5 + T_6), \quad (9)$$

или

$$D_1 = 1 - \frac{S}{W_k} \left\{ \left[(L_1S + R_1)(f_k - f_{k1})^2 + (L_0S + R_0)f_k^2 \right] \times \right. \quad (10) \\ \left. \times [1 + T_{\omega}(L_2S + R_2)] + T_{\omega}(L_1S + R_1)f_{k1}^2(L_0S + R_0) \right\} + \\ + T_{\omega} [(L_1S + R_1) + (L_0S + R_0) + (L_2S + R_2)].$$

Находим выражение для передачи сигнального графа $T_{1-10} = \Delta y_k(s) / \Delta p_1(s)$.

Для этой передачи имеем следующие элементарные пути (ни одна

вершина не должна встречаться дважды): 1. (1-3-10); 2. (1-2-3-10); 3. (1-2-4-3-10).

Передачи элементарных путей получаются как произведения всех передач каждого пути:

$$P_1 = \frac{f_{k2}}{W_k}; \quad P_2 = \frac{f_{k1}}{W_k}; \quad P_3 = -\frac{f_k}{W_k}. \quad (II)$$

Эти элементарные пути имеют следующие определители подграфов алгебраических дополнений:

$$\begin{aligned} D_1 &= 1 + T_w [(L_1 S + R_1) + (L_0 S + R_0) + (L_2 S + R_2)]; \\ D_2 &= 1 + T_w [(L_0 S + R_0) + (L_2 S + R_2)]; \\ D_3 &= 1 + T_w (L_2 S + R_2). \end{aligned} \quad (I2)$$

Таким образом, по формуле Мейсона искомая передача получается равной

$$\begin{aligned} T_{1-10} = \frac{\Delta y_k(S)}{\Delta p_1(S)} &= \frac{1}{D} \sum_k P_k D_k = \frac{1}{D} \frac{1}{W_k} \left\{ T_w [f_{k2}(L_1 S + R_1) + \right. \\ &\left. + (f_{k2} + f_{k1})(L_0 S + R_0)] + (f_{k2} + f_{k1} - f_k) [1 + T_w (L_2 S + R_2)] \right\}. \end{aligned} \quad (I3)$$

Остальные передачи сигнального графа клапана определяются аналогичным путем.

Основная интересующая нас передача от давления на входе клапана Δp_1 к объемному расходу на входе ΔQ_1 получается равной

$$\begin{aligned} T_{1-8} = \frac{\Delta Q_1(S)}{\Delta p_1(S)} &= G_k + \frac{1}{D} \left\{ T_w \left[1 + \frac{1}{W_k} \left\{ f_{k2}(L_1 S + R_1) \times \right. \right. \right. \\ &\times (K_k + f_{k2} S) + (f_{k2} + f_{k1}) [(L_0 S + R_0) + (L_2 S + R_2)] \times \\ &\times [K_k + (f_{k2} + f_{k1}) S] - f_k (L_2 S + R_2) [K_k + 2(f_{k2} + f_{k1}) S - f_k S] \left. \right\} + \\ &\left. + \frac{1}{W_k} (f_{k2} + f_{k1} - f_k) [K_k + (f_{k2} + f_{k1} - f_k) S] \right\}, \end{aligned} \quad (I4)$$

или, имея ввиду, что $f_{k2} + f_{k1} \approx f_k$,

$$\begin{aligned} T_{1-8} = \frac{\Delta Q_1(S)}{\Delta p_1(S)} &= G_k + \frac{1}{D} T_w \left[1 + \frac{1}{W_k} \left\{ f_{k2}(L_1 S + R_1) \times \right. \right. \\ &\left. \left. \times (K_k + f_{k2} S) + (f_{k2} + f_{k1})(L_0 S + R_0) [K_k + (f_{k2} + f_{k1}) S] \right\} \right]. \end{aligned} \quad (I5)$$

Передачи сигнального графа клапана как четырехполюсника с формой уравнений "Y", при принятом упрощении $f_{k2} + f_{k1} \approx f_k$, получаются по абсолютному значению одинаковыми: $T_{1-14} = T_{1-8} = -T_{7-14} = -T_{7-8}$. Также равными по абсолютному значению получаются передачи $T_{7-10} = -T_{1-10}$.

Зависимые переменные $\Delta Q_1, \Delta Q_2$, выраженные через независимые переменные $\Delta p_1, \Delta p_2$, получаются, по форме "Y" уравнений четырехполюсника, равными:

$$\begin{aligned} \Delta Q_1(s) &= T_{1-8} \Delta p_1(s) + T_{7-8} \Delta p_2(s), \\ \Delta Q_2(s) &= T_{1-14} \Delta p_1(s) + T_{7-8} \Delta p_2(s), \end{aligned} \quad (I6)$$

где входящий в передачи $T_{1-8}, T_{7-8}, T_{1-14}, T_{7-14}$ коэффициент h_k [I, формула I5] зависит от амплитуды колебания золотника клапана A_y , определяемой из выражения

$$\Delta y(s) = T_{1-10} \Delta p_1(s) + T_{7-10} \Delta p_2(s) \quad (I7)$$

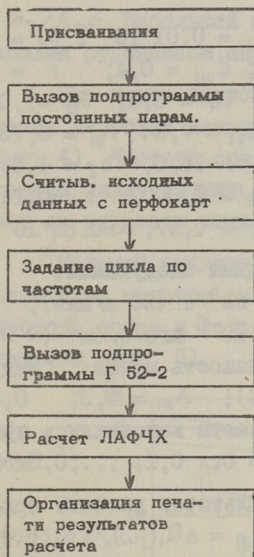
при заданных амплитудах A_{p1}, A_{p2} и фазах Φ_{p1}, Φ_{p2} колебания давлений Δp_1 и Δp_2 . Передачи T_{1-10} и T_{7-10} также зависят от амплитуды A_y , поэтому расчет амплитуды по выражению (I7) необходимо осуществлять методом итерации.

Для расчета частотных характеристик необходимо в полученных выражениях передач заменить оператор Лапласа S оператором Фурье $j\omega$. Задаваясь различными значениями частоты от ω_{\min} до ω_{\max} , рассчитываются реальные и мнимые частотные характеристики, а также логарифмические амплитудные (ЛАЧХ) и фазовые частотные характеристики (ЛФЧХ).

С этой целью составлены программы на алгоритмическом языке ФОРТРАН "Минск-32".

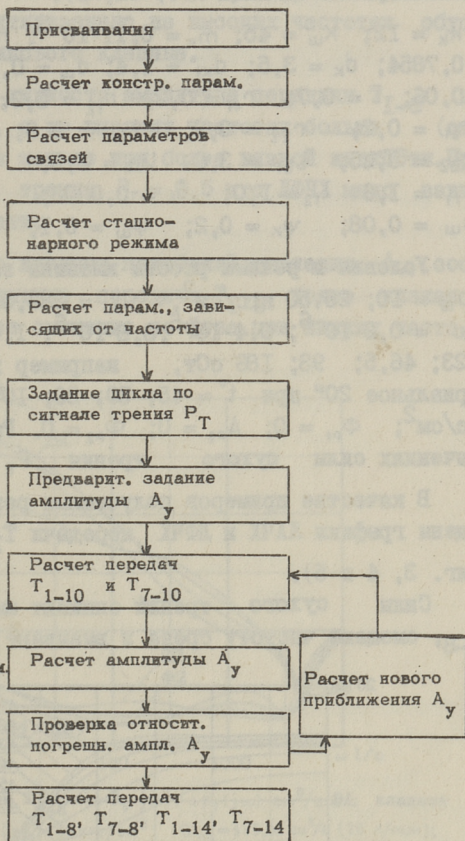
Основная программа приспособлена к расчету частотных характеристик любых устройств гидросистем, для которых имеются подпрограммы расчета комплексных передач. Блок-схема основной программы показана на фиг. 1. Исходные данные, вводимые с перфокарт, следующие: $p_{10}, G_{k0}, \mu, A_{p1}, \Phi_{p1}, A_{p2}, \Phi_{p2}$.

Блок-схема подпрограммы для расчета комплексных передач сигнального графа клапанов типа Г 52-2 показана на фиг. 2. Расчет амплитуд A_y вынужденных колебаний золотника клапана выполняется методом итераций с использованием чисел удвоенной длины. Для ускорения итерации использо-



Фиг. 1.

Блок-схема программы для расчета частотных характеристик устройств гидросистем.



Фиг. 2. Блок-схема подпрограммы для расчета комплексных передач сигнального графа клапанов типа Г 52-2

ван метод Стефенсона (Steffenson). Заданная относительная погрешность итерации - $1 \cdot 10^{-6}$.

Расчет частотных характеристик клапана типоразмера Г 52-22 выполнен на ЭЦВМ "Минск-32".

Исходные параметры клапана Г 52-22 приняты следующими (используются единицы кгс, см, с):

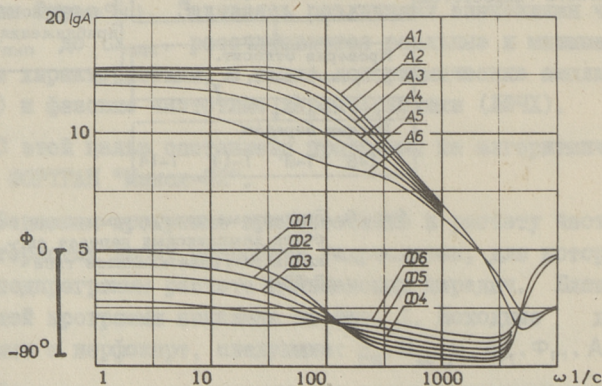
$k_k = 12$; $k_{ш} = 45$; $m_k = 0,11 \cdot 10^{-3}$; $m_{ш} = 0,01 \cdot 10^{-3}$; $\beta_k = 0,7854$; $d_k = 3,5$; $d_{k1} = 1,4$; $d_{ш} = 0,5$; $d_{ш1} = 0,4$; $r = 0,06$; $l = 0,7$; $r_{11} = 0,2$; $r_{12} = 0,2$; $l_{11} = 3,6$; $l_{12} = 1,0$; $r_{21} = 0,2$; $r_{22} = 0,2$; $l_{21} = 1,6$; $l_{22} = 7,5$; $r_{\partial 1} = 0,15$; $r_{\partial 2} = 0,25$; $l_{\partial 1} = 3,0$; $l_{\partial 2} = 2,5$; $b_1 = 11,0$; $b_2 = 4,4$; $l_{T1} = 1,6$; $l_{T2} = 1,0$; $\delta_1 = 0,0002$; $\delta_2 = 0,0002$; $s_k = 0,14$; $s_{ш} = 0,08$; $\psi_k = 0,2$; $\psi_{ш} = 0,1$; $\varphi = 0,97$; $\rho = 0,86 \cdot 10^{-6}$.

Условия и режимы работы клапана заданы следующими:

$p_{10} = 10$; 25; 50 кгс/см²; $Q_{к0} = 333,33$ см³/с (20 л/мин);
 $\mu = 0,2 \cdot 10^{-6}$; $0,4 \cdot 10^{-6}$; $0,8 \cdot 10^{-6}$; $1,6 \cdot 10^{-6}$ кгс·с/см² ($\nu = 23$; 46,5; 93; 186 сСт, например вязкость масла "Индустриальное 20" при $t^\circ \approx 45$; 30; 20; 10°C); $A_{p1} = 0,3$; 0,5 кгс/см²; $\Phi_{p1} = 0$; $A_{p2} = 0$; $\Phi_{p2} = 0$. Расчеты выполнялись при значениях силы сухого трения $P_T = 0$; 0,1; ...; 0,5 кгс.

В качестве примеров полученных результатов расчета приведены графики ЛАЧХ и ЛФЧХ передачи $T_{1-8} = \Delta Q_1(j\omega) / \Delta p_1(j\omega)$ (фиг. 3, 4 и 5).

Силы сухого трения снижают амплитуду передачи T_{1-8} , смещают частоту среза и вызывают смещение по фазе (см.

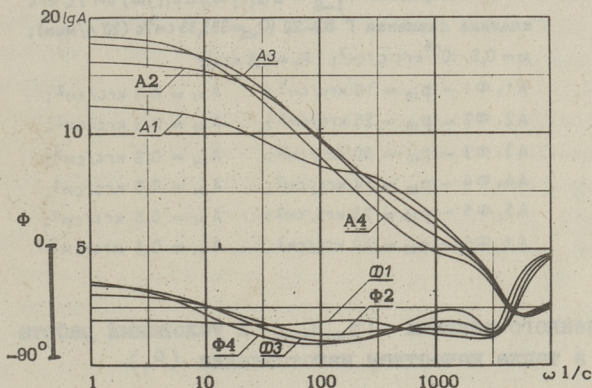


Фиг. 3. ЛАФЧХ передачи $T_{1-8} = \Delta Q_1(j\omega) / \Delta p_1(j\omega)$ см³/с.кгс клапана давления Г 52-22 ($p_{10} = 50$ кгс/см²; $Q_{к0} = 333,33$ см³/с (20 л/мин); $\mu = 0,2 \cdot 10^{-6}$ кгс·с/см²; $A_{p1} = 0,3$ кгс/см²; А1, Ф1 - $P_T = 0$; А2, Ф2 - $P_T = 0,1$ кгс; А3, Ф3 - $P_T = 0,2$ кгс; А4, Ф4 - $P_T = 0,3$ кгс; А5, Ф5 - $P_T = 0,4$ кгс; А6, Ф6 - $P_T = 0,5$ кгс.)

фиг. 3). Влияние силы сухого трения P_T тем больше, чем больше их отношение к амплитуде входных колебаний давления P_T/A_{p1} . Небольшой антирезонанс на высоких частотах обусловлен резонансом шарикового клапана.

При менее вязкой жидкости амплитуда передачи T_{I-8} на малых частотах меньше, а на высоких частотах больше (см. фиг. 4). Частота среза меньше при более вязкой жидкости. При данной силе сухого трения $P_T = 0,5$ кгс ЛФЧХ мало зависят от вязкости жидкости.

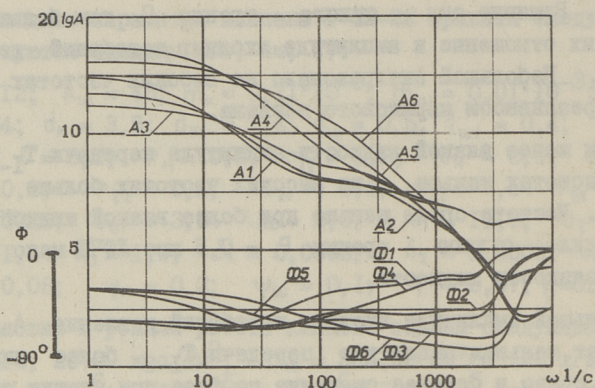
Меньшей амплитуде входных колебаний давления A_{p1} соответствует меньшая амплитуда передачи T_{I-8} , более низкая частота среза и большее смещение по фазе при низких частотах (см. фиг. 5).



Фиг. 4. ЛАФЧХ передачи $T_{I-8} = \Delta Q_1(j\omega) / \Delta p_1(j\omega)$ см³/с.кгс клапана давления Г 52-22 ($p_{10} = 50$ кгс/см²; $Q_{к0} = 333,33$ см³/с (20 л/мин); $P_T = 0,5$ кгс; $A_{p1} = 0,3$ кгс/см²; $A1, \Phi 1 - \mu = 0,2 \cdot 10^{-6}$ кгс.с/см²; $A2, \Phi 2 - \mu = 0,4 \cdot 10^{-6}$ кгс.с/см²; $A3, \Phi 3 - \mu = 0,8 \cdot 10^{-6}$ кгс.с/см²; $A4, \Phi 4 - \mu = 1,6 \cdot 10^{-6}$ кгс.с/см²)

Более высокому рабочему давлению p_{10} соответствует меньшая амплитуда передачи T_{I-8} при низких частотах, большая амплитуда при средних частотах и снова меньшая амплитуда при высоких частотах. Частота среза меньше при меньших рабочих давлениях p_{10} . Смещение по фазе при низких частотах мало зависит от рабочего давления, а при высоких частотах более высокому рабочему давлению p_{10} соответствует большее смещение по фазе.

Настоящий анализ свидетельствует о значительном разбросе частотных характеристик клапанов давления типа Г 52-2,



Фиг. 5. ЛАФЧХ передачи $T_{1-8} = \Delta Q_1(j\omega) / \Delta p_1(j\omega)$ см⁵/с.кгс
 клапана давления Г 52-22 ($Q_{к0} = 333,33$ см³/с (20 л/мин);
 $\mu = 0,2 \cdot 10^{-6}$ кгс·с/см²; $P_T = 0,5$ кгс)

- | | |
|--|---|
| A1, Ф1 - $p_{10} = 10$ кгс/см ² ; | A _{p1} = 0,3 кгс/см ² ; |
| A2, Ф2 - $p_{10} = 25$ кгс/см ² ; | A _{p1} = 0,3 кгс/см ² ; |
| A3, Ф3 - $p_{10} = 50$ кгс/см ² ; | A _{p1} = 0,3 кгс/см ² ; |
| A4, Ф4 - $p_{10} = 10$ кгс/см ² ; | A _{p1} = 0,5 кгс/см ² ; |
| A5, Ф5 - $p_{10} = 25$ кгс/см ² ; | A _{p1} = 0,5 кгс/см ² ; |
| A6, Ф6 - $p_{10} = 50$ кгс/см ² ; | A _{p1} = 0,5 кгс/см ² |

обусловленного режимом ($p_{10}, Q_{к0}$) и условиями работы (μ, A_{p1}), а также качеством изготовления (P_T).

Приведенные результаты являются новыми. Программа для расчета частотных характеристик клапанов давления типа Г 52-2 может найти применение при расчете частотных характеристик гидросистем,

Л и т е р а т у р а

1. Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакаркас. Составление сигнального графа динамики для клапанов давления типа Г 52-2. См. наст. сб., с. 27.

2. Г.Т. Гроссшмидт. Применение теорий многополюсников и сигнальных графов к расчету частотных характеристик объемных гидроприводов на ЭЦВМ. - Сб. статей по машиностроению XII. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1975, № 391, с. 3-16.

Berechnung der Frequenzkennlinien des Druck-
ventils Г 52-2 mit Digitalrechner

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag werden die Beziehungen des Dynamiksignalfußgraphen des Druckventils Г 52-2 ermittelt. Es werden Ablaufdiagramme für Berechnungen der Frequenzkennlinien mit einem Digitalrechner und die Analyse der Ergebnisse dargelegt.

УДК 62.82.001.5

Г.Т.Гроссшмидт

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА СИГНАЛЬНЫХ ГРАФОВ К
ПОЛУЧЕНИЮ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ
ЗОЛОТНИКОВОГО ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ
(Сообщение шестое)

Золотниковые гидроусилители (ГУ) имеют широкое применение в технике. Они являются составной частью гидравлических и электрогидравлических следящих приводов, копировальных устройств, синхронных приводов, рулевых приводов, приводов манипуляторов и роботов, вибрационных установок и др.

Анализ динамики гидравлических следящих приводов с золотниковым ГУ выполняется на базе системы нелинейных уравнений либо путем численного или аналогового интегрирования на ЭВМ [1,2], либо с использованием структурного моделирования на АВМ [2]. Анализ динамики без применения вычислительной техники выполняется либо на базе нелинейных уравнений, подвергнутых гармонической линеаризации [3], либо на базе структурной схемы теории автоматического регулирования с учетом нелинейных зависимостей методом гармонической линеаризации [4].

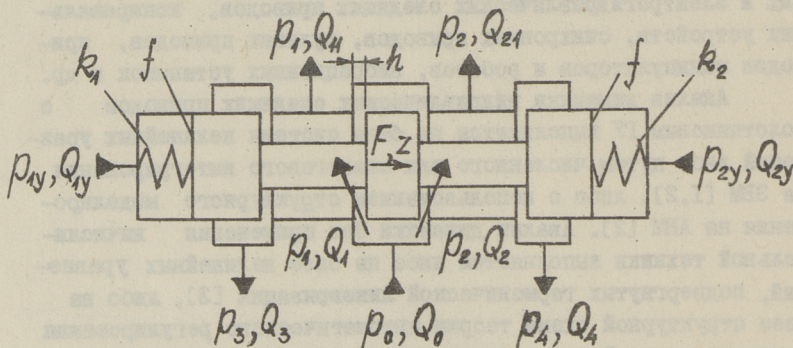
Метод численного интегрирования на ЭЦМ дает наиболее точные результаты, но требует наличие вычислительной машины с очень высоким быстродействием. Методика становится неудобной при расчете динамики сложных систем, описываемых большим количеством уравнений.

Аналоговые вычислительные машины хорошо приспособлены для решения нелинейных задач. Результаты получаются в виде динамических процессов. Но они не удобны для анализа сложных систем с большим количеством входных данных, неточны, и имеются трудности моделирования нелинейных зависимостей с необходимой точностью. Они также не позволяют осуществить обработку данных.

Возможности расчета динамики гидросистем без применения вычислительной техники ограничены. Задачи при этом, как правило, редуцируют на анализ систем уравнений невысокого порядка.

Применение теории сигнальных графов для составления расчетной схемы динамики и для вывода зависимостей между переменными с последующим выполнением расчетов на цифровой вычислительной машине имеет ряд существенных преимуществ [5; статьи наст. сб.].

Сигнальные графы сложных цепных систем составляются путем соединения сигнальных графов отдельных многополюсных элементов, звеньев, устройств. К многополюсным звеньям гидросистем можно отнести и золотниковый ГУ.



Фиг. 1. Схема четырехщелевого золотникового гидросилителя

Рассмотрим наиболее широко применяемый четырехщелевой золотниковый ГУ (фиг. 1). При таком золотниковом усилителе при гидравлическом управлении можно выделить десять пар переменных: p_0, Q_0 ; p_1, Q_1 ; p_i, Q_{11} ; p_3, Q_3 ; p_2, Q_2 ; p_2, Q_{21} ; p_4, Q_4 ; p_{1y}, Q_{1y} ; p_{2y}, Q_{2y} ; F, z .

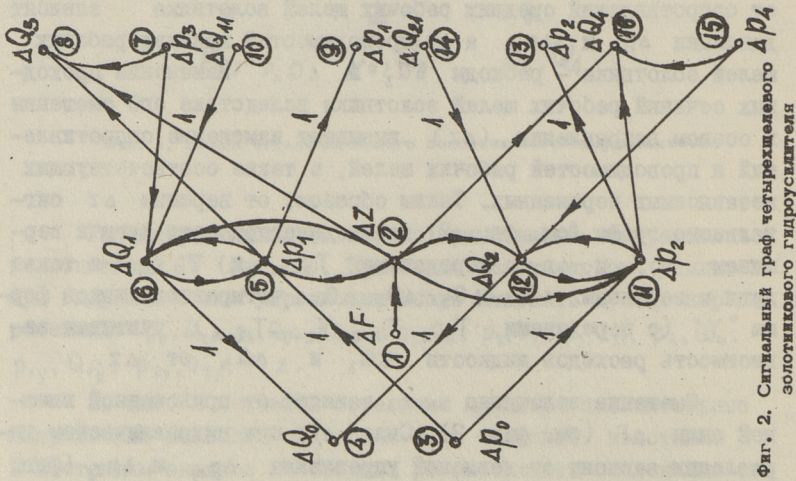
На фиг. 1 показаны стрелками принятые положительные направления расходов Q , силы F и смещений золотника z . В настоящем анализе необходимо рассматривать отклонения переменных от среднего режима вынужденных колебаний (обозначены с "Δ"), поскольку зависимости между переменными явля-

ются нелинейными. Слово "отклонение" в дальнейшем будет опущено.

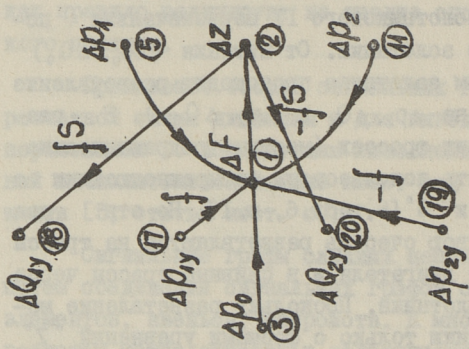
Сигнальный граф золотникового ГУ первоначально построим для неподвижного золотника. От питания ($\Delta p_0, \Delta Q_0$) по средним рабочим щелям золотника происходит разветвление гидравлической трассы (на $\Delta p_1, \Delta Q_1$ и $\Delta p_2, \Delta Q_2$). В разветвляемых гидравлических трассах (местные гидравлические сопротивления) могут быть использованы четырехполосники с формами уравнений "Y" и "G" [6, табл. 6, п. I]. Но эти две параллельные трассы в свою очередь разветвляются на трассы питания гидравлического двигателя и в сливные трассы через крайние рабочие щели золотника. Поскольку разветвление могут иметь четырехполосники только с формами уравнений "Z" и "G" [6, табл. 6, п. I], то в первом разветвлении могут быть использованы четырехполосники только с формами уравнений "G" (фиг. 2). Для ответвлений трасс, направляющих потоки через крайние щели золотника на слив, примем формы уравнений "Y" четырехполосников, поскольку на сливе независимыми являются давления (см. фиг. 2).

Введем в сигнальный граф золотникового ГУ (см. фиг. 2) дуги, выражающие зависимость переменных от смещения золотника Δz . По сигнальному графу (см. фиг. 2) выявляется, что от сопротивлений средних рабочих щелей золотника зависят давления Δp_1 и Δp_2 , а от проводимостей крайних рабочих щелей золотника — расходы ΔQ_3 и ΔQ_4 . Изменение проходных сечений рабочих щелей золотника вследствие его смещения в осевом направлении (Δz) вызывает изменение сопротивлений и проводимостей рабочих щелей, а также соответствующих независимых переменных. Таким образом, от вершины Δz сигнального графа (см. фиг. 2) необходимо провести дуги к вершинам Δp_1 и Δp_2 с передачами T_{2-5} и T_{2-11} , а также дуги к вершинам $\Delta Q_3, \Delta Q_4$ четырехполосников формы "Y" (с передачами $T_{2-6}, T_{2-8}, T_{2-12}, T_{2-16}$), учитывая зависимость расходов жидкости ΔQ_3 и ΔQ_4 от Δz .

Смещение золотника Δz зависит от приложенной внешней силы ΔF (см. фиг. 2). Сила ΔF при гидравлическом управлении зависит от давлений управления Δp_{1y} и Δp_{2y} (фиг. 3) и от гидродинамических сил. Действующие на золотники гидродинамические силы в зависимости от перепадов давления учи-



Фиг. 2. Сигнальный граф четырехступенчатого золотниково-гидроусилителя



Фиг. 3. Сигнальный граф гидравлического переменного золотника усилителя

тываются дугами от давлений $\Delta p_0, \Delta p_1, \Delta p_2$, а в зависимости от смещения золотника Δz — в составе передачи T_{1-2} . К вершинам $\Delta p_{1y}, \Delta Q_{1y}$ и $\Delta p_{2y}, \Delta Q_{2y}$ гидромеханического звена (см. фиг. 3) могут быть присоединены сигнальные графы цепей управления.

По сигнальному графу золотникового ГУ (см. фиг. 2, 3) получаются следующие взаимосвязи между переменными.

Объемные расходы:

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_0 &= \Delta Q_1 + \Delta Q_2, \\ \Delta Q_1 &= \Delta Q_{11} + T_{5-6} \Delta p_1 + T_{7-6} \Delta p_3 + T_{2-6} \Delta z, \\ \Delta Q_2 &= \Delta Q_{21} + T_{11-12} \Delta p_2 + T_{15-12} \Delta p_4 + T_{2-12} \Delta z, \\ \Delta Q_3 &= T_{5-8} \Delta p_1 + T_{7-8} \Delta p_3 + T_{2-8} \Delta z, \\ \Delta Q_4 &= T_{11-16} \Delta p_2 + T_{15-16} \Delta p_4 + T_{2-16} \Delta z. \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

Давления жидкости:

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_1 &= \Delta p_0 + T_{6-5} \Delta Q_1 + T_{2-5} \Delta z, \\ \Delta p_2 &= \Delta p_0 + T_{12-11} \Delta Q_2 + T_{2-11} \Delta z. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Смещение золотника:

$$\left. \begin{aligned} \Delta F &= f \Delta p_{1y} - f \Delta p_{2y} + T_{3-1} \Delta p_0 + T_{5-1} \Delta p_1 + T_{11-1} \Delta p_2, \\ \Delta z &= T_{1-2} \Delta F. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Входящие в сигнальные графы (см. фиг. 2, 3) и соотношения (I, 2, 3) передачи выражают следующие зависимости, которые являются нелинейными при больших вариациях переменных:

$$\left. \begin{aligned} T_{5-8} = T_{5-6} &= \frac{\Delta Q_{31}}{\Delta p_1}, & T_{7-8} = T_{7-6} &= \frac{\Delta Q_{33}}{\Delta p_3}, \\ T_{11-16} = T_{11-12} &= \frac{\Delta Q_{42}}{\Delta p_2}, & T_{15-16} = T_{15-12} &= \frac{\Delta Q_{44}}{\Delta p_4}, \\ T_{6-5} &= \frac{\Delta p_1}{\Delta Q_1}, & T_{12-11} &= \frac{\Delta p_2}{\Delta Q_2}, \\ T_{2-8} = T_{2-6} &= \frac{\Delta Q_3}{\Delta z}, & T_{2-16} = T_{2-12} &= \frac{\Delta Q_4}{\Delta z}, \\ T_{2-5} &= \frac{\Delta p_1}{\Delta z}, & T_{2-11} &= \frac{\Delta p_2}{\Delta z}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$T_{1-2}(S) = \frac{\Delta z(S)}{\Delta F(S)}, \quad T_{3-1} = \frac{\Delta F}{\Delta p_0}, \quad T_{5-1} = \frac{\Delta F}{\Delta p_1}, \quad T_{11-1} = \frac{\Delta F}{\Delta p_2}, \quad \left. \right\}$$

где S - оператор Лапласа.

Рассмотрим более подробно эти передачи.

$$I. \text{ Передачи } T_{5-8} = T_{5-6}, \quad T_{7-8} = T_{7-6}, \quad T_{11-16} = T_{11-12}, \quad T_{15-16} = T_{15-12}.$$

Расходы Q_3 и Q_4 через золотниковые щели в зависимости от давлений, при постоянном смещении z_0 , можно выразить формулами:

$$\left. \begin{aligned} Q_{31} &= k_3(h - z_0)\sqrt{|p_1 - p_{30}|} \operatorname{sign}(p_1 - p_{30}), \\ Q_{33} &= k_3(h - z_0)\sqrt{|p_{10} - p_3|} \operatorname{sign}(p_{10} - p_3), \\ Q_{42} &= k_4(h + z_0)\sqrt{|p_2 - p_{40}|} \operatorname{sign}(p_2 - p_{40}), \\ Q_{44} &= k_4(h + z_0)\sqrt{|p_{20} - p_4|} \operatorname{sign}(p_{20} - p_4), \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где h - осевое открытие щелей в среднем положении золотника;

k_3, k_4 - коэффициенты.

Передачи для малых амплитуд колебаний равняются:

$$\left. \begin{aligned} T_{5-8} = T_{5-6} &= \left. \frac{\partial Q_3}{\partial p_1} \right|_0 = \frac{Q_{30}}{2(p_{10} - p_{30})} = -T_{7-8} = -T_{7-6}, \\ T_{11-16} = T_{11-12} &= \left. \frac{\partial Q_4}{\partial p_2} \right|_0 = \frac{Q_{40}}{2(p_{20} - p_{40})} = -T_{15-16} = -T_{15-12}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где переменные с индексом "0" относятся к установившемуся течению.

Для больших амплитуд колебаний необходимо, при расчете частотных характеристик, использовать метод гармонической линеаризации нелинейностей. При этом учитываются нелинейные функциональные зависимости и нелинейные ограничения.

Расходы по зависимостям (5) имеют следующие ограничения:

$$\left. \begin{aligned} p_1 \leq 0, \quad Q_{31} &= -k_3(h - z_0)\sqrt{p_{30}}; \quad p_1 \geq p_0, \quad Q_{31} = k_3(h - z_0)\sqrt{p_0}; \\ p_3 \leq 0, \quad Q_{33} &= k_3(h - z_0)\sqrt{p_{10}}; \\ p_2 \leq 0, \quad Q_{42} &= -k_4(h + z_0)\sqrt{p_{40}}; \quad p_2 \geq p_0, \quad Q_{42} = k_4(h + z_0)\sqrt{p_0}; \\ p_4 \leq 0, \quad Q_{44} &= k_4(h - z_0)\sqrt{p_{20}}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

2. Передачи T_{6-5} и T_{12-11} .

Давления p_1 и p_2 на выходе из золотникового IV в зависимости от расходов Q_1 и Q_2 , при постоянном смещении золотника z_0 , могут быть выражены формулами:

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_0 - \left[\frac{Q_1}{k_1(h+z_0)} \right]^2 \text{sign } Q_1, \\ p_2 &= p_0 - \left[\frac{Q_2}{k_2(h-z_0)} \right]^2 \text{sign } Q_2. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Передачи для малых амплитуд колебаний получаются:

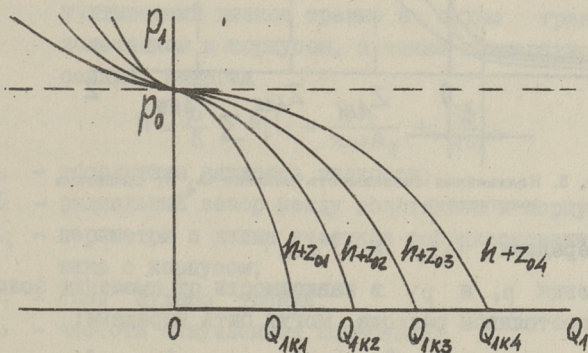
$$T_{6-5} = \left. \frac{\partial p_1}{\partial Q_1} \right|_0 = - \frac{2(p_0 - p_{10})}{Q_{10}}, \quad T_{12-11} = \left. \frac{\partial p_2}{\partial Q_2} \right|_0 = - \frac{2(p_0 - p_{20})}{Q_{20}}. \quad (9)$$

Для больших амплитуд колебаний расхода имеем следующие ограничения давления:

$$Q_1 > Q_{1к}, \quad p_1 = 0 \quad (\text{фиг. 4}); \quad Q_2 > Q_{2к}, \quad p_2 = 0, \quad (10)$$

где критические расходы

$$Q_{1к} = k_1(h+z_0)\sqrt{p_0}, \quad Q_{2к} = k_2(h-z_0)\sqrt{p_0}.$$



Фиг. 4. Нелинейная зависимость давления p_1 от расхода Q_1 .

3. Передачи $T_{2-8} = T_{2-6}$ и $T_{2-16} = T_{2-12}$.

Расходы Q_3 и Q_4 по формулам (5) имеют линейную зависимость от смещения золотника z при постоянном перепаде давления. Для малых амплитуд колебаний имеем:

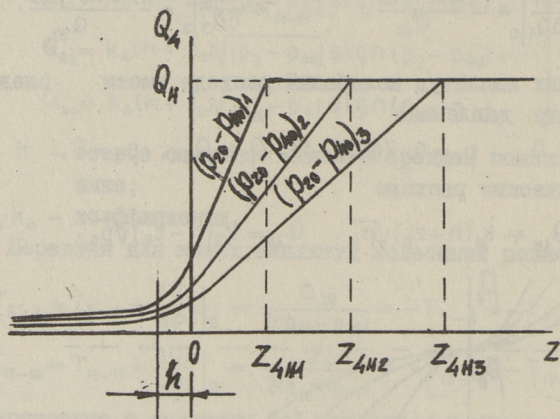
$$T_{2-8} = T_{2-6} = \left. \frac{\partial Q_3}{\partial z} \right|_0 = -\frac{Q_{30}}{h-z_0}, \quad T_{2-16} = T_{2-12} = \left. \frac{\partial Q_4}{\partial z} \right|_0 = \frac{Q_{40}}{h+z_0}. \quad (\text{II})$$

Для больших амплитуд колебания Δz необходимо исходить из действительной характеристики расхода через золотниковую щель. Типичная характеристика для расхода Q_4 показана на фиг. 5. При этом имеются ограничения по насыщению расходы Q_H :

$$z \leq z_{3H}, \quad Q_3 = Q_H; \quad z \geq z_{4H}, \quad Q_4 = Q_H, \quad (\text{I2})$$

где смещения золотника, соответствующие насыщению,

$$z_{3H} = -\frac{Q_H}{k_3 \sqrt{p_{10} - p_{30}}} + h, \quad z_{4H} = \frac{Q_H}{k_4 \sqrt{p_{20} - p_{40}}} - h.$$



Фиг. 5. Нелинейная зависимость расхода Q_4 от смещения золотника z

4. Передачи T_{2-5} и T_{2-11} .

Давления p_1 и p_2 в зависимости от смещения золотника z , при постоянном расходе, могут быть выражены:

$$p_1 = p_0 - \left[\frac{Q_{10}}{k_1(h+z)} \right]^2, \quad p_2 = p_0 - \left[\frac{Q_{20}}{k_2(h-z)} \right]^2. \quad (\text{I3})$$

Для малых амплитуд колебаний получим:

$$T_{2-5} = \left. \frac{\partial p_1}{\partial z} \right|_0 = \frac{2(p_0 - p_{10})}{h+z_0}, \quad T_{2-15} = \left. \frac{\partial p_2}{\partial z} \right|_0 = -\frac{2(p_0 - p_{20})}{h-z_0}. \quad (\text{I4})$$

Для больших амплитуд имеем ограничения:

$$z \leq z_{1K}, \quad p_1 = 0 \quad (\text{фиг. 6}); \quad z \geq z_{2K}, \quad p_2 = 0, \quad (\text{I5})$$

где критические смещения золотника

$$z_{1к} = \frac{Q_{10}}{k_1 \sqrt{p_0}} - h,$$

$$z_{2к} = -\frac{Q_{20}}{k_2 \sqrt{p_0}} + h.$$

5. Передача T_{I-2} .

Смещение золотника Δz в зависимости от приложенной силы ΔF для расчета частотных характеристик, в изображениях Лапласа, может быть представлена в виде

$$T_{I-2}(s) = \frac{\Delta z(s)}{\Delta F(s)} = \frac{1}{ms^2 + hs + k + r}, \quad (16)$$

где m — масса золотника с $1/3$ массой пружин;

h — эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования, учитывающий вязкое трение и сухое трение между золотником и корпусом, а также гистерезисное рассеяние энергии

$$h = \frac{\mu}{\delta} \sum b_i l_i + \frac{4P_T}{\pi \omega A_z} + \frac{\psi k}{\pi \omega},$$

μ — абсолютная вязкость жидкости;

δ — радиальный зазор между золотником и корпусом;

b_i, l_i — периметры и длина участков соприкосновения золотника с корпусом;

P_T — сила сухого трения;

ω — частота вынужденных колебаний;

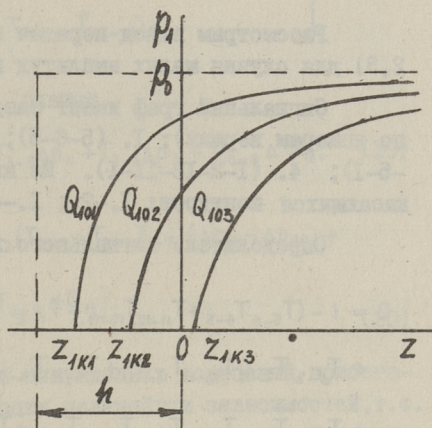
A_z — амплитуда вынужденных колебаний золотника;

ψ — относительное рассеяние энергии;

$k = k_1 + k_2$ — суммарная жесткость центрирующих пружин;

r — коэффициент, учитывающий пропорциональность действующих на золотник гидродинамических сил к смещению золотника Δz .

6. Передачи $T_{3-1}, T_{5-1}, T_{11-1}$ (см. фиг. 3) учитывают пропорциональность действующих на золотник гидродинамических сил к давлениям $\Delta p_0, \Delta p_1$ и Δp_2 соответственно.



Фиг. 6.
Нелинейная зависимость давления p_1 от смещения золотника z

Рассмотрим вывод передач сигнального графа (см. фиг. 2,3) для случая малых амплитуд колебаний (методику см. [7]).

Сигнальный граф имеет следующие контуры (указываются по номерам вершин): 1. (5-6-5); 2. (II-12-II); 3. (I-2-6-5-I); 4. (I-2-12-II-I). Из них образуются три пары некасающихся контуров: 1.-2.; 1.-4.; 2.-3.

Определитель сигнального графа получается равным

$$D = 1 - (T_{5-6} T_{6-5} + T_{II-12} T_{12-II} + T_{I-2} T_{2-6} T_{6-5} T_{5-1} + \\ + T_{I-2} T_{2-12} T_{12-II} T_{II-1}) + T_{5-6} T_{6-5} T_{II-12} T_{12-II} + \\ + T_{5-6} T_{6-5} T_{I-2} T_{2-12} T_{12-II} T_{II-1} + T_{II-12} T_{12-II} T_{I-2} T_{2-6} T_{6-5} T_{5-1},$$

или

$$D = (1 - T_{5-6} T_{6-5})(1 - T_{II-12} T_{12-II}) - (1 - T_{5-6} T_{6-5}) T_{I-2} T_{2-12} T_{12-II} T_{II-1} - \\ - (1 - T_{II-12} T_{12-II}) T_{I-2} T_{2-6} T_{6-5} T_{5-1}. \quad (17)$$

Сигнальный граф позволяет найти зависимости любого переменного от любого независимого переменного. Данный сигнальный граф (см. фиг. 2,3) имеет 7 источников (входов): Δp_{1y} , Δp_{2y} , Δp_0 , Δp_3 , Δp_4 , ΔQ_{II} , ΔQ_{2I} .

В качестве примера рассмотрим вывод передач к давлению Δp_1 , которое зависит от источников: Δp_{1y} , Δp_{2y} , Δp_0 , Δp_3 , ΔQ_{II} .

Передачи от этих источников к данному стоку следующие:

$$\left. \begin{aligned} T_{17-5} &= \frac{\Delta p_1}{\Delta p_{1y}} = \frac{f}{D} T_{I-2} (T_{2-5} + T_{2-6} T_{6-5})(1 - T_{II-12} T_{12-II}), \\ T_{19-5} &= \frac{\Delta p_1}{\Delta p_{2y}} = -T_{17-5}, \\ T_{3-5} &= \frac{\Delta p_1}{\Delta p_0} = \frac{1}{D} (1 - T_{II-12} T_{12-II}), \\ T_{7-5} &= \frac{\Delta p_1}{\Delta p_3} = \frac{1}{D} T_{7-6} T_{6-5} (1 - T_{II-12} T_{12-II}), \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

$$T_{10-5} = \frac{\Delta P_1}{\Delta Q_{11}} = \frac{1}{D} T_{6-5} (1 - T_{11-12} T_{12-11}).$$

Давление Δp_1 получается равным

$$\Delta p_1 = T_{17-5} \Delta p_{1y} + T_{19-5} \Delta p_{2y} + T_{3-5} \Delta p_0 + T_{7-5} \Delta p_3 + T_{10-5} \Delta Q_{11}, \quad (19)$$

или

$$\begin{aligned} \Delta p_1 = & \frac{1}{D} (1 - T_{11-12} T_{12-11}) [f T_{1-2} (T_{2-5} + T_{2-6} T_{6-5}) (\Delta p_{1y} - \Delta p_{2y}) + \\ & + \Delta p_0 + T_{7-6} T_{6-5} \Delta p_3 + T_{6-5} \Delta Q_{11}]. \end{aligned} \quad (20)$$

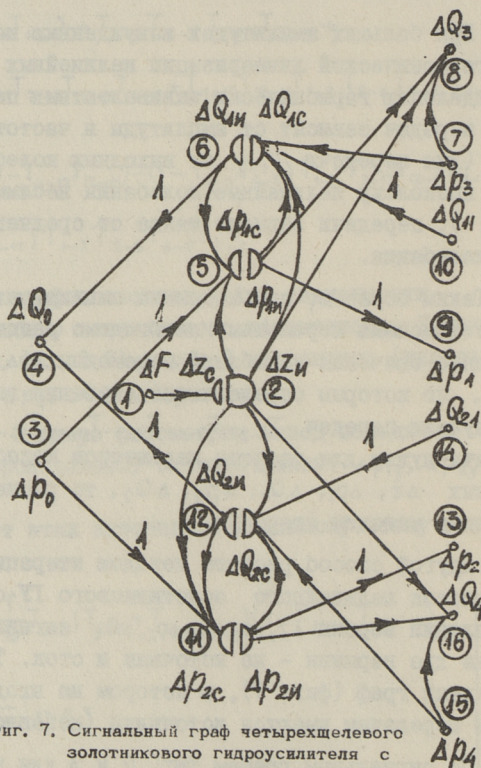
При больших амплитудах вынужденных колебаний прибегаем к гармонической линеаризации нелинейных зависимостей, т.е. к определению гармонически эквивалентных передач. Значения таких передач зависят от амплитуды и частоты входных колебаний (для передачи T_{1-2} от выходных колебаний), и, кроме того, поскольку нелинейные колебания несимметричны (кроме T_{1-2}), передачи зависят также от среднего значения входного колебания.

Таким образом, при заданных амплитудах и фазах колебаний независимых переменных необходимо рассчитать амплитуды и средние значения колебаний переменных Δz , Δp_1 , ΔQ_1 , Δp_2 , ΔQ_2 , по которым определяются значения гармонически линеаризуемых передач T_{1-2} , T_{5-6} , T_{6-5} , T_{11-12} , T_{12-11} . Поскольку эти передачи нужны для расчета параметров колебаний тех же переменных Δz , Δp_1 , ΔQ_1 , Δp_2 , ΔQ_2 , то расчеты необходимо выполнить методом итерации.

Другой способ расчета методом итерации частотных характеристик нелинейного золотникового ГУ основывается на расщеплении вершин Δz , Δp_1 , ΔQ_1 , Δp_2 , ΔQ_2 сигнального графа фиг. 2, 3 на две вершины — на источник и сток. Тогда получается сигнальный граф (фиг. 7), в котором на входах ко всем нелинейным передачам имеются источники (независимые переменные).

По сигнальным графам фиг. 7 и 3 для расчета методом итерации переменных Δz , Δp_1 , ΔQ_1 , Δp_2 , ΔQ_2 имеем следующие зависимости:

$$\left. \begin{aligned}
 \Delta Z_c &= T_{1-2} (f \Delta p_{1y} - f \Delta p_{2y} + T_{3-1} \Delta p_0 + T_{5-1} \Delta p_{1n} + T_{11-1} \Delta p_{2n}), \\
 \Delta p_{1c} &= T_{6-5} \Delta Q_{1n} + \Delta p_0 + T_{2-5} \Delta Z_n, \\
 \Delta Q_{1c} &= T_{5-6} \Delta p_{1n} + \Delta Q_{11} + T_{7-6} \Delta p_3 + T_{2-6} \Delta Z_n, \\
 \Delta p_{2c} &= T_{12-11} \Delta Q_{2n} + \Delta p_0 + T_{2-11} \Delta Z_n, \\
 \Delta Q_{2c} &= T_{11-12} \Delta p_{2n} + \Delta Q_{21} + T_{15-12} \Delta p_4 + T_{2-12} \Delta Z_n.
 \end{aligned} \right\} (2I)$$



Фиг. 7. Сигнальный граф четырехшелевого золотникового гидроусилителя с расщепленными вершинами

Расчет зависимых переменных на ЭЦМ может быть осуществлен в следующей последовательности.

I. Рассчитываем методом итерации стационарный режим.

2. Рассчитываем передачи сигнального графа (см. фиг. 2, 3) и зависимые переменные для малых амплитуд колебаний (линейная модель), причем нелинейную передачу T_{1-2} и смещение золотника Δz рассчитываем методом итераций.

3. Для нелинейной модели в качестве первого приближения прижимаем передачи сигнального графа и переменные Δz , Δp_1 , ΔQ_1 , Δp_2 и ΔQ_2 , рассчитанные по линейной модели (пункт 2).

С использованием зависимостей (2I) рассчитываем методом итерации переменные Δz , Δp_1 , ΔQ_1 , Δp_2 , ΔQ_2 , причем в процессе итерации корректируем средние значения колебаний и нелинейные передачи, получаемые методом гармонической линеаризации.

4. Рассчитываем остальные зависимые переменные по соотношениям:

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_{1y} &= fS\Delta z, \quad \Delta Q_{2y} = -fS\Delta z, \quad \Delta Q_0 = \Delta Q_1 + \Delta Q_3, \\ \Delta Q_3 &= T_{2-8}\Delta z + T_{5-8}\Delta p_1 + T_{7-8}\Delta p_3, \\ \Delta Q_4 &= T_{2-16}\Delta z + T_{11-16}\Delta p_2 + T_{15-16}\Delta p_4. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

5. Выполняем расчет для следующей частоты вынужденных колебаний (обычно ведутся расчеты при одном входном воздействии), принимая в качестве исходных зависимые переменные при предыдущей частоте.

Данная методика позволяет анализировать частотные характеристики золотникового ГУ как нелинейного многополюсного звена.

Представление динамики золотникового ГУ в виде сигнального графа дает возможность составить сигнальные графы различных гидросистем с золотниковым ГУ. К сигнальному графу золотникового ГУ могут быть присоединены сигнальные графы: системы управления, системы питания, сливных трасс, гидравлических трасс к исполнительному двигателю, гидравлического двигателя, исполнительного механизма, корректирующих и стабилизирующих устройств и др.

Расчет частотных характеристик системы привода с золотниковым ГУ сводится, во-первых, к последовательному

упрощению линейных частей графа к простым многополюсным звеньям, во-вторых, к расщеплению вершин и образованию источников для нелинейных передач, в-третьих, к расчету методом итерации нелинейных передач и зависимых от них переменных, в-четвертых, к нахождению передач и зависимых переменных сигнального графа системы.

Л и т е р а т у р а

1. В.А. Бокарев, С.А. Ермаков и др. Анализ динамических процессов в дроссельных гидравлических приводах с параллельным резервированием. - Сб. "Пневматика и гидравлика". Приводы и системы управления. Вып. 3, М., "Машиностроение", 1976, с. 25-34.

2. А.Х. Хандрос, Е.Г. Молчановский и др. Динамика и моделирование гидроприводов станков. М., "Машиностроение", 1969, 156 с.

3. В.А. Лещенко. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М., "Машиностроение", 1975, 288 с.

4. Н.С. Гаминин. Гидравлический привод систем управления. М., "Машиностроение", 1972, 376 с.

5. Г.Т. Гроссшмидт. Применение теорий многополюсников и сигнальных графов к расчету частотных характеристик объемных гидроприводов на ЭЦВМ. - Сб. статей по машиностроению XII. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1975, № 391, с. 3-16.

6. Г.Т. Гроссшмидт. Составление сигнальных графов динамики гидравлических цепей объемных гидросистем. См. наст. сб., с. 3.

7. Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакаркас. Расчет на ЭЦВМ частотных характеристик клапанов давления типа Г 52-2. См. наст. сб., с. 39.

Anwendung der Signalflußgraphenmethode zur
Ermittlung eines Berechnungsmodells der Dynamik
des hydraulischen Kolbendrosselventilverstärkers

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag ist der Gang der Abfassung des Signalflußgraphen der Dynamik des hydraulischen Kolbendrosselventilverstärkers dargelegt. Es werden die linearisierten Beziehungen des Signalflußgraphen und die Beziehungen, welche die nichtlinearen Abhängigkeiten und Begrenzungen berücksichtigen, ermittelt.

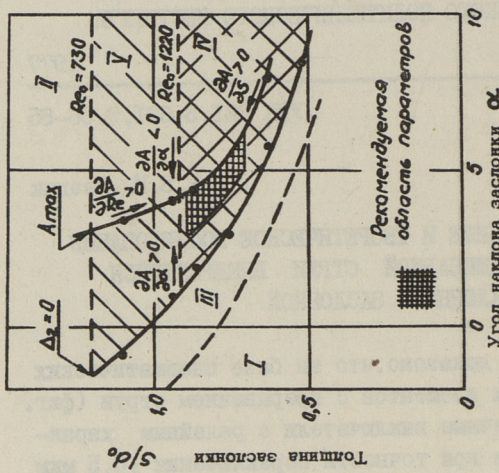
Es wird der Berechnungsgang der Frequenzkennlinien gezeigt.

В. И. Реедик

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ОТКЛОНЕНИЯ ЛАМИНАРНОЙ СТРУИ ВНЕДРЯЮЩЕЙСЯ
НАКЛОННОЙ ЗАСЛОНКОЙ

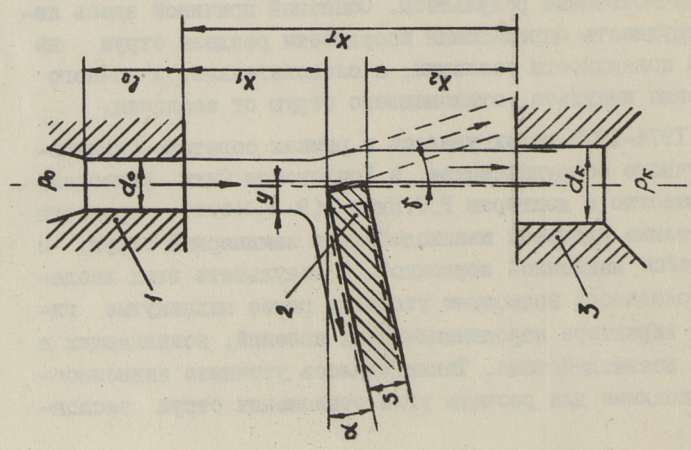
Экспериментально доказано, что на базе пневматических струйных чувствительных элементов с прерыванием струи (фиг. 1) можно построить конечные выключатели с релейным характером выходного сигнала при точности переключения $\pm 0,5$ мкм [1]. При этом параметры чувствительного элемента следует выбрать таким образом, чтобы оказаться в области "точного аэродинамического эффекта" (фиг. 2). Предварительные результаты исследований по изучению физических явлений, возникающих в таких чувствительных элементах при взаимодействии ламинарной струи с внедряющейся наклонной заслонкой, а также результаты экспериментальной оптимизации параметров чувствительных элементов приведены в [2, 3]. Предложена также методика расчета [4] таких чувствительных элементов, однако из-за ряда допущений расчет по этой методике дает только качественные результаты. Основной причиной здесь является трудность определения координаты раздела струи на передней поверхности заслонки, а следовательно, и точного определения импульса, отклоняющего струю от заслонки.

В 1974-1975 годах удалось в рамках советско-английского научного сотрудничества, в Лондонском Сити университете совместно с доктором Р.С.Нейв (R. S. Neve) провести моделирование процесса взаимодействия ламинарной струи с внедряющейся наклонной заслонкой. В результате этих исследований оказалось возможным уточнить ранее выдвинутые гипотезы о характере аэродинамических явлений, возникающих в процессе взаимодействия. Также удалось уточнить зависимости, необходимые для расчета угла отклонения струи заслон-



Области возможного состояния чувствительного элемента в зависимости от характера взаимодействия струи со шкалой:

- 1 - область безгистерезисного отклонения струи;
- II - область повышенного гистерезиса по перемещению заслонки при отрыве и прилипанию струи;
- III - область неустойчивости отрыва и прилипания струи к заслонке;
- IV - область "точного аэродинамического эффекта";
- V - зона расширения области IV при малых числах Re



Фиг. 1. Схема чувствительного элемента:
 P_0 - давление питания; P_k - давление в приемном канале

кой, на которой базируется вся расчетная модель струйного чувствительного элемента с прерыванием струи.

I. Экспериментальная установка

На разработанной в Лондонском Сити университете экспериментальной установке была предусмотрена возможность проведения следующих исследований:

- 1) визуализация процесса взаимодействия струи с заслонкой;
- 2) измерение скоростей потока в пространстве взаимодействия при помощи субминиатюрных проволочных датчиков;
- 3) определение характера распределения вакуума на торце заслонки до и после переключения элемента.

При реализации намеченных исследований оказалось целесообразным 20-кратное увеличение модели для визуализации струи и 10-кратное увеличение модели для измерения скоростей и давлений. В последнем случае диаметр питающего сопла $d_0 = 5$ мм и толщина заслонки $s = 4$ мм (см. фиг. I). Измерение давлений на торце заслонки проводилось через отверстия $\phi 0,3$ мм с разрешающей способностью $0,075$ с.

Поскольку для сохранения при моделировании постоянной величины Re требуются весьма низкие давления питания модели ($2,5$ Н/м² при визуализации и 10 Н/м² при остальных исследованиях), то для измерения скоростей потока и вакуума на торце заслонки потребовалась уникальная аппаратура.

Скорости потока измерялись субминиатюрными проволочными датчиками ($\phi 2$ мкм, длина $0,45$ мм) фирмы "DISA", позволяющими измерять скорости потока воздуха от $0,1$ м/с.

Давления измерялись микроманометром фирмы "Furness", имеющим предел измерения 1 Н/м² и точность 1% .

Визуализация струи была выполнена при помощи парафинового пара, которая была инъецирована в базовую струю $\phi 10$ мм через сопло $\phi 0,5$ мм. Поскольку парафиновые пары склонны к конденсации, то обычно используются струи диаметром не менее 1 мм. Введением принципа "мокрого сопла" удалось путем регулятора температуры сопла образовать довольно стабильный жидкий калибр-глазок, позволяющий умень-

нить диаметр парафиновой струи до $0,2 \dots 0,3$ мм.

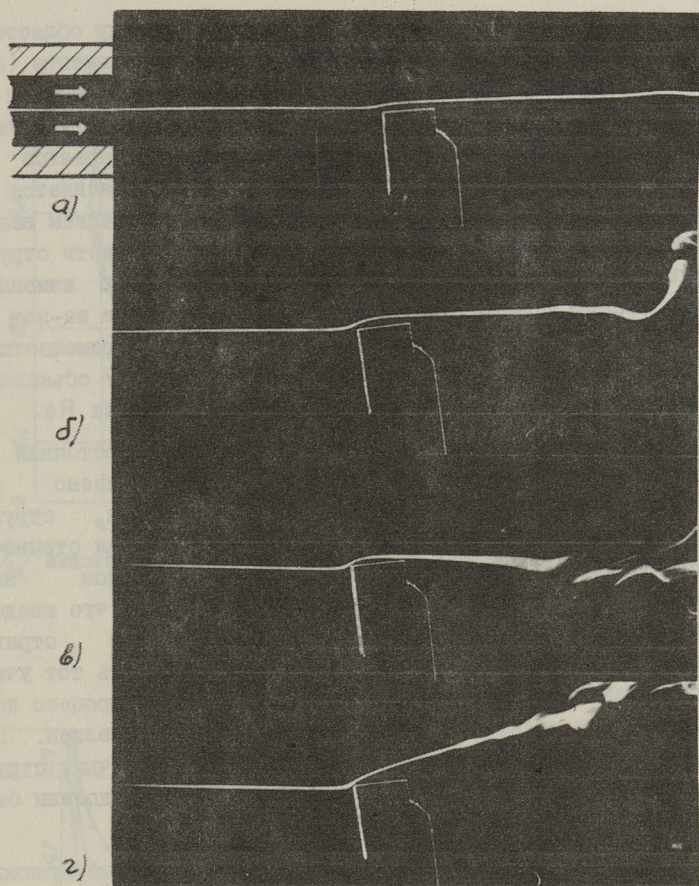
Измерения координаты разделения струи (y' на фиг. 6) и угла отклонения струи заслонкой γ проводились проектированием процесса взаимодействия на экран фотокамеры, оснащенной высококачественной оптикой. Параллельно этому использовалось измерение скорости потока сублиминальными проволочными датчиками фирмы "DISA", закрепленными на специальный манипулятор, позволяющий оперировать в пределах пространственного угла 90° .

2. Результаты экспериментальных исследований

Характер взаимодействия ламинарной струи с внедряющейся наклонной заслонкой при различных стадиях внедрения заслонки виден на фотографиях фиг. 3. В начале процесса внедрения заслонки (см. фиг. 3,а) струя направляется торцом заслонки и принимает параллельное ему направление. При малых внедрениях струя надежно прижимается к торцу заслонки. При дальнейшем внедрении заслонки в струю комбинированное воздействие сил, отклоняющих и прижимающих струю к торцу заслонки, а также влияние центробежных сил заставляет струю прогибаться вокруг торца заслонки (см. фиг. 3,б), причем струя имеет явный радиус изгиба. Перед отрывом струя приобретает уже отрицательный угол (см. фиг. 3,в).

Из фиг. 3,г можно сделать важный вывод, что в области "точного аэродинамического эффекта" турбулизация струи происходит за пределами зоны взаимодействия, на расстоянии порядка двух толщин шкалы по течению вниз. Результаты измерения вакуума на торце заслонки (фиг. 4) также подтверждают, что возникающая в результате течения струи вокруг острого ребра заслонки турбулизация слоев струи, прилегающих к заслонке, местная и демпфируется по торцу заслонки вниз по течению. Уменьшение вакуума перед отрывом струи объясняется увеличением обратного течения с точки прилипания струи к торцу заслонки и боковыми течениями из зон с повышенным давлением.

Результаты визуализации процесса переключения струйного чувствительного элемента и измерения вакуума на торце



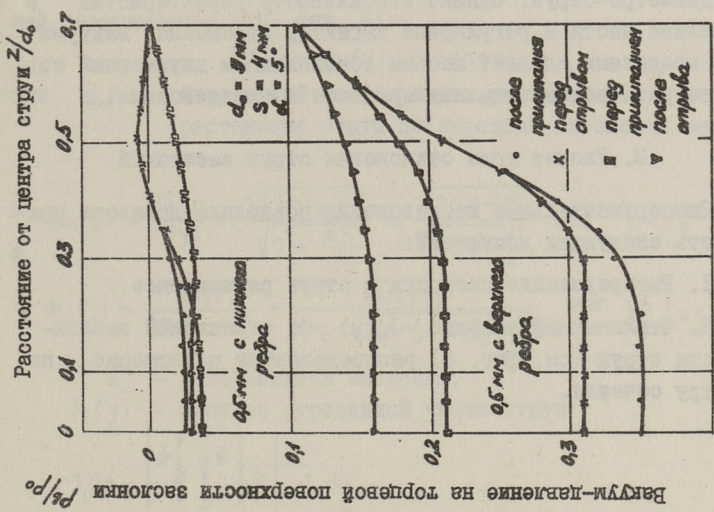
Фиг. 3. Визуализация процесса взаимодействия.

заслонки позволяют более четко объяснить природу областей II и У на диаграмме состояний чувствительного элемента (см. фиг. 2). Скачкообразное изменение условий взаимодействия при переходе от области IV с малым (1-9 мкм) и регулируемым гистерезисом в область II значительного гистерезиса (0,03-0,1 мкм) при увеличении толщины шкалы объясняется тем, что перемещающееся против течения с увеличением внедрения заслонки место турбулизации отклоненной части струи достигает заслонки. В результате этого полностью изменяются условия прилипания струи к торцу заслонки и из-за увеличенного вакуума координата отрыва струи перемещается в сторону больших внедрений. Выделение области У объясняется большей устойчивостью струи при малых числах Re .

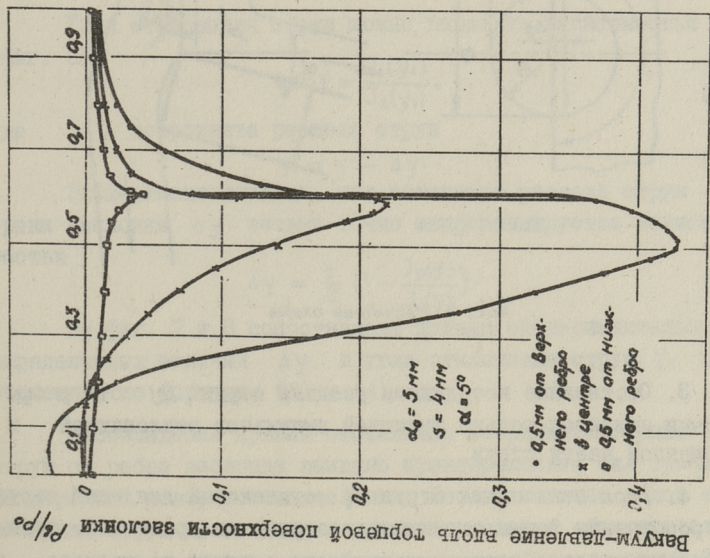
Формирование всех областей на диаграмме состояний чувствительного элемента (см. фиг. 2) тесно связано с нелинейным характером увеличения угла отклонения струи при внедрении заслонки в струю. Поскольку условия отрыва и прилипания струи определяются углом между торцом заслонки и отклоненной частью струи, то очевидно, что введением наклона шкалы можно регулировать координату отрыва струи. Следовательно, таким образом можно выбрать тот участок характеристики, где получается устойчивый процесс переключения и можно обеспечить регулировку гистерезиса. На этом в основном и базируется идея построения точных струйных чувствительных элементов, параметры которых должны быть выбраны с области IV на фиг. 2.

В области III, отделенной от области IV кривой нулевого гистерезиса переключения, наблюдается вибрация отклоняемой части струи, поскольку угол между торцом заслонки и отклоняемой частью струи слишком мал и увеличенный вакуум после отрыва из-за недемпфированной местной турбулизации заставляет струю прилипать вновь. После прилипания, однако, местная турбулизация на торце заслонки демпфируется и струя вновь отрывается. В области I толщина заслонки уже столь мала, что процесс прилипания невозможен и наблюдается чистое отклонение струи заслонкой.

На фиг. 5 показаны результаты измерения вакуума на торце заслонки до и после отрыва струи в направлении, перпендикулярном к внедрению заслонки. Процесс внедрения име-



Фиг. 5. Изменение вакуума на торце заслонки в направлении, перпендикулярном к направлению внедрения заслонки



Внедрение заслонки в струю z/d_0

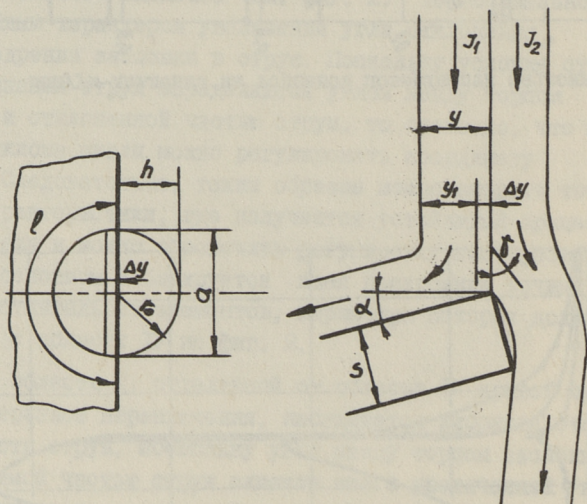
Фиг. 4. Изменение вакуума на торце заслонки при внедрении её в струю

ет явно трехмерный характер, охватывающий по ширине более чем 2 диаметра струи. Однако стабильность характеристик в центральной части и регулярный характер изменения вакуума за его пределами делает весьма обоснованным двумерный подход к теоретическому анализу процесса взаимодействия.

3. Расчет угла отклонения струи заслонкой

Экспериментальные исследования позволили доказать правильность следующих допущений:

1. Распределение скорости в струе равномерное.
2. Отклоняющий импульс $J_p(y)$ от отрезанной заслонкой части струи (см. фиг. 6) распределяется равномерно по периметру сечения.



Фиг. 6. Расчетная схема

3. Отставание координаты раздела струи Δy от ребра заслонки является только функцией импульсов отклоняющей и отклоненной части струи.

4. Угол отклонения струи γ одинаковый для всей струи и вверообразная форма струи после отрыва на краях зоны взаимодействия не оказывает существенного влияния на процесс в

центральной части.

Отклоняющий струй импульс может быть выражен следующей зависимостью (см. фиг. 6):

$$J_p(y) = \phi_n(y) J_1(y) \cos \alpha, \quad (1)$$

где $\phi_n(y)$ - переменный коэффициент, учитывающий условия растекания струи по передней плоскости заслонки

$$\phi_n(y) = \frac{a(y)}{l(y)} = \frac{2\sqrt{2hr_0-h^2}}{\sqrt{a^2+\frac{16h^2}{3}}} = \frac{\sqrt{2r_0y-y^2}}{\sqrt{2r_0y+\frac{y^2}{3}}} \quad \text{при } y < r_0 \quad (2)$$

и

$$\phi_n(y) = \frac{a(y)}{2\pi r_0 - l(y)} = \frac{\sqrt{2r_0y-y^2}}{\pi r_0 - \sqrt{\frac{1}{3}(16r_0^2 - 10r_0y + y^2)}} \quad \text{при } y > r_0,$$

α - угол наклона заслонки;

$J_1(y)$ - импульс отрезанной части струи

$$J_1(y) = \rho u_0^2 \int_0^y \sqrt{r_0^2 - y^2} dy = \\ = \rho u_0^2 \left[(r_0 - y) \sqrt{2r_0y - y^2} + r_0^2 \arcsin \left(\frac{r_0 - y}{r_0} \right) - \frac{\pi r_0^2}{2} \right], \quad (3)$$

где u_0 - скорость потока в ядре струи.

Угол отклонения струи можно выразить зависимостью (фиг. 6)

$$\tan \gamma = \frac{J_1(y_1)}{J_2(y_1)}, \quad (4)$$

где y_1 - координата раздела струи

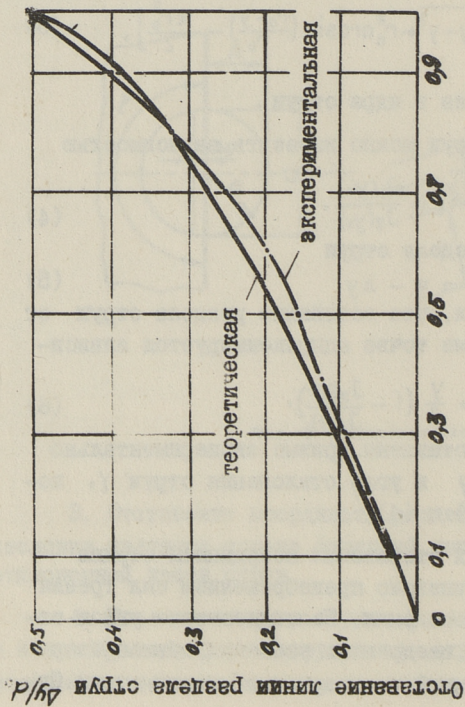
$$y_1 = y - \Delta y. \quad (5)$$

Эксперимент показал, что оставание раздела струи от грани заслонки Δy весьма точно аппроксимируется зависимостью

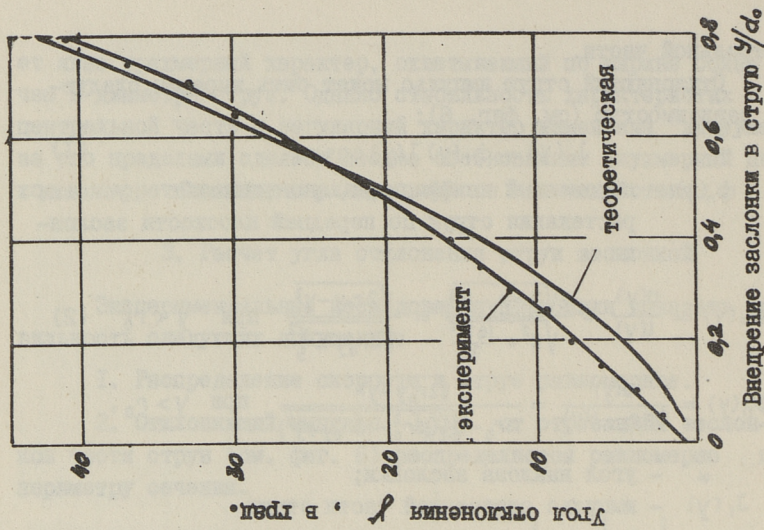
$$\Delta y = \frac{y}{2} \left(1 - \frac{J_p(y)}{J_1(y)} \right). \quad (6)$$

На фиг. 7 и 8 сопоставлены кривые экспериментально определенных величин Δy и угла отклонения струи γ , построенных по формулам (6) и (4).

Несовпадение кривых отставания координаты отрыва струи от ребра заслонки вызвано пренебрежением сил трения на передней поверхности заслонки. Несогласование углов отклонения струи при малых внедрениях заслонки объясняется различной шириной отрезанной и отклоненной части струи. Од-



Фиг. 7. Отставание координаты разреза струи от ребра заслонки при ее внедрении в струю



Фиг. 8. Изменение угла отклонения струи при внедрении заслонки в струю

нако вокруг центра, в котором происходит переключение чувствительного элемента, совпадение удовлетворительно.

В ы в о д ы

Объяснена сущность аэродинамических явлений, возникающих в пневматических струйных чувствительных элементах с прерыванием струи. Предложена уточненная методика расчета угла отклонений ламинарной струи наклонной внедряющейся заслонкой, на которой основывается проектирование такого типа чувствительных элементов.

Л и т е р а т у р а

1. В.А. Лещенко, В.И. Реедик. Выбор параметров чувствительных элементов высокоточного пневматического датчика положения для систем числового управления станками. - Сб. статей по машиностроению УШ. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1971, серия А, № 317.

2. V.A. Leschenko, J.S. Pochtar and V.J. Reedik, "Optimal Parameters of Fluidic Noncontact Sensors for Drives of Exact Positioning". Proc. 5th Cranfield Fluidics Conference, Uppsala, Sweden. Paper J3. BHRA, Cranfield, England, 1972.

3. В.А. Лещенко, Ю.С. Почтарь, В.И. Реедик. Струйные измерительные элементы для датчиков положения систем точного позиционирования. - "Приборы и системы управления", 1974, № 1.

4. В.И. Реедик. Анализ взаимодействия ламинарной струи с перпендикулярно внедряющейся наклонной заслонкой. - Сб. статей по машиностроению XII. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", 1975, № 391.

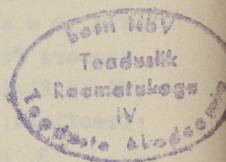
5. R.S. Neve, V.J. Reedik. "An Experimental and Theoretical Investigation of the Interaction Between Jet and Penetrating Inclined Scale in Positioning Elements. Proc. 7th Cranfield Fluidics Conference, Stuttgart, German Federal Republic. Paper D1. BHRA, Cranfield, Bedford, England, 1975.

V. Reedik

An Experimental and Theoretical Investigation
of Jet Deflection by Penetrating Inclined Flapper

Summary

Under certain conditions, the interaction between a laminar jet and a penetrating inclined flapper can be made to give a very accurate indication of the flapper's position along an axis perpendicular that of the jet. The present paper reports results of a work aimed at giving a better understanding of the fluid mechanics of the reattachment and tearing off processes involved. A method of calculating the deflection angle after tearing off is proposed. Experimental results agree well with teoretical predictions.



ТАЛЛИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
Труды ТПИ № 435
ГИДРАВЛИКА И ПНЕВМАТИКА МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ
Сборник статей по машиностроению ХУ
Редактор Т. Когер. Техн. редактор Л. Лоопер
Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 17 июня 1977 г.
Подписано к печати 8 дек. 1977 г. Бумага 60x90/16
Печ. л. 4,75+0,25 приложение. Уч.-изд. л. 3,65
Тираж 300. МВ-09221
Ротапринт ТПИ, Таллин, ул. Коскла, 2/9. Зак. №1155
Цена 54 коп.

© Таллин, ТПИ, 1977

Цена 54 коп.