

681.5
Ш 15

А.С. Шагинян, В.В. Болотский

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ

БИБЛИОТЕКА
Учреждения образования
"Гомельский государственный
технический университет
имени П.О. Сухого" №

Гомель 2001

УДК 681.527.3+681.583

Шагинян А.С., **Болотский В.В.**

Электрогидравлические усилители: Монография. – Гомель: Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого». – 105 с.

Рассмотрены устройство, принцип действия, теория и расчет электрогидравлических усилителей и их составных элементов.

Приведены методы расчета двухкаскадных электрогидравлических усилителей типа «золотник – золотник» и «сопло – заслонка – золотник», которые могут быть использованы студентами, аспирантами, инженерами-конструкторами при проектировании современных испытательных машин и стендового оборудования, сейсмической техники, гидрофицированных транспортных средств (самолетов, ракет, автомобилей, тракторов, самоходных сельскохозяйственных машин, дорожно-строительных машин и др.), станков гидропрессов и другой гидрофицированной техники.

Рецензенты: заведующий кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» Белорусской государственной политехнической академии, д.т.н., профессор Богдан Н. В., заведующий кафедрой «Гидропневмоавтоматика» Учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», к.т.н., доцент Михневич А. В.

ISBN 985-6514-73-8

© **А.С. Шагинян**, В.В. Болотский, 2001

© Оформление издательства Учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2001



ШАГИНЯН

Альберт Семенович
доктор технических наук,
профессор
(14.07.1934-20.08.2000)

Шагинян Альберт Семенович – крупный ученый в области гидравлических и электрогидравлических следящих систем и создатель теории импульсных и вибрационных источников сейсмических сигналов, применяемых при разведке нефти и газа и решении ряда военно-прикладных задач. Им была подготовлена целая плеяда талантливых конструкторов и исследователей машин, часть из которых возглавила крупные заводы и КБ в России, успешно работают в США и Израиле. Он является автором 272 научных работ, в том числе 182 авторских свидетельств на изобретения и 12 зарубежных патентов. Основная часть его изобретений внедрена в ПО «Точмашприбор» (Россия) и РНП УП «Сейсмотехника» (Беларусь), которое он возглавлял с 1973 по 1986 г. По пакету изобретений были осуществлены 3 лицензионные продажи. Установки, созданные под его руководством, экспортировались в Германию, Венгрию, Болгарию, продолжают экспортироваться в страны СНГ.

В 1986 году Шагинян А.С. назначен ректором Гомельского политехнического института, а с 1998 года – государственного технического университета имени П. О. Сухого. Под его руководством была разработана программа развития университета, направленная на повышение качества и уровня обучения, эффективности НИР, усиление ответственности за конечный результат деятельности,

создание благоприятных условий для самореализации в учебной и научной деятельности, объединение усилий коллектива на решение актуальных задач и удовлетворение запросов производства с учетом современных требований социально-экономического развития республики, которая успешно реализуется.

Шагинян А.С. был вице-президентом Белорусской инженерной академии, председателем Президиума Гомельского отделения БИА, академиком Международной инженерной академии, кавалером ордена Дружбы народов,

лауреатом премий Министерства нефтяной промышленности СССР и Международной инженерной академии, Почетным членом Гидротехнического общества Франции, членом Федерации космонавтики СССР, заслуженным изобретателем Белорусской ССР, заслуженным деятелем науки Республики Беларусь.

К сожалению, автор не дожидился до выхода в свет своей монографии, но остался труд, который оценят по достоинству.

*Ректорат Гомельского
государственного
технического университета
имени П. О. Сухого*

ВВЕДЕНИЕ

Электрогидравлические усилители (ЭГУ) составляют системную основу современных электрогидравлических приводов дроссельного регулирования.

Гидравлический и электрогидравлический следящие приводы дроссельного регулирования как сформировавшееся новое научное направление в технике получили развитие на начальном этапе в 1940 – 1950 гг. У истоков его стояли выдающиеся ученые-исследователи в области технической кибернетики Н. Винер и Шин Ян Ли. Позднее развитием теоретических основ электрогидравлических приводов (ЭГП) и принципами их построения занялись в США Дж. Блекборн, Г. Ритгоф, Дж. Шерер, Р. Майер, Г. Чеснат; во Франции М. Гийом; в СССР Т.М. Башта, Н.С. Гамынин, В.А. Лещенко, В.Н. Прокофьев, В.В. Ермаков, И.М. Крассов, В.А. Хохлов, М.Б. Тумаркин и др.

Наибольшее применение ЭГП получил в технологическом оборудовании, энергетике, транспортной и испытательной технике. Гидрофикация в последние годы широко проникла в самоходную сельскохозяйственную технику, в оборудование для разведки полезных ископаемых и ряд систем военной техники.

Продолжающееся расширение областей применения ЭГП объясняется известными общими преимуществами гидроприводов, к которым следует отнести: малые габариты и вес при возможности получения больших усилий воздействия, низкую инерционность и высокое быстродействие, высокую точность воспроизведения заданных сигналов, плавность и устойчивость движения, простоту конструкции и возможность предохранения от перегрузок и др.

Поскольку составной частью ЭГП являются электронные средства управления, то тем самым в них наилучшим образом сочетаются достоинства электрических (дистанционность передачи сигналов управления, возможность введения корректирующих сигналов, формирование и воспроизведение сложных сигналов, в том числе случайных процессов и др.) и гидравлических систем.

Широкое применение ЭГП вызвано не только приведенными выше их преимуществами, но и бурным развитием методов теории автоматического управления, в целом технической кибернетики.

Наиболее актуальными проблемами в развитии ЭГП являются: улучшение их функциональных возможностей путем исследования динамических характеристик систем и обеспечение высокой надежности и долговечности их элементов конструкций и в целом систем.

В развитых странах мира (США, Англии, Франции, Германии, Швеции, Японии) исследования ЭГП сосредоточены, в основном, на фирмах

военно-промышленных комплексов этих стран, в исследовательских центрах крупных автомобильных концернов, на фирмах, производящих вибростендовое оборудование и испытательную технику (МТС, США; Карл Шенк, Германия; Инстрон, Англия; Токио Коки, Япония), в высших учебных заведениях (Массачусетский технологический институт, США; инженерный центр по авионавтике, Франция и др.).

Одной из первых опубликованных работ о результатах исследований электрогидравлических усилителей золотникового типа*, составляющих основу ЭГП дроссельного регулирования, является статья Ш.Я. Ли и Д.Ф. Блекборна [1]. В ней исследуются силы, действующие вдоль оси золотника гидроусилителя при прохождении потока жидкости через его кромки, и впервые получены зависимости для определения осевых гидродинамических сил, возникающих на оси золотника при протекании потока жидкости через его кромку. Аналогичные работы несколько позднее были выполнены в СССР И.Н. Кичиным, В.А. Хохловым, Ю.Е. Захаровым, В.А. Лещенко [2-5]. В эти же годы группа японских исследователей (Т. Нисихара, Т. Савамура, Г. Наито) выполнила весьма важную по результатам работу о влиянии нагрузки на частотные характеристики гидравлического сервопривода [6]. Эти исследования в последующие годы в различных странах имели свое продолжение и развитие. Однако целый ряд проблем в электрогидравлических усилителях-преобразователях остался неизученным. К ним следует отнести, в первую очередь, влияние параметров золотниковых устройств на устойчивость ЭГП. Весьма слабо изучено влияние величин перекрытий рабочих и сливных щелей золотников на возникновение в системе ЭГП автоколебательных процессов, что зачастую приводит к нарушениям режимов управления и полной потере управляемости системы.

На протяжении последнего десятилетия в практике применения ЭГП дроссельного регулирования наряду с использованием электрогидравлических усилителей типа «золотник – золотник» во многих устройствах техники более широко стали внедряться гидроусилители типа «сопло – заслонка – золотник».

Сопоставительные фундаментальные исследования динамических и энергетических характеристик гидроусилителей типа «золотник – золотник» и «сопло – заслонка – золотник», рекомендации по их применению в тех или иных устройствах техники до сего дня в мире по имеющейся информации отсутствуют.

Материалы, приведенные в настоящей работе и публикуемые впервые, содержат не только сопоставительный анализ динамических характеристик ЭГУ типа «золотник – золотник» и «сопло – заслонка – золотник», но и уточненное математическое описание движения элементов ЭГУ.

* Под термином «золотник» подразумевается золотниковый распределитель.

ГЛАВА 1

УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСИЛИТЕЛЕЙ

1.1. Основы классификации и типизации электрогидравлических усилителей

Основным функциональным элементом электрогидравлических следящих приводов являются электрогидравлические усилители (ЭГУ) мощности, предназначенные для преобразования входного (электрического) сигнала в усиленный по мощности поток рабочей жидкости.

Теория и расчет ЭГУ, принципы построения на их основе электрогидравлических следящих приводов широко освещены в работах [7-13]. В работах [14, 15] рассмотрены конструктивные схемы и основные параметры и характеристики ЭГУ, выпускаемых зарубежными и отечественными фирмами.

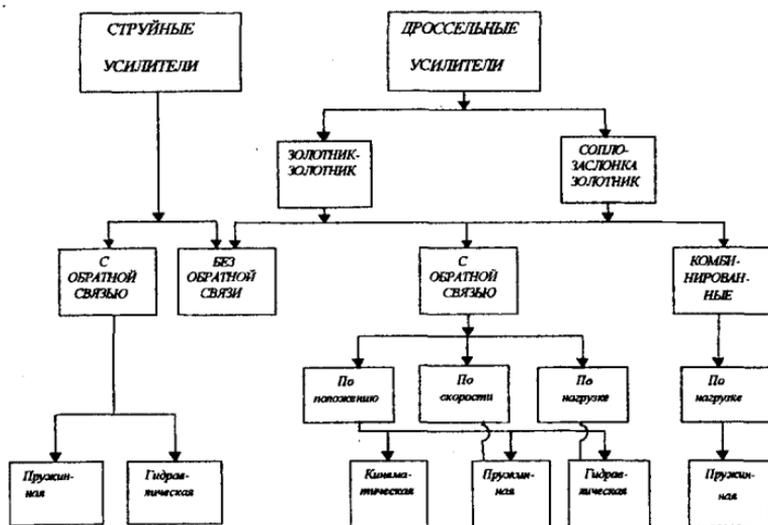


Рис. 1.1. Классификация ЭГУ

По структуре построения ЭГУ делятся на однокаскадные, двухкаскадные и многокаскадные. Двухкаскадные ЭГУ состоят из управляющего каскада, включающего цилиндрический золотник, или гидроусилитель с элементом сопло-заслонка, или гидроусилитель с подвижной трубкой и второго распределительного каскада, состоящего обычно из цилиндриче-

ского золотника. Трехкаскадные ЭГУ с цилиндрическим золотником в третьем каскаде, управляемым двухкаскадным ЭГУ, применяют при больших расходах. В настоящее время производителями выпускаются ЭГУ на входное давление до 31,5 МПа и расход до 1000 л/мин. На рис. 1.1 приведена классификация ЭГУ по [14].

1.2. ЭГУ с элементом управления типа «сопло – заслонка»

1.2.1. Электрогидравлические усилители без обратной связи

Типовая конструктивная схема ЭГУ без обратной связи приведена на рис. 1.2.

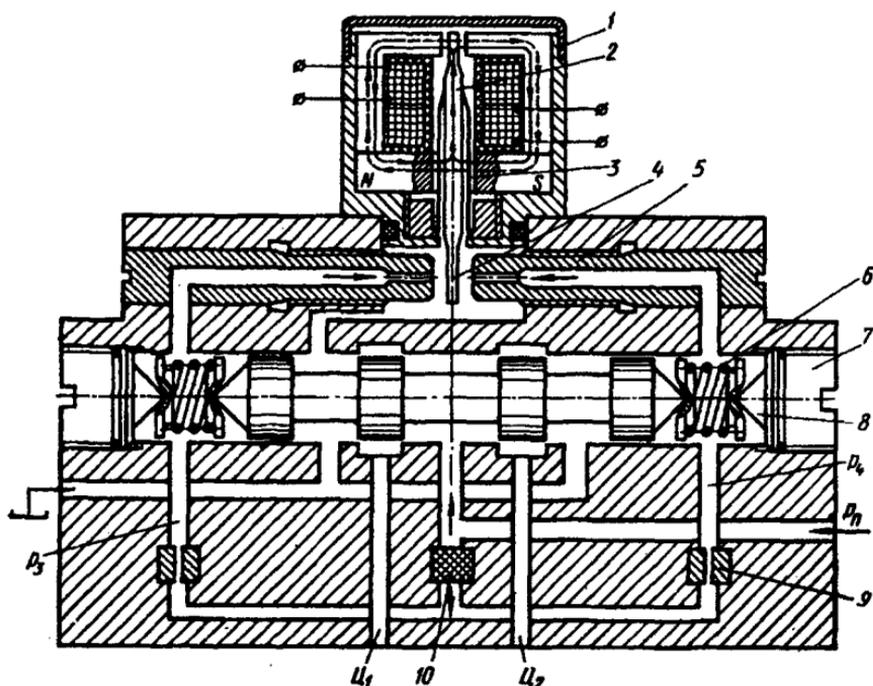


Рис. 1.2. ЭГУ фирмы «Rexroth»

В состав ЭГУ входят электромеханический преобразователь (ЭМП) электромагнитного типа 1 с якорем 2, закрепленным в пружинном тонкостенном (0,05-0,2 мм) цилиндрическом элементе 3, заслонка 4, жестко соединенная с якорем и перемещающаяся между соплами 5, которые имеют осевую регулировку. В нагнетательной магистрали, питающей сопла, уста-

навливается фильтрующий элемент 10. По торцам золотника устанавливаются пружины 6, которые помещаются в самоустанавливающихся шайбах с конусными опорами. Предварительное поджатие пружин осуществляется резьбовыми пробками 7.

ЭГУ работает следующим образом.

При отсутствии электрического сигнала управления заслонка 4 находится в нейтральной позиции между соплами 5, в торцевых камерах золотника устанавливается одинаковое давление; золотник пружинами 6 выставлен в нейтральное положение. Под действием тока в обмотке ЭМП 1, смещающего заслонку 4, например, влево от своего нейтрального положения, повышается дросселирование жидкости в левом сопле и понижается в правом сопле, в результате чего возникает разность давлений по торцам золотника. Под действием возникшей разности давлений золотник начнет перемещаться вправо до тех пор, пока усилие, развиваемое деформированными пружинами, не станет равным усилию, определяемому перепадом давления по торцам золотника.

ЭГУ такого типа имеет следующие параметры: максимальный ток управления 20 мА; максимальный ход заслонки 0,05 – 0,1 мм; диаметр сопел 0,5 – 1 мм; диаметр золотника 6–10 мм; максимальный ход золотника 0,5–1 мм. ЭГУ работают при давлениях 7, 14 и 21 МПа. ЭГУ, выполненные по описанной схеме, выпускаются фирмами «SOM» (Франция), «Rexroth» и «Herion» (Германия).

Преимуществом данной схемы ЭГУ является ее простота, однако сложный в исполнении пружинный подпор золотника ограничивает возможности по мощности, так как жесткость пружин при прочих равных условиях пропорциональна квадрату диаметра золотника, определяющего максимальный расход жидкости на выходе усилителя. Описанная схема ЭГУ ограничивает его быстродействие.

1.2.2. Электрогидравлические усилители с обратной связью

Конструкция ЭГУ с обратной связью по положению золотника фирмы «Pegassus» (США) показана на рис. 1.3, а.

В состав ЭГУ входят: ЭМП с подвижным якорем 4 (см. рис. 1.3, а), закрепленным в пружинной тонкостенной металлической трубке 1, винты 2 и пружины 5, регулирующие его нейтральное положение, разъем подключения 8, постоянный магнит 3 и обмотку управления 6. В этом усилителе сопла 18 и 14 помещены в четырехщелевой цилиндрический золотник 12 с возможностью совместного перемещения с последним. Жидкость подводится к соплам от общей питающей магистрали через фильтрующий элемент 16, балансные дроссели 13, каналы 20 и 10, которые соединяются с торцевыми полостями золотника и проточки 11 и 19, выполненные в корпусе усилителя. Для уменьшения утечек в каналах подвода жидкости к

соплам, а также для объединения слива из сопел и привода, подвод жидкости к золотнику осуществляется к концевым буртам, а слив – в центре.

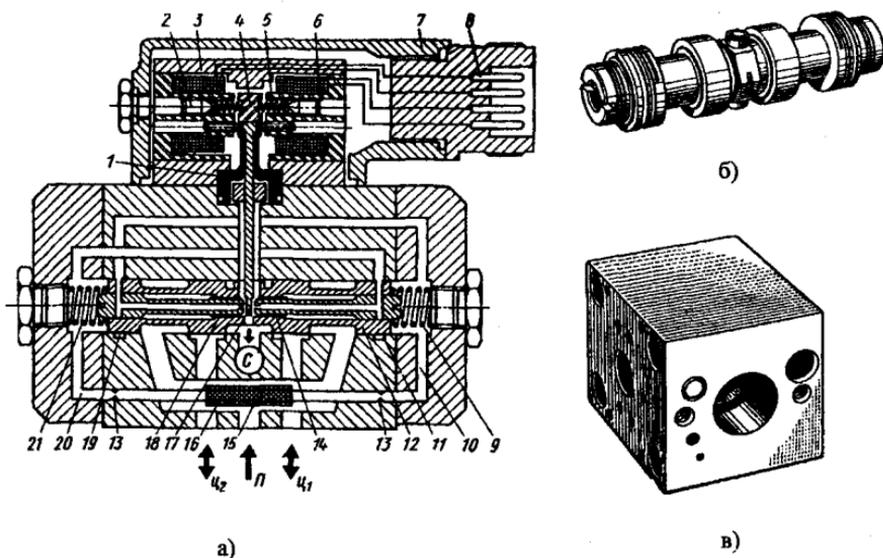


Рис. 1.3. ЭГУ фирмы «Pegassus»: а – конструктивная схема; б – золотник; в – корпус

ЭГУ работает следующим образом.

При появлении тока в обмотке электромеханического преобразователя, заслонка 17 начнет смещаться, например, влево от нейтрального положения, увеличивая дросселирование жидкости в левом сопле и уменьшая в правом, в результате чего возрастает давление в канале 10 и в правой торцевой полости золотника и уменьшается в канале 20 и левой торцевой полости золотника. Под действием образовавшегося перепада давлений золотник начнет смещаться влево до тех пор, пока не восстановится нейтральное положение заслонки между соплами.

В отличие от рассмотренного выше ЭГУ, преобразователь фирмы «Pegassus» конструктивно проще в связи с отсутствием силовых пружин по торцам золотника, что позволяет снять ограничения по размерам золотника. Присутствующие в данной конструкции пружины по торцам золотника обладают малой жесткостью и выполняют роль фиксации золотника в нейтральном положении. Принятая конструкция преобразователя позволила получить, при значительной мощности на выходе, малые габаритные размеры. Например, в преобразователе мод. 161 при рабочем номинальном давлении 14 МПа наибольший расход составляет 60 л/мин. Золотник

(см. рис. 1.3, б) располагается в корпусе (см. рис. 1.3, в) без промежуточной втулки, что сокращает габаритные размеры. Компоновка и расположение подводящих каналов выполнены без вспомогательных заглушек и отводов (см. также рис. 1.3, а). Как результат, при золотнике диаметром 19 мм, длиной 68 мм размеры корпуса составляют 60×50×50 мм. Диаметры сопел 18 и 14 равны 0,4 мм, зазор между соплом и заслонкой в нейтрале составляет 0,03 мм. В нагнетательном канале, под фильтром 16 (рис. 1.3, а), выполнено входное отверстие 15 диаметром 0,2 мм. Радиальный зазор в паре корпус-золотник составляет 5-6 мкм, перекрытие нулевое. В табл. 1.1 приведены технические параметры некоторых моделей ЭГУ типа «Pegasus».

Таблица 1.1

Технические параметры ЭГУ типа «Pegasus»

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Величина
1	Сила тока питания и сопротивление катушек	мА и Ом	200 и 22 50 и 320 220 и 2×22
2	Вязкость масла	сСт	6,5-45
3	Степень очистки масла	мкм	10
4	Температурный интервал	°С	4-60
5	Рабочее давление - минимальное - максимальное	МПа	1,5 21
6	Смещение нуля в зависимости от температуры ($\Delta t=30$ °С)	%	2
7	Смещение нуля в зависимости от давления ($\Delta p=7$ Мпа)	%	2
8	Гистерезис, % от номинального тока	%	1,5

ЭГУ по такой схеме выпускаются фирмами «Indramant-Pegasus» (Германия), «KIB-Pegasus» (Япония).

Конструкция ЭГУ с силовой обратной связью по перемещению золотника фирмы «Vickers Sperry Rand Corp.» (Великобритания) представлена на рис. 1.4.

В этой конструкции ЭГУ заслонки 4 и 6 жестко связаны со стержнем 5, который соединен с якорем 1 электромагнитного преобразователя. Нейтральное положение заслонок 4 и 6 относительно сопел 3 и 8 золотника 7 обеспечивается посредством пружин 11 и 13. В нейтральном положении

заслонок зазоры между соплами и заслонками равны, за счет этого устанавливается одинаковое давление в камерах 2 и 9.

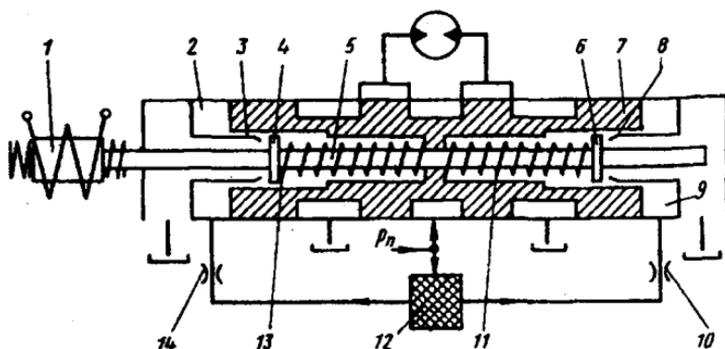


Рис. 1.4. ЭГУ фирмы «Vickers Sperry Rand Corp.»

Рабочая жидкость из нагнетательной магистрали проходит через фильтр 12, постоянные дроссели 10 и 14, и из камер 2 и 9 через сопла 3 и 8 поступает на слив. При подаче сигнала управления в обмотку ЭМП якорь 1 смещается, например, влево, возрастает дросселирование жидкости, втекающей в сопло 3, и уменьшается, втекающей в сопло 8. Давление в камере 2 увеличивается и уменьшается в камере 9, под действием перепада давлений золотник 7 начинает перемещаться вправо. Его перемещение будет происходить до тех пор, пока усилие, развиваемое деформированной пружиной 11, не станет равным усилию, создаваемому ЭМП, и заслонки не займут нейтральное положение относительно сопел.

Основные технические параметры ЭГУ фирмы «Vickers Sperry Rand Corp.» сведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Технические параметры ЭГУ фирмы «Vickers Sperry Rand Corp.»

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Величина	
			Модель 3090	Модель 3220
1	2	3	4	5
1	Максимальное давление	МПа	21	21
2	Минимальное рабочее давление	МПа	1,4	1,4
3	Номинальный расход жидкости ($\Delta p=7$ МПа)	л/мин	23	57

Продолжение таблицы 1.2

1	2	3	4	5
4	Температурный интервал	°С	от -20 до +80	
5	Гистерезис, % от номинального тока	%	1	
6	Вязкость масла	сСт	13-500	
7	Сила номинального тока - при последовательном соединении, - при параллельном соединении	мА	250 500	
8	Входная мощность при последовательном включении в зависимости от входного тока: 100 мА 150 мА 250 мА	Вт	0,44 1 2,75	
9	Степень очистки масла	мкм	15	
10	Смещение нуля в зависимости от давления ($\Delta p=7$ МПа), %	%	0,029 на 1 °С	

Фирма «Moog» (США) производит ЭГУ с силовой обратной связью по положению золотника по схеме, приведенной на рис. 1.5.

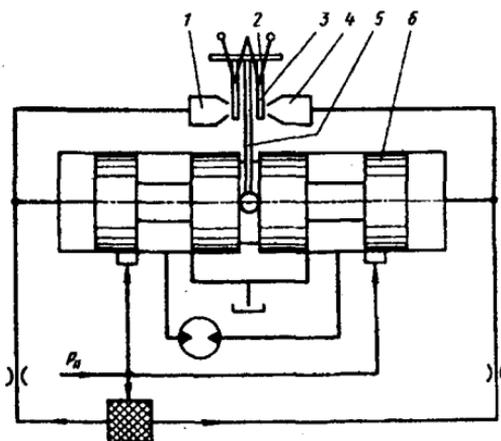


Рис. 1.5. ЭГУ фирмы «Moog» с силовой обратной связью по положению золотника

Отличительной особенностью этой схемы является реализация упругой механической обратной связи в виде упругого стержня 5, верхний конец которого жестко соединен с якорем 2 и заслонкой 3, а нижний входит в

выполненный на золотнике 6 калиброванный паз. При подаче электрического сигнала в катушку ЭМП якорь 2 с заслонкой 3 начинает поворачиваться, что приводит к разбалансу гидравлического моста. Золотник 6 перемещаясь, вызывает изгиб упругого стержня, который создает изгибающий момент, противоположный по знаку моменту, создаваемому ЭМП. Золотник 6 будет перемещаться до тех пор, пока не сравняются моменты сил, действующих на заслонку 3, и она не займет нейтральное положение. Таким образом, обеспечивается пропорциональность между величиной входного сигнала управления и смещением золотника.

В табл. 1.3 приведены основные технические параметры некоторых моделей ЭГУ фирмы «Moog» 760 серии.

Таблица 1.3

Технические параметры ЭГУ фирмы «Moog» 760 серии

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Величина				
			760-910A	760-911A	760-912A	760-233A	760-814A
1	Номинальный расход рабочей жидкости (Δр=7 МПа)	л/мин	3,8	9,5	19	38	57
2	Давление на входе ЭГУ - минимальное - максимальное	МПа	14 24,5				
3	Сила тока на входе	мА	40				
4	Сопrotивление управляющей обмотки	Ом	80				
5	Вязкость жидкости	сСт	10-100				
6	Область рабочих температур	°С	-40 – +135				
7	Симметрия	%	<10				
8	Гистерезис	%	<3				
9	Смещение нуля	%	<2				

ЭГУ, реализующие данную схему, выпускаются также фирмами: «Rexroth», «Herion Dowty» (Германия); «Vickers Sperry Rand Corp.», «Abex

Denison» (Великобритания); «Tokyo Seimytsu Sokky» (Япония). В бывшем СССР ЭГУ по этой схеме были созданы в ОКБ «Теплоавтомат».

ЭГУ на большие расходы выпускаются с добавочным каскадом в виде трех- или четырехдроссельного золотника с электрической обратной связью, состоящей из датчика перемещения золотника и электронного усилителя. Последний суммирует входной электрический сигнал с сигналом, снимаемым с датчика перемещения. На рис. 1.6 показана схема трехкаскадного ЭГУ фирмы «Rexroth».

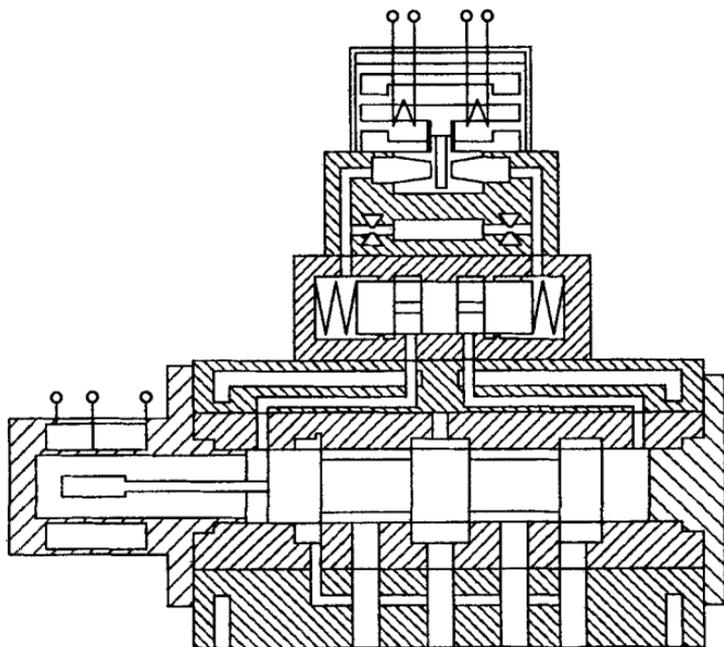


Рис. 1.6. Трехкаскадный ЭГУ фирмы «Rexroth»

Трехкаскадные ЭГУ по такой схеме производятся также фирмами: «Moog» (США), «Indramat-Pegassus» (Германия), «SOM» (Франция).

Также находит применение электрическая обратная связь в двухкаскадных ЭГУ как отдельно, так и дополнительно в ЭГУ с механической обратной связью. Производством двухкаскадного ЭГУ по схеме, аналогичной предыдущей, но без промежуточного золотника, заняты фирмы: «Moog» (США), «Abex Denison» (Великобритания), Bosch (Германия). ЭГУ с электрической обратной связью прост в наладке, однако применение последней повышает их стоимость.

Обычно во втором каскаде усиления ЭГУ используется цилиндрический золотник и применение плоского золотника встречается редко. При-

мером ЭГУ с плоским золотником является усилитель, разработанный фирмой «Bosch» (Германия), технические параметры которого приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Технические параметры ЭГУ фирмы «Bosch»

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Величина	
			Модель 0814-SMV-2-5/40	Модель 0815-SMV-2-6/100
1	Номинальный расход жидкости ($\Delta p=7$ МПа)	л/мин	5, 10, 20, 30, 40	60, 80, 100
2	Номинальное давление	МПа	1,5-21	1,5-31,5
3	Вязкость масла	сСт	10-300	
4	Степень очистки масла	мкм	25	
5	Сила тока	мА	35	
6	Граничная частота (при -3 ДБ)	Гц	130	

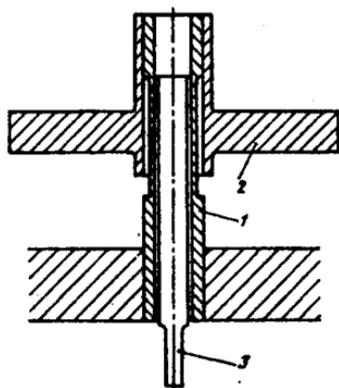


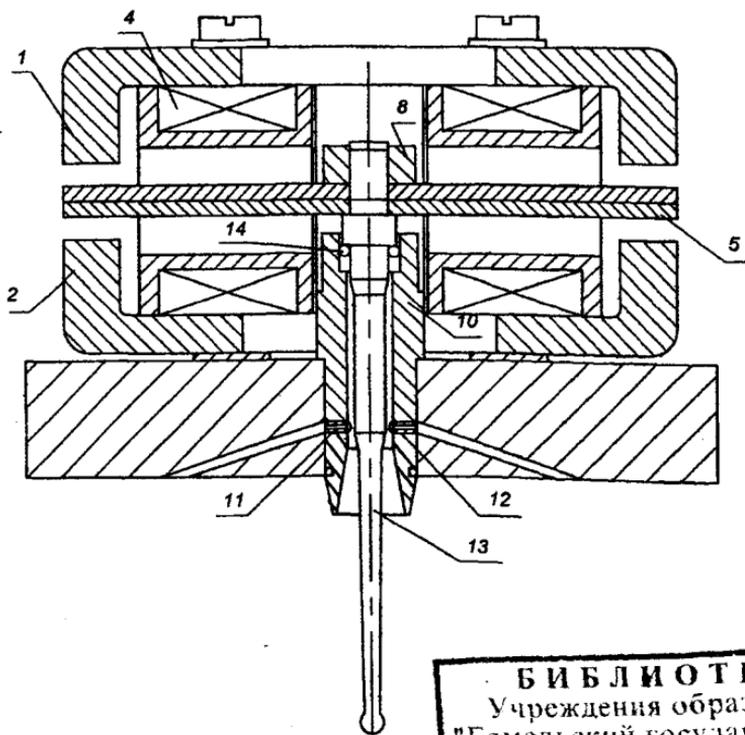
Рис. 1.7. Конструктивная схема герметизирующего узла якорь-упругая трубка-заслонка: 1 – пружинная тонкостенная трубка; 2 – якорь ЭМП; 3 – заслонка

Анализ патентной и литературной информации свидетельствует о том, что наиболее широко применяемой конструктивной схемой первого каскада усиления является ЭМП с элементом типа сопло – заслонка с силовой обратной связью, которая реализуется с помощью пружинного стержня, жестко связанного с заслонкой, и работы по ее совершенствованию продолжают. К основным достоинствам такой схемы относят простоту конструкции и возможность получения динамических характеристик с относительно широкой полосой пропускания при относительно низком расходе рабочей жидкости в системе управления. На рис. 1.7 приведена схема конструктивного герметизирующего узла якорь-упругая трубка-заслонка.

Вместе с тем, ЭМП, имеющие в качестве подвески заслонки тонкостенную пружинную трубку, обладают рядом недостатков:

- высокая стоимость ЭМП из-за сложности изготовления узла упругая трубка-заслонка-упругий стержень обратной связи;
- разрушение пружинной трубки вследствие скачков давления в ЭГУ, так как она герметично разделяет электрическую часть ЭГУ от гидравлической;
- относительно малая долговечность упругой трубки вследствие усталостных деформаций;
- подвижность трубки в плоскости, перпендикулярной оси сопел, которая при наличии внешних вибраций и ударных нагрузок может привести к выходу из строя ЭМП.

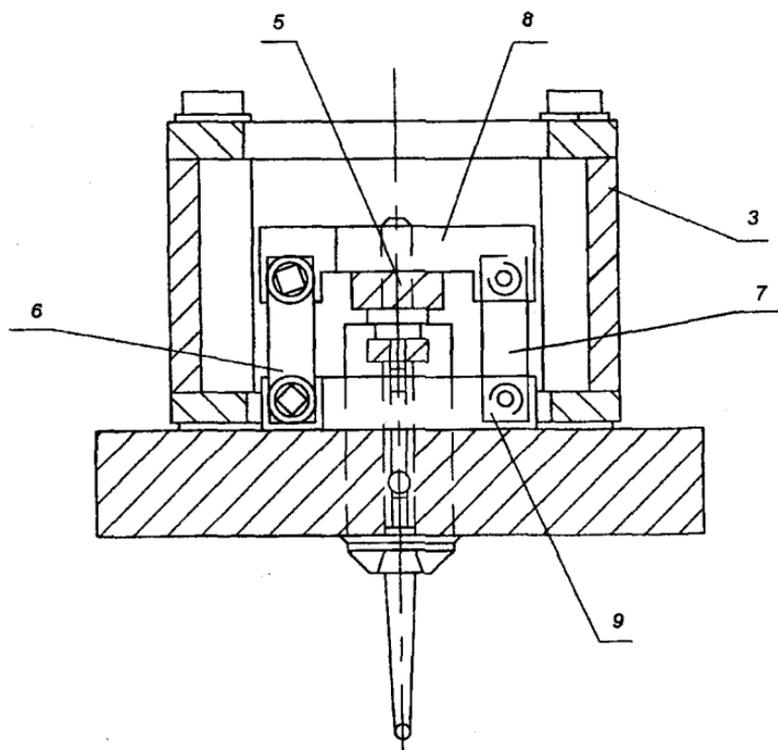
Этих недостатков лишен в значительной мере ЭМП, разработанный фирмой «Dowty Hydraulic Unit Ltd» (Великобритания), приведенный на рис. 1.8.



а)

БИБЛИОТЕКА
 Учреждения образования
 "Гомельский государственный
 технический университет
 имени П.О. Сухого" №

762608



б)

Рис. 1.8. ЭМП фирмы «Dowty Hydraulic Unit Ltd»

ЭМП включает в себя: полусные наконечники 1 и 2, постоянный электромагнит 3, управляющие обмотки 4 и якорь 5, который закреплен на упругой подвеске, состоящей из плоских пружин 6 и 7, верхней частью прикрепленных к перемычке 8, а нижней – к державке 9. В перемычке 8 закреплен верхний конец стержня 13, входящий с зазором во втулку 10. Средний участок стержня 13 служит заслонкой для сопел 11, 12. Нижний конец стержня 13 устанавливается в проточку золотника. Герметичное разделение гидравлической и электрической частей ЭГУ обеспечивается уплотнительным кольцом 14. По сравнению с упругой трубкой, описанная конструкция имеет большую долговечность и исключает смещение заслонки в плоскости, перпендикулярной оси сопел.

В бывшем СССР в ОКБ «Теплоавтомат» был разработан ЭГУ с обратной связью по положению золотника типа ПЭГ-ПМ (см. рис. 1.9).

Этот ЭГУ включает в себя четыре сопла: два сопла 1 и 4 в цепи прямой связи и два сопла 5 и 7 – в цепи обратной связи. Между парой сопел в цепи обратной связи находится заслонка 8, которая кинематически связана с золотником 11 с возможностью поворота вокруг опоры 10. Пружина 9 необходима для выборки возможного зазора. Работает усилитель следующим образом.

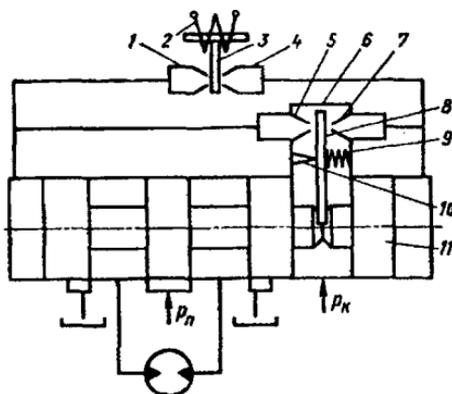


Рис. 1.9. ЭГУ разработки ОКБ «Теплоавтомат» типа ПЭГ-ПМ

В нейтральном положении заслонок 3 и 8 в торцовых камерах золотника устанавливаются одинаковые давления вследствие симметричности схем управления от сопел 1, 5 и 4, 7. При подаче на ЭМП управляющего сигнала заслонка 3 смещается от своего нейтрального положения, например, влево. При этом увеличивается дросселирование потока жидкости, вытекающей из сопла 1, и уменьшается, вытекающей из сопла 4. В результате этого возрастает давление в левой торцевой полости золотника 11 и уменьшается в правой. Под действием создавшегося перепада давления золотник начинает смещаться вправо, тем самым поворачивая вокруг опоры заслонку 8, что увеличивает дросселирование потока жидкости, втекающего в сопло 5 и уменьшает, втекающего в сопло 7. Золотник будет перемещаться до тех пор, пока не сравняются сопротивления в соплах 1 и 5 и 4, 7, при которых выравниваются давления в торцевых полостях золотника.

Другой ЭГУ с обратной связью по положению золотника производства опытного завода «Гидроавтоматика» типа УГЭ-8 показан на рис. 1.10.

Принцип работы ЭГУ аналогичен предыдущему. Особенностью является конструкция обратной связи, реализуемая через сопла 1 и 4, непосредственно от конусов 2 и 3, выполненных на специальных концевых буртах золотника. Подвод жидкости в первый каскад усиления осуществляется от нагнетательной магистрали через дроссель 5. Втулка золотника (рис. 1.10, б) выполняется цельной или наборной из колец. Центрирование золотника во втулке обеспечивается средней проточкой 6, которую делают специальной трехгранной формы. Недостатком ЭГУ

является конструкция обратной связи, реализуемая от конусных шеек, так как любое перемещение золотника в радиальном направлении будет восприниматься как осевое перемещение, увеличенное в масштабе передаточного отношения конуса. В результате этого ухудшаются статические и динамические характеристики усилителя. Технические параметры усилителей типа ПЭГ-ПМ и УГЭ-8 приведены в табл. 1.5.

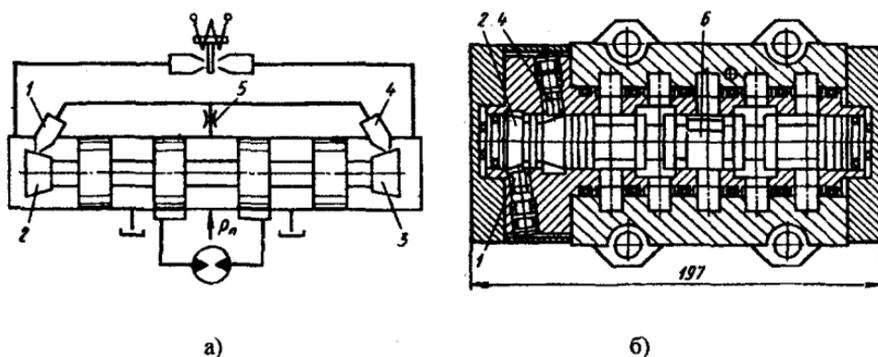


Рис. 1.10. ЭГУ завода «Гидроавтоматика» типа УГЭ-8: а) схема; б) конструкция

Таблица 1.5

Технические параметры ЭГУ типа ПЭГ-ПМ и УГЭ-8

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Величина	
			ПЭГ-ПМ	УГЭ-8
1	Номинальное давление	МПа	16	16
2	Расход при перепаде на щели, равном половине номинального	л/мин	40	40
3	Зона нечувствительности	%	1	1
4	Дрейф нуля по давлению	%	6	3
5	Дрейф нуля по температуре при изменении от 20 до 65 °С	%	3	4
6	Гистерезис	%	2	5
7	Мощность управляющего сигнала	Вт	0,22	3,5
8	Нелинейность	%	10	6

1.3. ЭГУ с элементом управления типа «золотник»

На рис. 1.11 приведена схема однокаскадного ЭГУ фирмы «Токуо Precision Instruments».

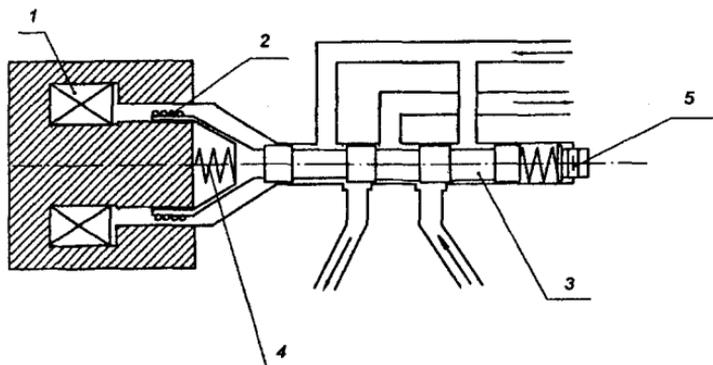


Рис. 1.11. ЭГУ фирмы «Токуо Precision Instruments»

ЭГУ содержит электромеханический преобразователь электродинамического типа с катушкой 1 подмагничивания и подвижной катушкой 2, связанной с золотником 3, по торцам которого расположены винтовые пружины 4. Регулировка нейтрального положения золотника осуществляется винтом 5.

В рассмотренной конструкции ЭГУ трудно обеспечить совпадение осей золотника и пружин, вследствие чего возникает перекос крайних витков пружины и золотник подвергается воздействию радиальных неуравновешенных сил, приводящих к росту силы трения в паре втулка-золотник.

Указанные недостатки устранены в конструкции ЭГУ с электродинамическим преобразователем, приведенной на рис. 1.12.

В этой конструкции к корпусу 1 стаканом 9 присоединены обмотка подмагничивания 6, пластина 7 и сердечник 8. К правому торцу золотника 3, который установлен во втулке 2, присоединена bobина 5 с управляющей обмоткой 4. Левая концевая часть 10 золотника 3 реализована в виде тонкостенной втулки (см. рис. 1.12 б, в), в которой прорезаны поперечные пазы 12, занимающие менее половины дуги окружности. Попарно расположенные пазы смещены относительно соседних пар на 90° . Упругий элемент обладает свойствами винтовой пружины и обеспечивает строго соосное приложение усилия к золотнику. Изменяя размеры пазов и перемычек, а также их количество, можно получить любую жесткость пружинного элемента.

Фирма «Hitachi» (Япония) выпустила однокаскадный ЭГУ с ЭМП электродинамического типа и датчиками положения и скорости перемещения золотника. На рис. 1.13 приведена его конструктивная схема.

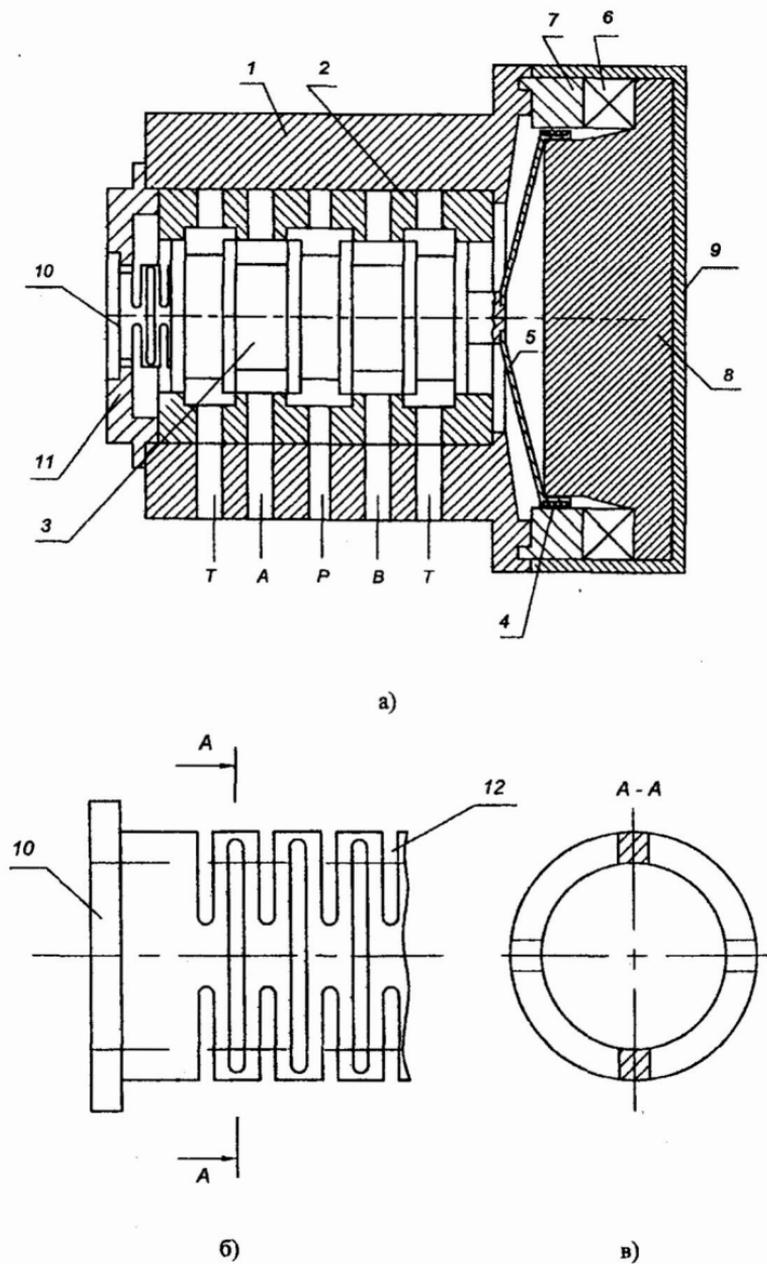


Рис. 1.12. ЭГУ с упругой подвеской золотника

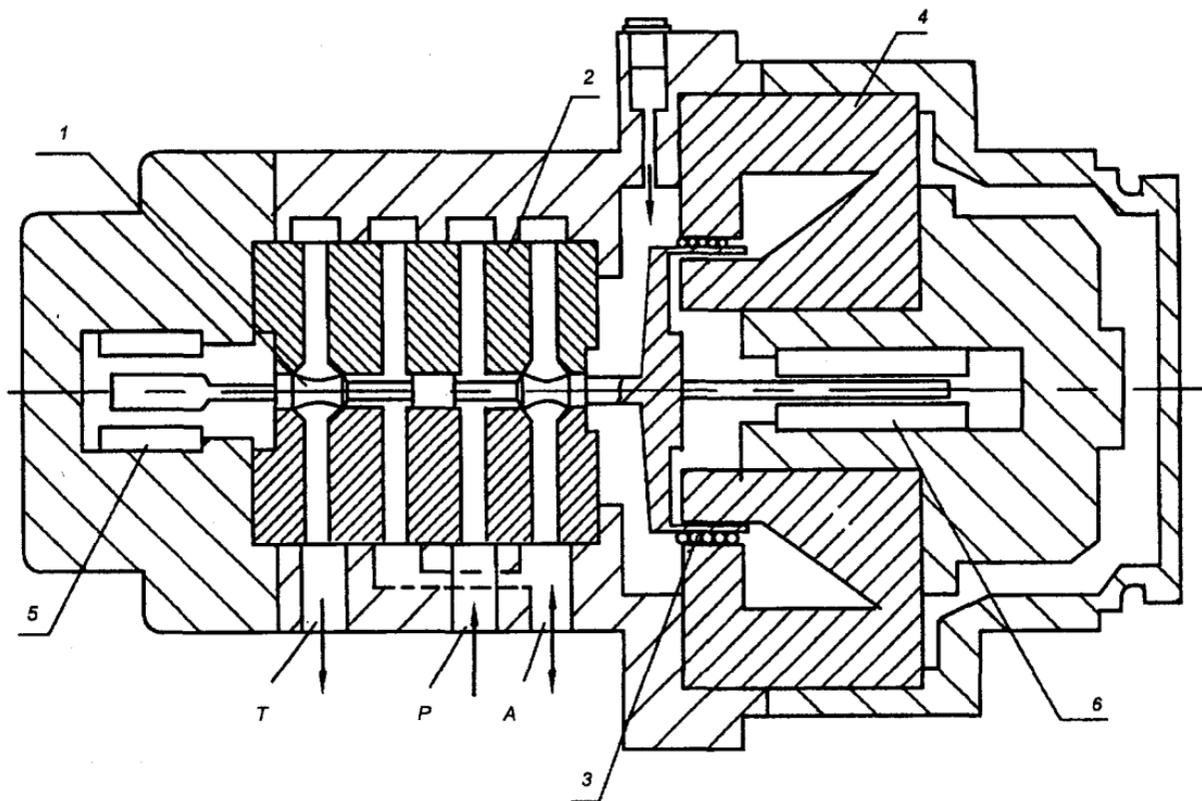


Рис. 1.13. ЭГУ однокаскадный фирмы «Hitachi»: 1 – золотник; 2 – гильза; 3 – управляющая катушка; 4 – магнитопровод; 5 – датчик положения золотника; 6 – датчик скорости перемещения

Некоторые его технические параметры приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Технические параметры однокаскадного ЭГУ фирмы «Hitachi»

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Величина
1	Расход масла ($\Delta p=7$ МПа)	л/мин	90
2	Смещение нуля (колебания давления $\pm 15\%$ или температуры $\pm 15^\circ\text{C}$)	%	1
3	Степень очистки масла	мкм	50

Фирмами «Mitsubishi» и «Kawaba» (Япония) совместно разработана серия ЭГУ с электродинамическим преобразователем марки МК на давление до 35 МПа и на расход до 1000 л/мин. Пример двухкаскадного усилителя из этой серии приведен на рис. 1.14.

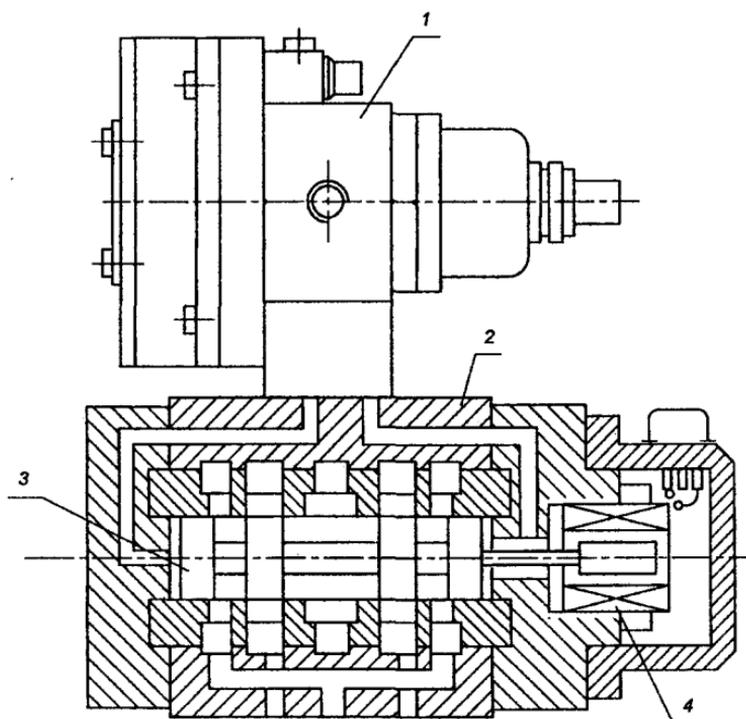


Рис. 1.14. Двухкаскадный ЭГУ марки МК

Он включает в себя электродинамический преобразователь с золотником первого каскада 1, распределительным каскадом 2, золотником 3 и его датчиком положения 4. ЭГУ марки МК обладает высоким быстродействием, стабильностью параметров, устойчивостью к содержащимся в рабочих жидкостях твердых частиц.

Серию двухкаскадных ЭГУ выпускают в РНП УП «Сейсмотехника», Беларусь, основные технические параметры которых сведены в табл. 1.7.

На рис. 1.15 представлен усилитель ПЭГ-350 типа «золотник – золотник», в состав которого входят ЭМП с золотником первого каскада и золотник второго каскада.

Таблица 1.7

Технические параметры ЭГУ производства РНП УП «Сейсмотехника»

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Величина			
			ВПЭГ-200	ПЭГ-200М	ПЭГ-350М	ПЭГ-500
1	Сопротивление управляющей катушки ЭМП	Ом	0,9			
2	Резонансная частота ЭМП, не менее	Гц	450	400	400	300
3	Нелинейность статической характеристики ЭМП	%	<6	<5	<5	<6
4	Гистерезис ЭМП	%	<3			
6	Давление на входе ЭГУ - номинальное - максимальное	МПа	25 32	20 25		
7	Номинальный расход рабочей жидкости при перепаде давления на ЭГУ, равном половине номинального	л/мин	200	200	350	500
8	Максимальный ток на входе	А	3			
9	Вязкость масла	сСт	10-500			
10	Тонкость фильтрации, не менее	мкм	10			
11	Частота спада амплитудно-частотной характеристики при уровне выходного сигнала – 3 Дб, не менее	Гц	150	160	100	75
12	Резонансная частота ЭГУ, не менее	Гц	300			

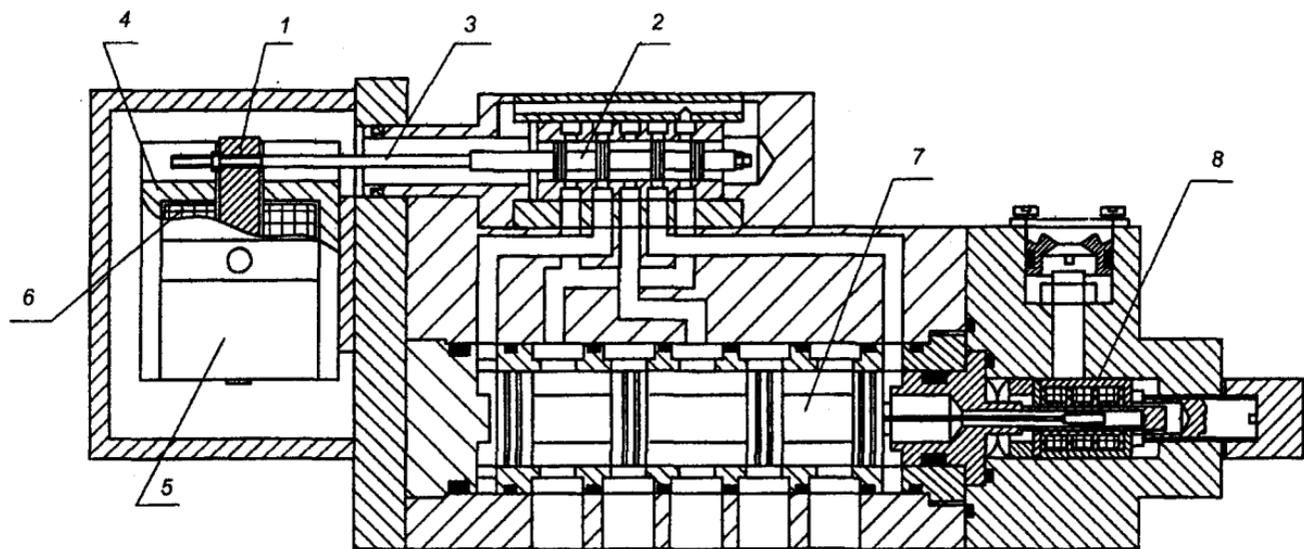


Рис. 1.15. ЭГУ типа ПЭГ-350 производства РНП УП «Сейсмотехника»

ЭМП представляет собой поляризованный преобразователь электромагнитного типа с подвижным якорем 1, закрепленным на двух торсионках, и жестко связанным с золотником управляющего каскада 2 пружинной тягой 3. Электромагнитная система содержит два магнитопровода 4, четыре постоянных магнита 5 и две управляющие катушки 6. Управляющий и распределительный каскады состоят из четырехкромочного золотника. Кроме того, к золотнику распределительного каскада 7 крепится датчик положения 8. Описание работы этого ЭГУ приведено в главе 4.

1.4. Основные параметры и характеристики электрогидравлических усилителей

1.4.1. Статические характеристики

Обобщенная статическая характеристика выражает зависимость $q(p)$ расхода q во внешней цепи в зависимости от перепада давления нагрузки p при фиксированном токе управления I . Общий вид обобщенной статической характеристики показан на рис. 1.16.

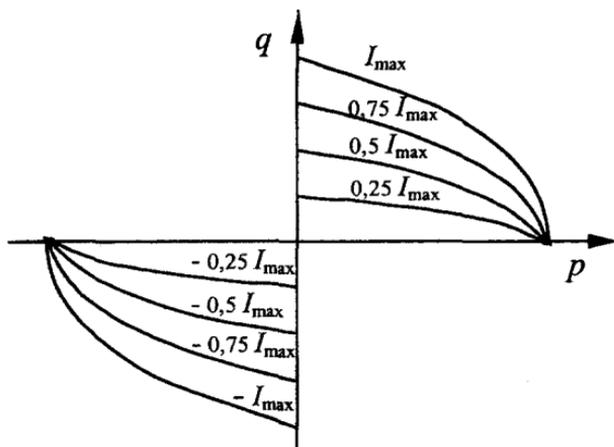


Рис. 1.16. Типовая обобщенная статическая характеристика ЭГУ типа «золотник – золотник»

Регулировочная характеристика по расходу

Характеристика представляет собой зависимость $q(I)$ расхода q во внешней цепи усилителя от тока управления I при постоянном (обычно при нулевом) перепаде давления нагрузки p . Теоретически характеристика идеального ЭГУ имеет вид, приведенный на рис. 1.17 а. Регулировочная характеристика реального ЭГУ вследствие применения положительных

перекрытий рабочих щелей золотника, погрешностей и дефектов изготовления каждого из каскадов усиления имеет вид, показанный на рис. 1.17 б.

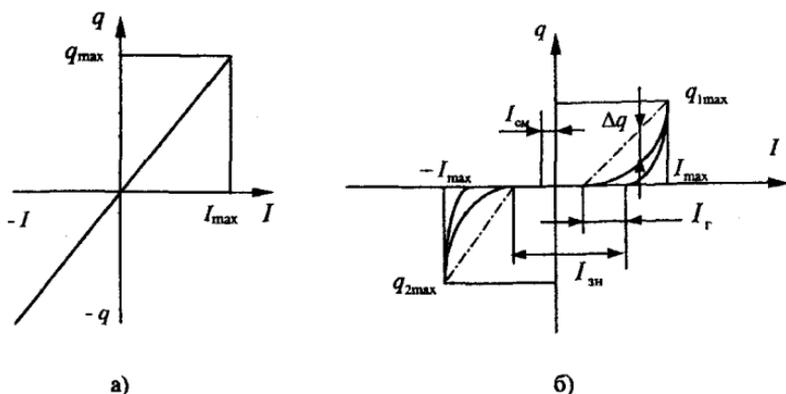


Рис. 1.17. Типичная регулировочная характеристика по расходу ЭГУ типа «золотник-золотник»: а – идеальная, б – реальная

В условиях эксплуатации отклонения регулировочной характеристики от идеальной могут меняться в зависимости от величины подведенного давления, давления на сливе, температуры рабочей жидкости и т.п.

Основные параметры этой характеристики:

- Наибольший расход во внешней цепи – $q_{\max} = \frac{q_{1\max} + q_{2\max}}{2}$ [м³/с].
- Коэффициент усиления по расходу – $K_q = \frac{q_{\max}}{I_{\max}}$ [м³/сА].
- Нелинейность – $\frac{\Delta q}{q_{\max}} 100\%$.
- Несимметрия – $\frac{q_{1\max} - q_{2\max}}{q_{\max}} 100\%$.
- Зона нечувствительности – $\frac{I_{зп}}{I_{\max}} 100\%$.
- Смещение нуля – $\frac{I_{см}}{I_{\max}} 100\%$.
- Гистерезис – $\frac{I_{г}}{I_{\max}} 100\%$.

Регулировочная характеристика по давлению

Характеристика представляет собой зависимость $p(I)$ перепада давления нагрузки от тока управления при нулевом расходе. В реальном ЭГУ

вследствие неточности изготовления конструкции золотникового каскада, радиального зазора между золотником и втулкой, притупления кромок рабочих щелей и режима осцилляции регулировочная характеристика по давлению имеет вид, приведенный на рис. 1.18.

Основные параметры этой характеристики:

- Наибольший перепад давления на нагрузке – $p = \pm p_n$ [Н/м²].
- Коэффициент усиления по давлению на линейном участке – $K_p = \frac{\Delta p}{\Delta I}$ [Н/м²А].
- Гистерезис – $\frac{I_z}{I_{\max}} 100\%$.
- Относительный рост давления при $\frac{\Delta I}{I_{\max}} 100 = 1\% - \frac{\Delta p}{p_{\max}} 100\%$.

Нестабильность статических характеристик в условиях эксплуатации характеризуется следующими параметрами:

- Коэффициент усиления по расходу при изменении подведенного давления на $\pm 25\%$ от номинального.
- Коэффициент усиления по расходу при изменении температуры рабочей жидкости в диапазоне 10-85 °С.
- Смещение нуля в зависимости от температуры, %.
- Смещение нуля в зависимости от давления на входе, %.
- Смещение нуля в зависимости от давления на выходе, %.

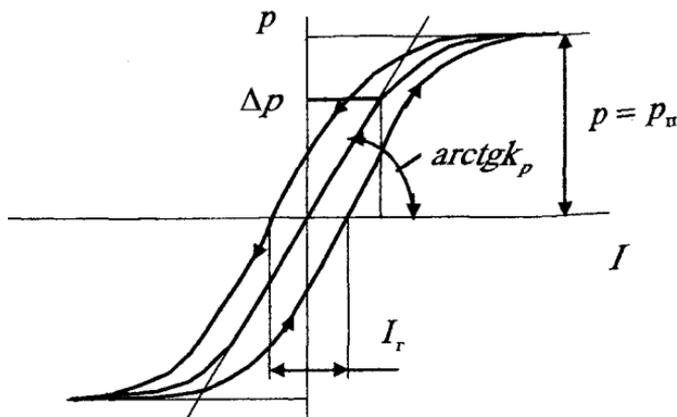


Рис. 1.18. Регулировочная характеристика по давлению

Утечки. Характеристика представляет собой зависимость $q_{ут}(I)$ величины утечек $q_{ут}$ от тока управления I (см. рис. 1.19). Утечки измеряются при нулевом расходе во внешней цепи ЭГУ.

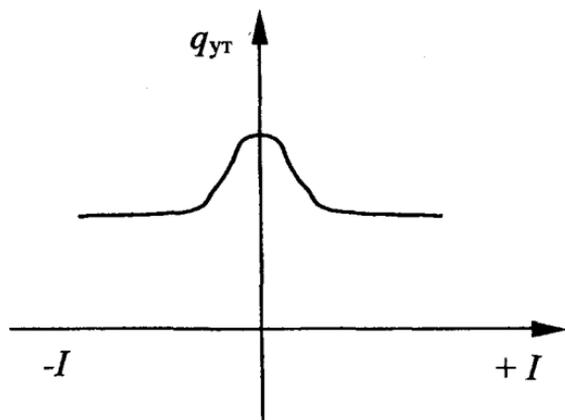
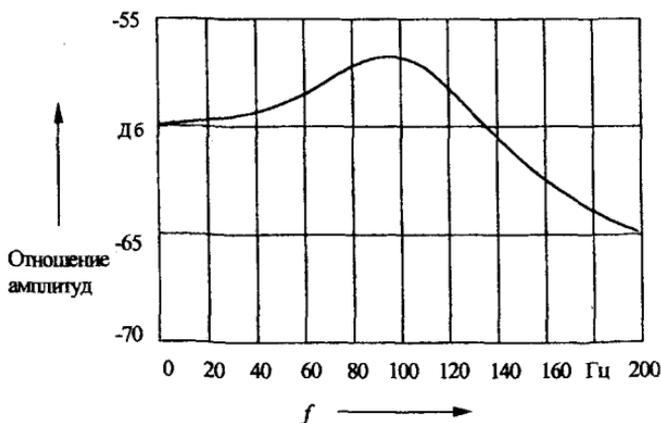


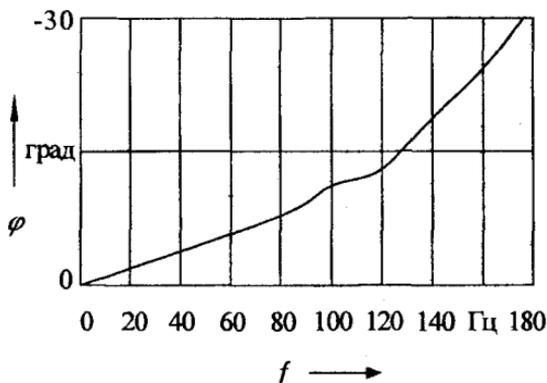
Рис. 1.19. Утечки в ЭГУ типа «сопло – заслонка – золотник»

1.4.2. Динамические характеристики

Динамика ЭГУ обычно представляется амплитудными и фазовыми частотными характеристиками (логарифмической амплитудной частотной характеристикой (ЛАЧХ) или АЧХ и ФЧХ) и переходным процессом.



а)



б)

Рис. 1.20. Типовые динамические характеристики ЭГУ типа «золотник-золотник»: а) ЛАЧХ; б) ФЧХ

ЛАЧХ и ФЧХ характеризуются следующими параметрами:

- Частота спада амплитудно-частотной характеристики при уровне выходного сигнала -3 Дб.

- Частота при сдвиге фаз, равном -90° .

К параметрам, характеризующим переходной процесс, относятся:

- чистое запаздывание $-\tau_1$;

- время первого согласования перерегулирования $-\tau_2$;

- величина перерегулирования, в % $-\sigma = \frac{x_{\max 1} - x_{уст}}{x_{уст}} 100\%$,

где $x_{\max 1}$ — значение первого максимума переходной характеристики;

- полное время переходного процесса τ_n , при котором выходная величина (перемещение золотника x или расхода q на нагрузке) не превышает допустимой величины $\Delta x_{\text{дон}}$ ($\Delta q_{\text{дон}}$);

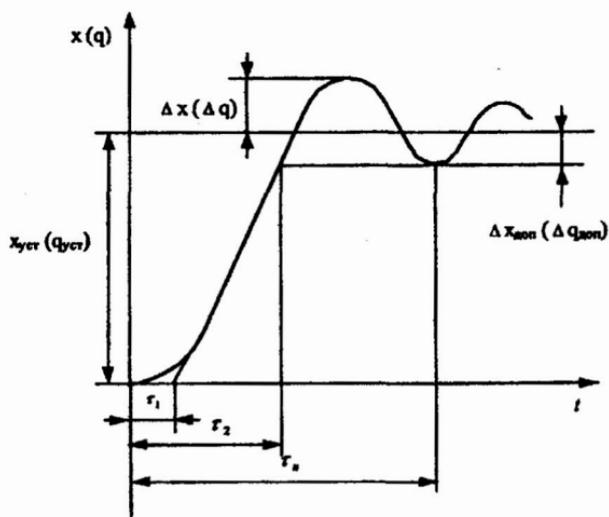
- постоянная времени T аperiodического переходного процесса.

Кроме указанных статических и динамических характеристик существуют энергетические параметры [10]:

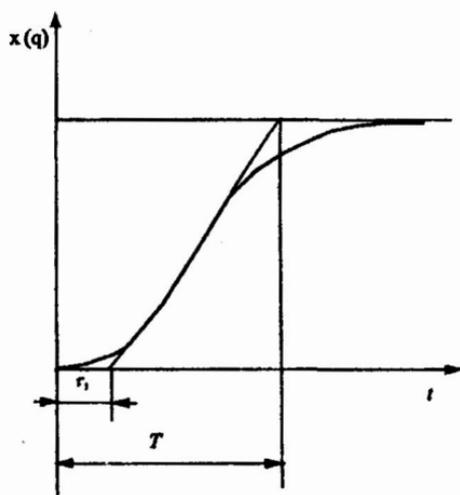
- коэффициент усиления по мощности (зависит от типоразмера) —

$$\frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}};$$

- отношение веса к выходной мощности $-\frac{G}{N_{\text{вых max}}}$.



а)



б)

Рис. 1.21. Типовые характеристики переходного процесса в ЭГУ: а – колебательного; б – аperiodического

ГЛАВА 2

РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ (ЭГС)

2.1. Основные свойства рабочих жидкостей

В электрогидравлических системах в качестве рабочих жидкостей используются жидкости, обладающие вязкостью, т.е. так называемые ньютоновские жидкости.

Рабочие жидкости являются промежуточной средой, с помощью которой осуществляется движение подвижных элементов ЭГС, изменение их энергии и мощности, скорости, ускорения и резкости. По определению, приведенному в работе [16], рабочая жидкость названа непрерывной средой, обладающей свойством текучести, способная неограниченно изменять свою форму под действием весьма малых силовых воздействий и практически не изменять свою плотность при изменении давления.

От свойств РЖ в значительной мере зависят динамические свойства ЭГС, их надежность и долговечность. К таким свойствам относятся: плотность, упругость, вязкость и стабильность значений в заданном интервале температур и давлений. Весьма важными свойствами РЖ являются их смазывающие свойства, определяющие в значительной мере износостойкость трущихся поверхностей подвижных и неподвижных элементов ЭГС, а также уплотнительных устройств.

Следует отметить, что не всегда и далеко не все рабочие жидкости в равной мере эффективны с точки зрения одновременного обеспечения высоких динамических характеристик и смазывающих свойств.

К очень важным свойствам рабочих жидкостей относятся также: высокая механическая стойкость, нейтральность к материалам ЭГС и покрытиям деталей и элементов гидроприводов, пожаробезопасность и нетоксичность, стабильность свойств масел при хранении и эксплуатации, высокие диэлектрические свойства [16].

Существенное влияние на динамические характеристики оказывают парообразование, растворимость газов в капельных жидкостях и пенообразование. Увеличивая сжимаемость жидкости, эти свойства приводят к ухудшению амплитудно- и фазочастотных характеристик ЭГС, ухудшению работы привода гидропитания и смазки трущихся поверхностей.

Рассмотрим последовательно основные физические свойства рабочих жидкостей и проанализируем предварительно степень их возможного влияния на технические характеристики ЭГС.

К их числу следует отнести, прежде всего, плотность ρ , которая определяется как отношение массы m жидкости к единице объема:

$$\rho = \frac{m}{V}.$$

В гидравлике [16] имеется понятие относительной плотности δ , которая определяется как отношение массы данной жидкости m_x к массе дистиллированной воды m_w в том же объеме при 4 °С:

$$\delta = \frac{m_x}{m_w} = \frac{\gamma_x}{\gamma_w} = \frac{\rho_x}{\rho_w}.$$

В табл. 2.1 приведены значения плотности при различных температурах и давлении 0,1 МПа для рассмотренных выше рабочих жидкостей.

Таблица 2.1

**Физические свойства рабочих жидкостей
при различных температурах и давлении 0,1 МПа**

№ п/п	Наименование жидкости	Температура t , °С	Плотность ρ , кг/м ³	Относительная плотность δ
1	Масло всесезонное гидравлическое ВМГЗ по ТУ 38.101479-86	20	865	0,866
2	Турбинное масло ГОСТ 32-74	50	900	0,9
3	Индустриальные масла ГОСТ 20799-88	50		
	И-5А		870	0,87
	И-8А		880	0,88
	И-12А		880	0,88
	И-20А – И-30А		890	0,89
	И-40А		900	0,9
	И-50А	910	0,91	
4	Минеральное масло АМГ-10 ГОСТ 6794-85	50	850	0,85

При проектировании ЭГС правильный выбор величины плотности жидкости имеет определяющее значение, поскольку плотность существенно зависит как от температуры, так и от давления жидкости. В процессе преобразования энергии давления в прямолинейное истечение жидкости масса единицы объема создает инерционное сопротивление движению. При этом перепад давления Δp из известного выражения [16] для скорости

истечения v_n через щели золотниковых пар, дросселей и трубопроводов $v_n = \sqrt{2\Delta p / \rho}$ определяется:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v_n^2.$$

Из приведенного выражения следует, что для рабочих жидкостей с большой плотностью для передачи энергии потока следует применять золотниковые пары с большими проходными сечениями, а для жидкостей с меньшей плотностью щели золотниковых пар должны быть минимальными.

Вязкость – свойство жидкости оказывать сопротивление при относительном перемещении (сдвиге) ее слоев. Для однородных жидкостей эта сила определяется из выражения [16]:

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dy},$$

где τ – сила сопротивления на единицу площади [Н/м²]; $\frac{du}{dy}$ – поперечный градиент скорости [с⁻¹]; μ – коэффициент динамической вязкости [Нс/м²].

Из отношения динамической вязкости μ к плотности жидкости ρ может быть получено выражение для определения кинематической вязкости [16]:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} [\text{м}^2/\text{с}].$$

Вязкость жидкости существенно зависит от температуры:

$$\mu = \mu_0 e^{-a(t-t_0)},$$

где μ и μ_0 – величины динамической вязкости, соответственно, при температурах t и t_0 в (°С); a – коэффициент, зависящий от рода жидкости, для минеральных масел $a = 0,025 - 0,035$.

Известно выражение, связывающее кинематическую вязкость ν с температурой [16]:

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n,$$

где ν_t – кинематическая вязкость жидкости при температуре t °С; ν_{50} – кинематическая вязкость жидкости при температуре 50 °С; t – температу-

ра, при которой определяется вязкость ν ; n – показатель, изменяющийся в пределах 1,3 – 3,5.

В табл. 2.2 сведены значения кинематической и динамической вязкостей при заданных температурах в °С для рассматриваемых рабочих жидкостей.

Таблица 2.2

**Кинематическая и динамическая вязкость
рабочих жидкостей при различных температурах**

№ п/п	Наименование жидкости	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Кинематическая вязкость, $\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$	Динамическая вязкость μ , $\text{Нс}/\text{м}^2$
1	Масло всесезонное гидравлическое ВМГЗ по ТУ 38.101479-86	50 -40	10 1500	0,00865 1,275
2	Турбинное масло ГОСТ 32-74 Т ₂₂ Т ₃₀ Т ₄₆ Т ₅₇	50	20 – 23 28 – 32 44 – 48 55 – 59	0,018 – 0,021 0,025 – 0,029 0,04 – 0,043 0,0495 – 0,053
3	Индустриальные масла ГОСТ 20799-88 И-5А И-8А И-12А И-20А И-30А И-40А И-50А	40	6 – 8 9 – 11 13 – 17 29 – 35 41 – 51 61 – 75 90 – 110	0,0052 – 0,007 0,0079 – 0,0097 0,011 – 0,015 0,026 – 0,031 0,036 – 0,045 0,055 – 0,068 0,082 – 0,1
4	Минеральное масло АМГ-10 ГОСТ 6794-85	50 -50	10 1250	0,0085 1,06

В быстродействующих ЭГС при исследовании их динамических свойств важное значение следует придавать сжимаемости жидкости, которая связана со способностью изменять свой объем под действием давления и характеризуется коэффициентом объемного сжатия β , [1/Па], который определяется по формуле:

$$\beta = -\frac{\Delta V}{V_0} \frac{1}{\Delta p}$$

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется объемным модулем упругости жидкости:

$$E_{ж} = \frac{1}{\beta_s}$$

Объемный модуль упругости $E_{ж}$ зависит от температуры и давления жидкости и может быть в быстро протекающих процессах сжатия жидкости адиабатическим. Если сжатие жидкости происходит медленно, при постоянной температуре модуль упругости называется изотермическим. Адиабатический модуль упругости определяется по плотности жидкости ρ и скорости распространения звуковых колебаний C в жидкости [7]:

$$E_{жа} = \rho C^2$$

Средние значения изотермического модуля упругости некоторых рассматриваемых в работе жидкостей приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Средние значения изотермического модуля упругости рабочих жидкостей

№ п/п	Наименование жидкости	Изотермический модуль упругости $E_{ж}$, МПа
1	Масло всесезонное гидравлическое ВМГЗ по ТУ 38.101479-86	1370
2	Индустриальные масла ГОСТ 20799-88 И-20А И-50А	1362 1473
3	Турбинное масло ГОСТ 32-74	1717
4	Минеральное масло АМГ-10 ГОСТ 6794-85	1305

Расход жидкости, связанный с ее упругой деформацией, можно определить из выражения [7]:

$$Q_{сж} = \frac{V dp}{E dt}$$

где V – объем жидкости в системе [$м^3$]; E – объемный модуль упругости жидкости [Па]; $\frac{dp}{dt}$ – скорость изменения давления в системе [Па/с].

Значение объемного модуля упругости жидкости в данном выражении может быть заменено на так называемый приведенный модуль упруго-

сти жидкости и трубопроводов [7]. Для металлических трубопроводов Н.Е. Жуковским [17] была предложена формула для расчета приведенного модуля упругости:

$$E_{np} = \frac{\delta E E_{mp}}{\delta E_{mp} + d_{mp} E},$$

где E – объемный модуль упругости жидкости [Па]; E_{mp} – модуль упругости металлической трубы [Па]; d_{mp} – диаметр трубы [м]; δ – толщина стенки трубы [м].

К основным физическим свойствам рабочих жидкостей следует отнести температурное расширение жидкостей, которое количественно характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t , определяемым как относительное изменение объема V_0 при изменении температуры t на 1°C [16]:

$$\beta_t = \frac{dV}{V_0} \frac{1}{dt}.$$

При незначительном изменении температуры и давления можно принять $\beta_t = \text{const}$. Объем жидкости в этом случае при изменении температуры на величину $\Delta t = t - t_0$ определяется по формуле

$$V = V_0(1 + \beta_t \Delta t),$$

при этом

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t \Delta t},$$

где V и V_0 – объемы, ρ и ρ_0 – плотности, соответственно, при температурах t и t_0 .

К важным свойствам рабочих жидкостей следует относить также химическую устойчивость, способность к окислению, потерю вязкости при механических деформациях, радиацию, гидролитическую стабильность, совместимость с конструкционными материалами системы, удельную теплоемкость, термодинамические свойства и др.

2.2. Технические требования к рабочим жидкостям

При выборе рабочей жидкости для вновь создаваемых гидросистем важно точное знание климатических условий их эксплуатации. Если ЭГС эксплуатируются в помещениях со строгим поддержанием климатических условий (например, лаборатории механических испытаний, производст-

венные участки с тонкими технологиями, гидротурбины и другое гидрофицированное технологическое оборудование) или в обычных производственных цехах, где температурный режим менее жестко контролируется и поддерживается, то обычно в гидросистемах используются масла со сравнительно высокой вязкостью 25 – 40 сСт при температуре 50 °С.

В летательных аппаратах, наземных и водных транспортных средствах, в мобильных гидрофицированных сельскохозяйственных и дорожно-строительных машинах, гидрофицированных подъемно-транспортных устройствах, вибрационных источниках сейсмических сигналов чаще всего используются жидкости, сменяемые в зависимости от времени года или климатической зоны. В последние годы индустрия рабочих жидкостей достигла больших успехов: появились всесезонные масла, которые эффективно используются в гидроприводах машин круглый год (например, масло всесезонное гидравлическое ВМГЗ по ТУ 38.101479-86). Масло ВМГЗ в настоящее время широко применяется в испытательной технике, в системах гидропривода и управления дорожно-строительных машин, лесозаготовительных и подъемно-транспортных машинах, гидросистемах вибрационных источников сейсмических сигналов и других гидрофицированных машин, эксплуатируемых на открытом воздухе при рабочей температуре масла (в момент пуска) от – 55 °С до +80 °С в установившемся режиме работы гидропривода.

Масло ВМГЗ делится на две категории: высшую (ОКП 02 5373 0401) и первую (ОКП 02 5372 0402) и представляет собой в основе очищенную сернистую нефть с комплексом присадок, обеспечивающих вязкостные, антиокислительные, противоизносные, антикоррозионные и низкотемпературные и антипенные свойства. Масла ВМГЗ обеих категорий должны соответствовать техническим условиям, приведенным в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Технические условия на масло всесезонное гидравлическое (ВМГЗ)

Наименование показателей	Нормы по маркам	
	масло ВМГЗ высшей категории ОКП 02 5372 0401	масло ВМГЗ высшей категории ОКП 02 5373 0402
1	2	3
1. Вязкость кинематическая, мм ² /с при 50°С, не менее	10	10
при минус 40°С, не более	1500	1600
2. Индекс вязкости, не менее	160	130
3. Кислотное число масла без присадок, мг КОН на 1г масла, не более	0,05	0,05

Продолжение табл. 2.4

1	2	3
4. Зольность, %, не более	0,2	0,2
5. Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие	Отсутствие
6. Содержание механических примесей	Отсутствие	Отсутствие
7. Содержание воды	Отсутствие	Отсутствие
8. Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С, не ниже	135	135
9. Температура застывания, °С, не ниже	Минус 60	Минус 60
10. Испытание на коррозию	Выдерживает	Выдерживает
11. Изменение веса резины марки УИИ-1 ЕТР № 01-65 после воздействия масла в течение 72 часов при 80 °С, %	4 – 7,5	4 – 7,5
12. Плотность при 20 °С, г/см ³ , не более	0,865	0,865

Весьма широкий класс рабочих жидкостей составляют турбинные масла, применяемые в системах управления современных турбин, с одновременным их использованием в качестве связывающих жидкостей.

Технические требования, предъявляемые к турбинным маслам, устанавливаются ГОСТ 32-74, которые приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Технические требования, предъявляемые к турбинным маслам ГОСТ 32-74

Наименование показателей	Нормы для марок			
	T ₂₂	T ₃₀	T ₄₆	T ₅₇
1. Вязкость кинематическая при 50 °С, сСт	20 – 23	28 – 32	44 – 48	55 – 59
2. Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более	0,02	0,02	0,02	0,05
3. Стабильность против окисления				
- осадок после окисления, %, не более	0,10	0,10	0,10	-
- кислотное число после окисления, мг КОН на 1 г масла, не более	0,35	0,35	0,35	-

Продолжение табл. 2.5

Наименование показателей	Нормы для марок			
	T ₂₂	T ₃₀	T ₄₆	T ₅₇
4. Зольность, %, не более	0,005	0,005	0,010	0,030
5. Число деэмульсации, мин, не более	5	5	5	5
6. Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие			
7. Содержание механических примесей	Отсутствие			
8. Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С, не ниже	180	180	195	195
9. Температура застывания, °С, не выше	минус 15	минус 10	минус 10	-
10. Натровая проба в кювете 10 мм, не более	2,0	2,0	2,0	2,0
11. Прозрачность при 0 °С	Прозрачно			
12. Индекс вязкости, не менее	70	65	60	70
13. Испытание на коррозию медных пластинок, 3ч, 100 °С	Выдерживает			
14. Цвет в единицах ЦНТ, не более	2,0	2,5	3,0	4,5
15. Плотность при 20 °С, г/см ³ , не более	0,9000	0,9000	0,9050	0,900

В гидросистемах промышленного оборудования (металлорежущих станков, гидравлических прессов, гидрофицированных подъемно-транспортных средств и др.) широко применяются в качестве рабочих жидкостей индустриальные масла по ГОСТ 20799-88. Технические требования, предъявляемые к индустриальным маслам по данному стандарту, приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Технические требования, предъявляемые к индустриальным маслам (ГОСТ 20799-88)

Наименование показателей	Норма для марки							
	И-5А	И-8А	И-12А	И-12А ₁	И-20А	И-30А	И-40А	И-50А
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Кинематическая вязкость при 40 °С, мм ² /с	6-8	9-11	13-21	13-21	25-35	41-51	51-75	75-95

Продолжение табл. 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2. Кислотное число мг КОН на 1г масла, не более	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,05	0,05	0,05
3. Зольность, %, не более	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
4. Массовая доля серы в маслах из сернистых нефтей, %, не более	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1
5. Содержание механических примесей	Отсутствие							
6. Содержание воды	Следы							
7. Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не более	870	880	880	880	890	890	900	910
8. Температура застывания, °С, не выше	-18	-15	-15	-30	-15	-15	-15	-15
9. Цвет на колориметре ЦНТ, единицы ЦНТ, не более	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	3,5	4,5	6,5
10. Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С, не ниже	120	130	170	165	180	200	200	215
11. Стабильность против окисления -приращение кислотного числа окисленного масла, мг КОН на 1г масла, не более	0,30	0,30	0,20	0,20	0,30	0,40	0,40	0,40
-приращение смол, %, не более	1,5	1,5	1,5	1,5	3,0	3,0	3,0	3,0

Продолжение табл. 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
12. Содержание растворителей в маслах селективной очистки	отсутствие							
13. Содержание водорастворимых кислот и щелочей в маслах щелочной очистки	Отсутствие	-	-	-	-	-	-	-

ГОСТ 17479.4-87 устанавливает обозначения промышленных масел, которые следует четко различать разработчикам гидрофицированного промышленного оборудования.

В табл. 2.7 и 2.8 приведена классификация промышленных масел по группам и подгруппам и дается рекомендуемая область их применения.

Таблица 2.7

Классификация промышленных масел по группам

Группа масла	Рекомендуемая область назначения
Л	Легко нагруженные узлы (шпиндели, подшипники и сопряженные с ними соединения)
Г	Гидравлические системы
Н	Направляющие скольжения
Т	Тяжело нагруженные узлы (зубчатые передачи)

Таблица 2.8

Классификация промышленных масел по подгруппам

Подгруппа масла	Состав масла	Рекомендуемая область применения
1	2	3
А	Нефтяные масла без присадок	Машины и механизмы промышленного оборудования, условия работы которых не предъявляют особых требований к антиокислительным и антикоррозионным свойствам масел

Продолжение табл. 2.8

1	2	3
В	Нефтяные масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками	Машины и механизмы промышленного оборудования, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным и антикоррозионным свойствам масел
С	Нефтяные масла с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками	Машины и механизмы промышленного оборудования, содержащие антифрикционные сплавы цветных металлов, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным, антикоррозионным и противоизносным свойствам масел
Д	Нефтяные масла с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками	Машины и механизмы промышленного оборудования, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным, антикоррозионным, противоизносным и противозадирным свойствам масел
Е	Нефтяные масла с антиокислительными, адгезионными, противоизносными, противозадирными и противоскачковыми присадками	Машины и механизмы промышленного оборудования, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным, адгезионным, противоизносным, противозадирным и противоскачковым свойствам масел

Данный стандарт также устанавливает классы индустриальных масел по вязкости (см. табл. 2.9).

Таблица 2.9

Классы индустриальных масел по вязкости

Класс вязкости	Кинематическая вязкость при температуре 40 °С, мм ² /с (сСт)	Класс вязкости	Кинематическая вязкость при температуре 40 °С, мм ² /с (сСт)
1	2	3	4
2	1,9 – 2,5	68	61,0 – 75,0
3	3,0 – 3,5	100	90,0 – 110,0

Продолжение табл. 2.9

1	2	3	4
5	4,0 – 5,0	150	135 – 165
7	6,0 – 8,0	220	198 – 242
10	9,0 – 11,0	320	288 – 352
15	13,0 – 17,0	460	414 – 506
22	19,0 – 25,0	680	612 – 748
32	29,0 – 35,0	1000	900 – 1100
46	41,0 – 51,0	1500	1350 – 1650

В качестве примера можно раскрыть обозначение одного из индустриальных масел И-ГН-Е68:

И – индустриальное;

ГН – масло для гидросистемы и направляющих скольжения;

Е – масло с антиокислительными, адгезионными, противоизносными, противозадирными и противоскачковыми присадками для машин и механизмов промышленного оборудования с повышенными требованиями к условиям работы;

68 – класс вязкости.

В электрогидравлических системах летательных аппаратов, в гидравлической испытательной технике и стендовом оборудовании широко используется минеральное масло АМГ-10 по ГОСТ 6794-75.

При выборе рабочей жидкости для ЭГС летательных аппаратов следует руководствоваться следующими исходными требованиями [3]:

1. Малое изменение вязкости в широком диапазоне температур – от -60°C до $+140^{\circ}\text{C}$.

2. Хорошие смазочные свойства и способность сохранять их в широком диапазоне температур и давлений.

3. Отсутствие примесей, приводящих к коррозии механизмов и разрушению уплотнений.

4. Высокие температуры вспышки.

5. Большой срок использования в условиях нагрева, высоких давлений и попадания воды.

6. Большой по величине модуль упругости.

7. Малая токсичность.

8. Простота производства и низкая стоимость.

9. Низкое давление насыщенных паров и высокая температура кипения.

10. Совместимость с другими видами жидкостей и специальных присадок.

Основные стандартные требования к минеральному маслу АМГ-10 приведены в табл. 2.10.

Таблица 2.10

Основные требования к минеральному маслу АМГ-10

Наименование показателей	Нормы
1. Внешний вид	Прозрачная, однородная жидкость красного цвета
2. Температура начала кипения, °С, не ниже	210
3. Вязкость кинематическая, мм ² /с (сСт)	
- при 50 °С, не менее	10
- при минус 50 °С, не более	1250
4. Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более	0,03
5. Испытание на коррозию	Выдерживает
6. Термоокислительная стабильность и коррозионная активность при 125 °С в течение 100 ч	
- кинематическая вязкость после окисления при 50 °С, мм ² /с, не менее	
- кислотное число после окисления, мг КОН на 1 г масла, не более	9,5
- весовой показатель коррозии при испытании металлических пластинок, мг/см ² в течение 50 ч	0,15
- кинематическая вязкость после окисления, мм ² /с (сСт) при 50 °С	±0,1
при минус 50 °С	Не нормируется
- кислотное число после окисления, мг КОН на 1 г масла	Определение обязательно
- весовой показатель коррозии при испытании металлических пластинок, мг/с	то же
	"-
7. Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие
8. Массовая доля механических примесей, %, не более	0,003
9. Содержание воды	Отсутствие
10. Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С, не ниже	93
11. Температура застывания, °С, не выше	минус 70
12. Качество пленки масла после нагревания его при температуре 65±1°С в течение 4 ч	Пленка не должна быть твердой и липкой по всей поверхности пластинки
13. Стабильность вязкости после озвучивания масла на ультразвуковой установке УЗДН-1 или УЗДН-2Т в течение 50 мин, %, не более	42
14. Плотность при 20 °С, г/см ³ , не более	0,850

ГЛАВА 3

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

3.1. Типовые электромеханические преобразователи ЭГУ

Электромеханические преобразователи (ЭМП) в составе ЭГУ служат для преобразования входного маломощного электрического сигнала в поступательное или угловое перемещение входного звена гидроусилителя.

Основные принципы, на основе которых строятся ЭМП, следующие [18, 19, 20]:

- магнитоэлектрический, основанный на взаимодействии между магнитным полем постоянного магнита и электрическим током обмотки управления;
- электромагнитный, использующий взаимодействие магнитного поля обмотки управления с ферромагнитным якорем;
- электродинамический, основанный на взаимодействии между магнитным полем обмотки возбуждения с постоянным током и электрическим током обмотки управления;
- индукционный, использующий взаимодействие переменного в пространстве или во времени магнитного поля с электрическим током, индуцированным им в короткозамкнутой обмотке управления (полом немагнитном или ферромагнитном роторе);
- магнитострикционный, использующий свойство магнитных материалов изменять свои размеры под действием магнитного поля;
- пьезоэлектрический, использующий явление пьезоэлектрического эффекта (возникновение деформаций в некоторых анизотропных диэлектриках и полупроводниках под действием электрического поля).

ЭМП характеризуются следующими основными техническими параметрами:

- верхней рабочей частотой f и частотой первого резонанса $f_{1рез}$ (для электродинамических преобразователей);
- амплитудой перемещения x_m и усилием F_m (для электромагнитных и электродинамических ЭМП);
- массой якоря $m_{як}$ и преобразователем m .

Кроме указанных величин используется также ряд параметров, характеризующих относительные силовые, массовые и динамические показатели ЭМП. К ним относятся:

- относительные (удельные) электромагнитные момент $M_0 = \frac{M_{II}}{P_{ПОТР}}$ и усилие $F_0 = \frac{F_{II}}{P_{ПОТР}}$,

где $P_{ПОТР}$ – потребляемая мощность;

- значения электромагнитных момента $\frac{M_{II}}{m}$ ($\frac{M_{II}}{m_{як}}$) и усилия $\frac{F_{II}}{m}$ ($\frac{F_{II}}{m_{як}}$), приходящихся на единицу массы ЭМП (якоря);

- собственные угловое $\varphi_0 = \frac{M_{II}}{J_{як}}$ и линейное $a_0 = \frac{F_{II}}{m_{як}}$ ускорения,

где $J_{як}$ – момент инерции якоря.

ЭМП магнитоэлектрического типа обладают почти линейной зависимостью электромагнитного момента от управляющего сигнала, постоянной времени 0,5...20 мс, удельным моментом до 0,04 Нм/Вт.

ЭМП электромагнитного типа имеют нелинейную зависимость электромагнитного момента от управляющего сигнала, а в остальном имеют те же характеристики, что и ЭМП магнитоэлектрического типа, хотя последние конструктивно значительно сложнее. ЭМП электродинамического и индукционного типа обладают практически линейными зависимостями момента от управляющего сигнала, малыми постоянными времени 1...20 мс, малым удельным моментом – около 0,001 Нм/Вт.

ЭМП пьезоэлектрического и магнитострикционного типа обладают высокой рабочей частотой – до 30000 Гц и малой амплитудой перемещения – около 10^{-6} м.

Наибольшее распространение в ЭГУ получили преобразователи двух типов: электромагнитного и электродинамического. Преобразователи обеих типов классифицируются также: по направлению перемещения якоря на две группы – вдоль линий индукции магнитного поля и поперек линий индукции магнитного поля; по виду источников поляризуемого поля – поляризованные с обмотками поляризации и поляризованные с постоянными магнитами.

Конструктивная схема преобразователя электродинамического типа с перемещением управляющей обмотки поперек линий индукции магнитного поля приведена на рис. 3.1.

Преобразователь состоит из сердечника 1, магнитопровода 2, обмотки подмагничивания 3, управляющей обмотки 4, штока 5 и двух центрирующих пружин 6 и 7. Вместо обмотки подмагничивания в ЭМП этого типа может применяться постоянный магнит. Принцип работы ЭМП заключается в следующем. При отсутствии тока в управляющей обмотке шток удерживается в нейтральном положении с помощью пружинных элементов. При подаче тока в управляющую обмотку ЭМП создается магнитный

поток, который взаимодействует с радиальным магнитным потоком в зазоре с управляющей катушкой, созданным обмоткой подмагничивания. В результате взаимодействия возникает электродинамическая сила, которая смещает управляющую обмотку со штоком вверх или вниз в зависимости от направления тока в управляющей катушке.

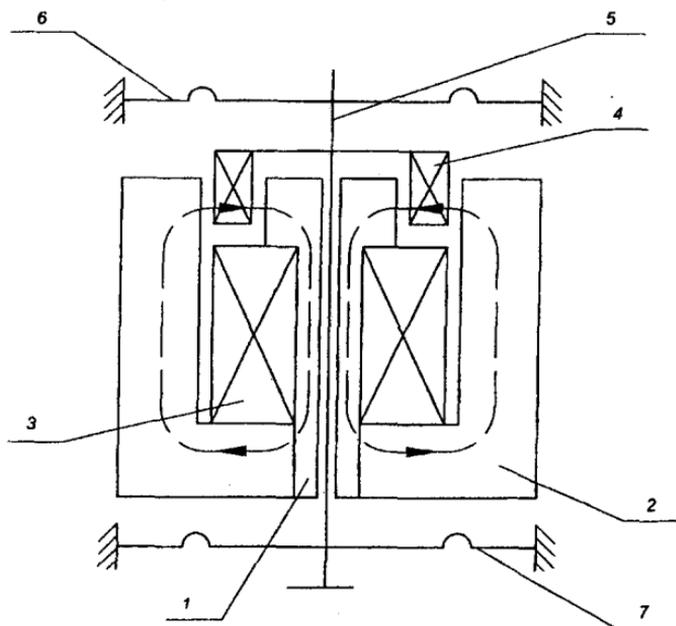


Рис. 3.1. ЭМП электродинамического типа

ЭМП электродинамического типа применяются в случаях, когда предъявляются повышенные требования к линейности статических характеристик и к величине максимального перемещения.

Конструктивная схема ЭМП электромагнитного типа с поляризацией постоянными магнитами и перемещением якоря вдоль линий индукции магнитного поля представлена на рис. 3.2.

Преобразователь работает следующим образом. При отсутствии тока в управляющей обмотке якорь ЭМП находится в нейтральном положении. При подаче тока в обмотку ЭМП создается магнитный поток, который суммируется с одинаково направленным поляризующим потоком, созданным постоянным магнитом в одном из стержней магнитопровода, и вычитается с разнонаправленным потоком в другом. Как следствие, якорь ЭМП отклоняется от своего нейтрального положения на угол, пропорциональ-

ный силе тока в управляющей катушке, и в направлении, соответствующем направлению тока в катушке.

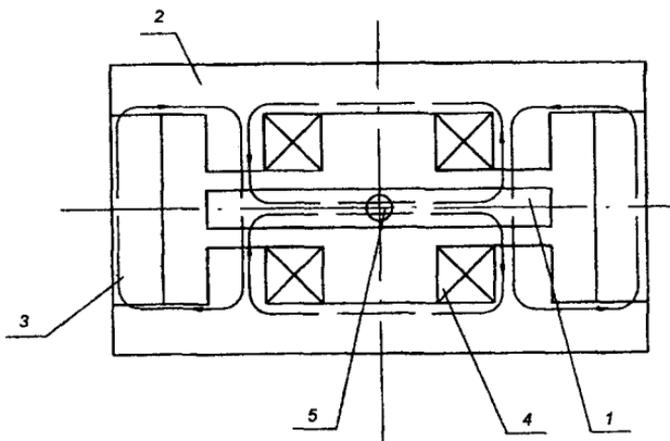


Рис. 3.2. Конструктивная схема ЭМП электромагнитного типа: 1 – якорь; 2 – магнитопровод; 3 – постоянные магниты; 4 – обмотка управления; 5 – упругий элемент (торсион)

ЭМП электромагнитного типа применяются в случаях, когда требуется малое перемещение якоря, надежность, небольшой вес и простота конструкции ЭМП. Также при этой конструктивной схеме, в случае управления усилителем типа «сопло – заслонка», достигается герметичное разделение электрической и гидравлической частей ЭГУ.

3.2. Датчики перемещений. Основные типы и конструкции

В промышленности для измерения параметров линейного перемещения наиболее широкое распространение получили преобразователи следующих типов: емкостные, индуктивные, трансформаторные, индукционные [21, 22].

Емкостный преобразователь представляет собой конденсатор, электрические параметры которого изменяются при изменении входной величины. В состав конденсатора входят два электрода, к которым присоединены выходные концы. Пространство между электродами наполнено диэлектриком. При взаимном изменении положения электродов или при изменении диэлектрической проницаемости среды, находящейся в межэлектродном пространстве, изменяется емкость конденсатора.

Наиболее широко в качестве емкостного преобразователя используется плоский конденсатор (см. рис. 3.3). Емкость плоского конденсатора определяется следующим выражением:

$$C = \frac{\epsilon_r \epsilon_0 S}{\delta},$$

где ϵ_0 – электрическая постоянная; ϵ_r – относительная проницаемость диэлектрика; δ – расстояние между электродами; S – их площадь.

Чувствительность такого преобразователя увеличивается с уменьшением расстояния между электродами δ .

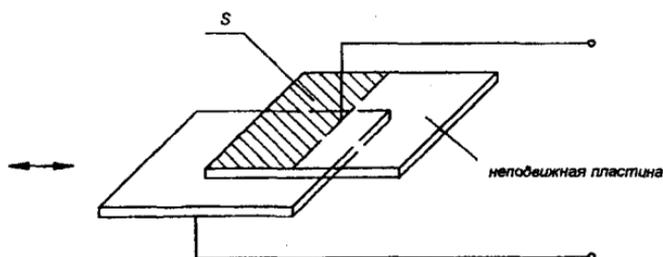


Рис. 3.3. Емкостный преобразователь с прямоугольными пластинами

Существует также емкостный преобразователь с переменной диэлектрической проницаемостью (см. рис. 3.4), который получается путем перемещения диэлектрической пластины в зазоре плоского конденсатора. Его емкость определяется как емкость двух параллельно включенных конденсаторов. Часть электродов и диэлектрическая пластина образуют один конденсатор C_1 , а оставшаяся часть электродов с межэлектродным пространством, не заполненным пластиной, другой, C_2 конденсатор.

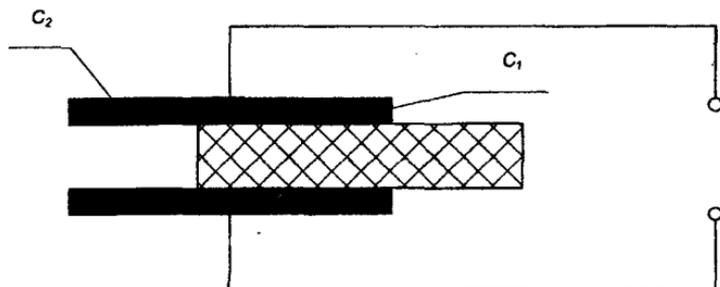


Рис. 3.4. Емкостный преобразователь с переменной диэлектрической проницаемостью

Емкостные преобразователи обладают рядом достоинств и недостатков, определяющих область их эффективного применения. Преобразователь прост по конструкции, имеет малые размеры и массу. Конструкция подвижных электродов может быть выполнена достаточно жесткой, что позволяет измерять высокочастотные переменные величины. К основным недостаткам следует отнести их малую емкость и высокое сопротивление.

Индуктивный преобразователь представляет собой ферромагнитный плунжер 1 и катушку индуктивности 2, индуктивность которой изменяется при относительном перемещении плунжера (см. рис. 3.5). Индуктивность преобразователя достигает своего максимального значения при среднем положении плунжера.

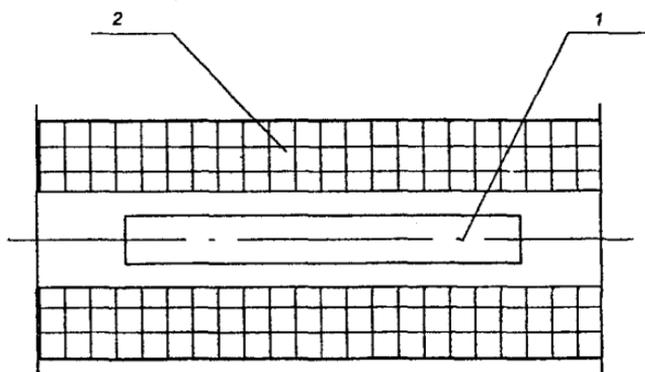


Рис. 3.5. Индуктивный преобразователь

Одинарные индуктивные преобразователи имеют ряд недостатков: нелинейность функции преобразования; большие погрешности, вызванные температурным изменением активного сопротивления обмотки и т.д. Этим недостаткам в значительной степени лишены дифференциальные преобразователи (рис. 3.6), которые состоят из двух одинаковых преобразователей, имеющих общий подвижный элемент. При перемещении плунжера одна из индуктивностей 1 возрастает, а другая — уменьшается.

Трансформаторный преобразователь представляет собой трансформатор, в котором изменение входного сигнала влечет за собой изменение взаимной индуктивности, что приводит к изменению вторичного, выходного напряжения. Преобразователи трансформаторного типа конструктивно аналогичны индуктивным, отличие заключается в наличии вместо одной обмотки двух. Преобразователь состоит из подвижного ферромагнитного плунжера 1, питающей обмотки 2 и обмотки выходного напряжения 3 (рис. 3.7).

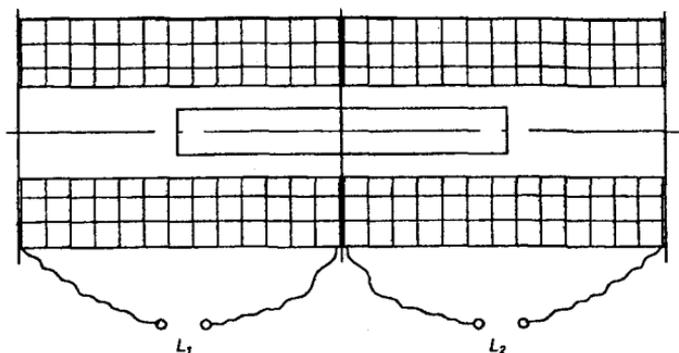


Рис. 3.6. Дифференциальный преобразователь

Принцип действия индукционного преобразователя основан на законе электромагнитной индукции. При изменении входной величины изменяется потокосцепление ψ катушки, входящей в состав преобразователя, с внешним по отношению к катушке магнитным полем и в катушке наводится ЭДС. Индукционные преобразователи служат для преобразования линейной скорости перемещения катушки относительно поля в ЭДС, при этом ЭДС преобразователя пропорциональна скорости. Преобразователи данного типа генерируют ЭДС только при перемещении катушки в магнитном поле, поэтому применяются для преобразования скорости в небольших диапазонах.

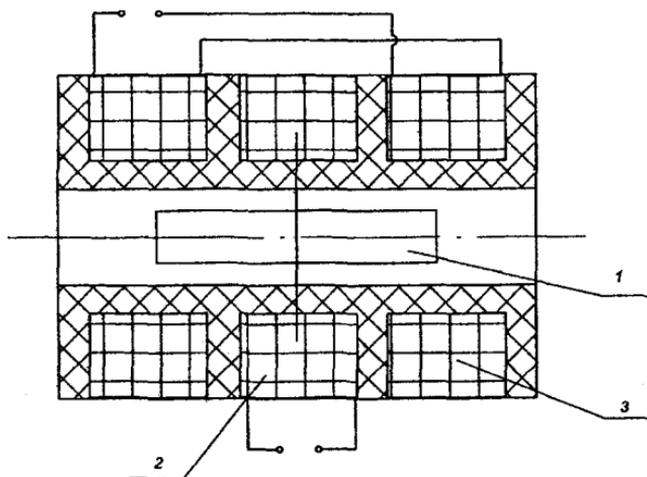


Рис. 3.7. Трансформаторный преобразователь

Типичная конструктивная схема преобразователя показана на рис. 3.8. В состав преобразователя входит кольцевой магнит 1, вставленный в стальное ярмо 2. Магнитный поток постоянного магнита проходит по цилиндрическому сердечнику через воздушный зазор и полюсный наконечник 3. В воздушном цилиндрическом зазоре находится катушка 4 с возможностью поступательного перемещения.

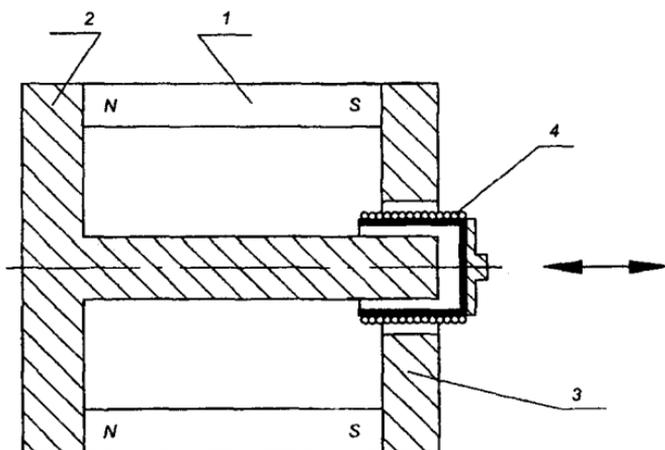


Рис. 3.8. Индукционный преобразователь

В качестве преобразователей линейного перемещения и скорости в ЭГУ наиболее широкое распространение получили преобразователи двух типов: трансформаторного и индукционного.

ГЛАВА 4

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ОДНО- И МНОГОКАСКАДНЫХ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСИЛИТЕЛЕЙ

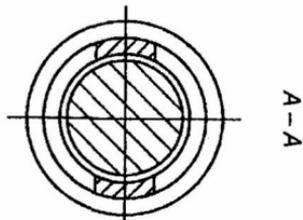
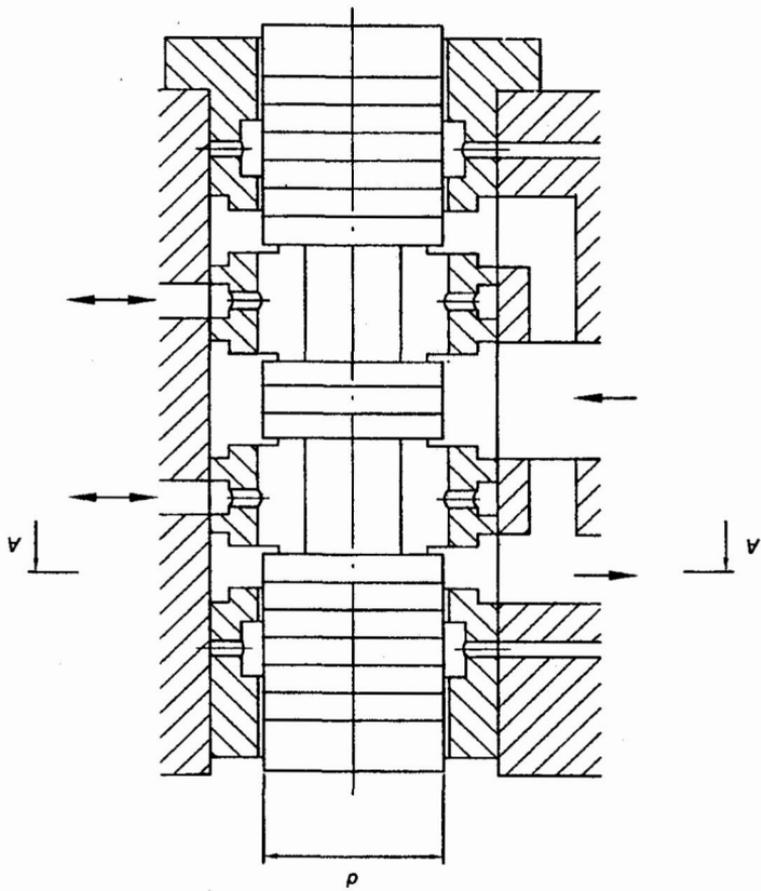
4.1. Математическая модель двухкаскадного электрогидравлического усилителя типа «золотник – золотник»

В качестве распределительно-управляющего устройства в управляющем каскаде ЭГУ этого типа используется золотниковый гидрораспределитель, который представляет собой систему переменных дросселей, включенных по схеме гидравлического мостика [9, 10]. Золотниковые гидрораспределители различают по степени начального открытия дросселирующей щели в нейтральном положении золотника (золотники с отрицательным, нулевым и положительным перекрытием), по количеству управляемых дросселей (одно-, двух- и четырехдроссельные золотники), по форме концевых поясков золотника. По конструктивному выполнению золотники делятся на цилиндрические и плоские.

Наибольшее распространение в ЭГУ получили четырехщелевые (четырёхдроссельные) цилиндрические золотники (рис. 4.1, а). Поперечное сечение такого золотника выполняют круглым для обеспечения простоты подгонки сопряженных цилиндрических поверхностей золотника и втулки, а также для уравнивания золотника во втулке под действием гидростатических сил. Золотник устанавливается во втулку с радиальным зазором δ , зависящим от диаметра d и длины золотника, а также принятой технологии изготовления золотниковой пары. Обычно принимают при диаметре золотника меньшим 20 мм радиальный зазор, равный 3-6 мкм, при диаметре золотника 20-40 мм зазор 4-7,5 мкм.

Величина радиального зазора выбирается наименьшей с целью получения линейной характеристики управления, малых утечек жидкости и высокого КПД, однако достаточной для обеспечения свободного перемещения золотника при отключенном давлении питания. Недостатком конструкции золотниковой пары является заклинивание золотника вследствие жесткости корпуса при попадании механических примесей масла в радиальный зазор, что может привести к аварийной ситуации. В большинстве случаев важное значение имеет перекрытие золотника. Небольшое по величине перекрытие золотника $(2-3)\delta$ уменьшает перетечки и утечки жидкости в нейтральном положении золотника, увеличивает КПД.

a)



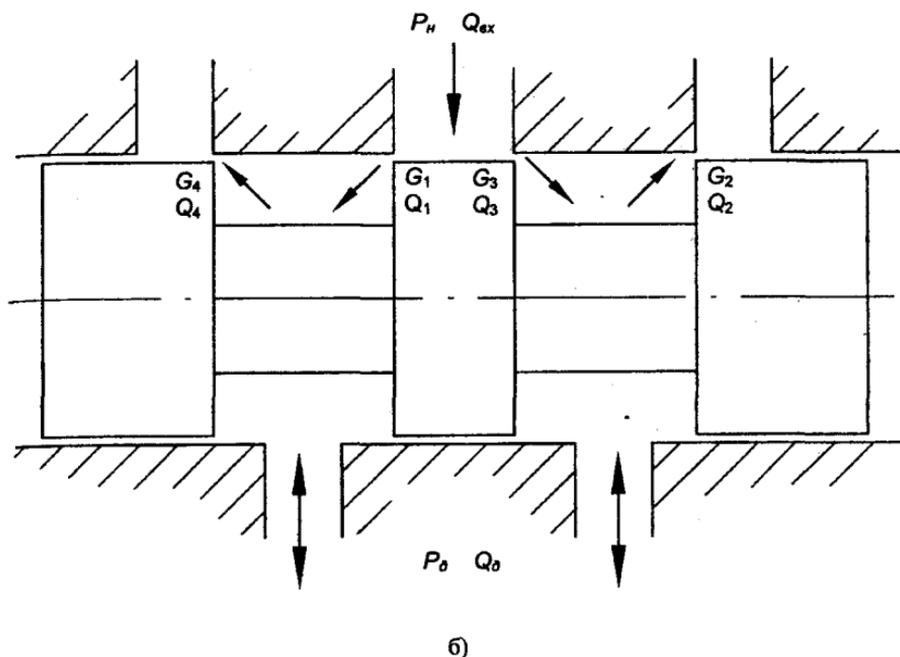


Рис. 4.1. Схемы золотникового механизма: а — конструктивная; б — принципиальная

Рабочая щель золотника круглой формы образуется кромкой пояска плунжера золотника и охватывающим поясок окном втулки или корпуса (см. рис. 4.1, а). Рабочие щели золотниковой пары выполняются строго симметричными с целью обеспечения гидростатического уравнивания золотника в радиальном направлении от действия сил давления жидкости. Для уменьшения влияния радиальных гидростатических сил в четырехщелевых золотниках давление питания подводится к среднему пояску золотника.

Обычно цилиндрический золотник размещается в промежуточной втулке, которая выполняется цельной или состоит из колец, однако в некоторых случаях, например, в ЭГУ фирмы «Моог» (США) золотник размещен непосредственно в корпусе, тем самым достигается компактность конструкции. Наличие цельной втулки позволяет упростить получение прямолинейности оси по внутреннему диаметру, тем самым обеспечивается более высокое качество работы золотника во втулке и, кроме того, позволяет извлекать из корпуса втулку для доводочных работ и устранения заусенцев, притуплений и выкрашиваний на кромках, образующих рабочие

щели. При проектировании диаметры золотников выбираются в пределах 8–40 мм, однако, если диаметр золотника меньше 8 мм, то усложняется изготовление внутреннего отверстия втулки, и если диаметр золотника более 40 мм, то сложно согласовать с достаточной точностью втулку и плунжер золотника. Наименьший размер перемычки в окнах прямоугольной формы составляет, из условий жесткости втулки, 5–10 мм в зависимости от величины диаметра золотника. Если же втулка составлена из плоских колец, запрессованных в корпус, то рабочие щели обычно выполняются круглыми. Наборная втулка позволяет получить максимальную длину рабочей щели для данного диаметра золотника, а также возможность изготовления втулки и золотника по допускам вследствие высокой точности изготовления каждого кольца ($\pm 0,002$ мм). Недостатком этой конструкции втулки является необходимость проведения притирки внутреннего диаметра втулки в сборе с корпусом и тщательной запрессовки для исключения несоответствия расстояний между рабочими кромками втулки и плунжера золотника.

В четырехдроссельном золотнике (см. рис. 4.1, б) используются четыре дросселирующие щели, имеющих гидравлические проводимости: G_1 , G_2 , G_3 , G_4 с расходами Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 , соответственно. К золотнику подводится давление p_n и расход $Q_{ак}$, давление на сливе p_{ca} . Проводимости G_1 и G_2 включаются последовательно с гидродвигателем при смещении золотника в одном направлении, а проводимости G_3 и G_4 – при смещении в противоположном направлении. Гидравлическая схема золотника при переходе к гидравлическим проводимостям G представляет собой гидравлический мостик (см. рис. 4.2) с четырьмя регулируемыми гидравлическими сопротивлениями, представляющими собой управляемые дроссели (G_1 , G_2 , G_3 и G_4) и включенной в диагональ мостика нагрузки – гидродвигателя, с перепадом давления p_D на нем и расходом Q_D в диагонали моста.

Подвод и отвод жидкости от дросселирующих щелей осуществляется по внутренним каналам золотника с гидравлической проводимостью $G_{кан}$, расход приходящийся на перетечки в золотнике обозначен через $Q_{пер}$. При малых смещениях золотника от своего нейтрального положения в диагонали мостика появляется расход жидкости в результате изменения гидравлического сопротивления четырех проводимостей: G_1 , G_2 , G_3 и G_4 . При больших перемещениях золотника сопротивление двух дросселирующих щелей, например, G_1 и G_2 уменьшается, а двух других (G_3 и G_4) увеличивается настолько, что их влиянием на работу золотника можно пренебречь.

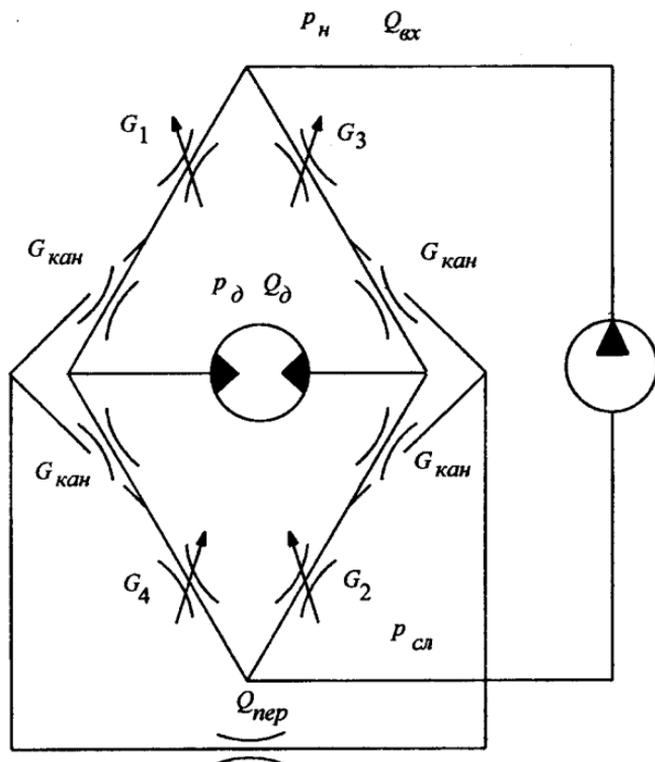


Рис. 4.2. Схема гидравлического мостика

Рабочие процессы в реальном золотнике описываются сложными нелинейными уравнениями, которые упрощаются при идеализации его геометрических и конструктивных параметров.

Идеальным считается золотник, у которого:

- симметричны геометрические размеры относительно поперечных осей;
- гидравлические проводимости G_1 и G_2 , а также G_3 и G_4 при равных значениях смещения золотника одинаковы;
- радиальный зазор, перекрытие, перетечки жидкости и сопротивление внутренних каналов малы и ими можно пренебречь;
- отсутствует ограничение гидравлических проводимостей щелей и расхода жидкости.

Обобщенная гидравлическая характеристика золотника выражает зависимость расхода жидкости в диагонали моста от сигнала управления и давления нагрузки.

Расход жидкости управляемого дросселя идеального золотника выглядит следующим образом:

$$Q = \mu\varphi\pi dx \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad \text{или} \quad Q = G(x)\sqrt{\Delta p}, \quad (4.1)$$

где $G(x) = \mu\varphi\pi dx \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – гидравлическая проводимость дросселирующей щели при смещении золотника на величину x [м⁵/кг]; μ – коэффициент расхода [1]; φ – коэффициент рабочей щели [1]; ρ – плотность рабочей жидкости [кг/м³]; d – диаметр золотника [м]; Δp – перепад давления на нагрузке [Н/м²].

Рассматривая систему уравнений расхода в четырех управляемых дросселях идеального золотника можно получить обобщенную гидравлическую характеристику золотника [8]:

$$Q_o = G_m \frac{x}{x_m} \sqrt{\frac{1}{2} (p_{num} - p_o \operatorname{sign} x)}, \quad (4.2)$$

где $G_m = \mu\varphi\pi dx_m \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – максимальное значение гидравлической проводимости рабочей щели [м⁵/кг]; x_m – максимальное перемещение золотника [м]; $p_{num} = p_u - p_{cl}$ – давление питания [Н/м²]; $\operatorname{sign} x = \frac{x}{|x|}$ – функция Кронекера;

$$\operatorname{sign} x = 1 \quad \text{при} \quad x > 0,$$

$$\operatorname{sign} x = -1 \quad \text{при} \quad x < 0.$$

Если ввести обозначение безразмерных параметров давления $\bar{p}_o = \frac{p_o}{p_{num}}$, расхода $\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{G_m \sqrt{p_{num}}}$ и перемещения золотника $\bar{x} = \frac{x}{x_m}$, и, учитывая, что $G = \bar{x} G_m$, запишем предыдущую формулу в безразмерных параметрах:

$$\bar{Q}_o = \bar{x} \sqrt{\frac{1}{2} (1 - \bar{p}_o \operatorname{sign} \bar{x})}. \quad (4.3)$$

Графически уравнение представляет собой семейство парабол (рис. 4.3) при различных значениях \bar{x} с вершиной в точке, соответствующей давлению питания.

Физический смысл парабол, изображенных на рис. 4.3, заключается в зависимости расхода в диагонали золотника от давления нагрузки при фиксированном открытии дросселирующей щели.

При работе золотника без нагрузки уравнение обобщенной гидравлической характеристики (4.2) преобразуется в уравнение статической характеристики регулирования расхода

$$Q = k_3 x, \quad (4.4)$$

где $k_3 = \mu \phi \pi d \sqrt{\frac{P_{\text{пит}}}{\rho}}$ — коэффициент усиления золотника по расходу $[м^2/с]$.

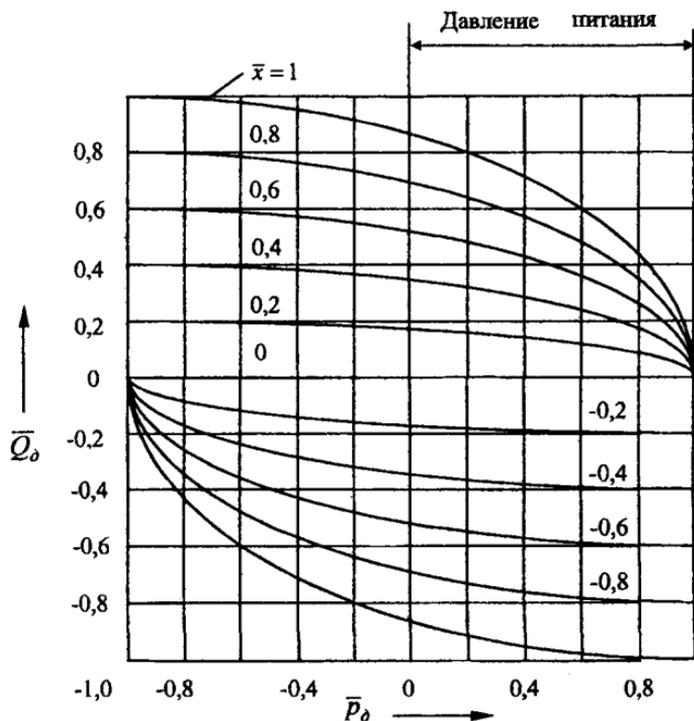


Рис. 4.3. Обобщенная гидравлическая характеристика идеального золотника

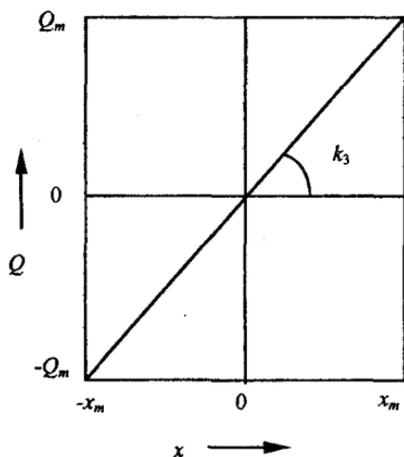


Рис. 4.4. Статическая характеристика расхода жидкости идеального золотника

При перемещении золотника на него действуют следующие осевые силы: инерционная, сила облитерационного залипания, сухого и вязкого трения, гидродинамические и упругие силы. Силу облитерационного залипания учесть сложно вследствие ее неустойчивости по величине и она возникает в случае, когда золотник и втулка продолжительное время остаются неподвижными. Силой сухого трения пренебрегают вследствие высокой точности изготовления золотниковой пары. При анализе статики и динамики ЭГУ наибольший интерес представляют инерционная сила, сила вязкого трения, гидродинамические и упругие силы.

Рассмотрим математическую модель ЭГУ на примере выпускаемого РНП УП «Сейсмотехника» серийно, как самостоятельное изделие, электрогидравлического усилителя «ПЭГ-350» типа «золотник – золотник» (см. рис. 1.24).

Принцип работы ЭГУ заключается в следующем. Входной сигнал подается на ЭМП, который преобразует входной электрический сигнал в пропорциональное ему перемещение якоря. Действие ЭМП основано на взаимодействии двух магнитных потоков: поляризирующего и управляющего. Поляризирующий магнитный поток создается постоянными магнитами, а управляющий магнитный поток создается за счет протекания электрического тока в катушках. Якорь перемещается вдоль силовых линий магнитного поля, перемещение якоря передается через тягу золотнику управляющего каскада, смещая его относительно нейтрального положения, в результате чего открывается дросселирующая щель, через которую рабочая жидкость из напорной магистрали поступает в одну из торцевых полостей золотника распределительного каскада, а другая торцевая полость соединяется со сливной магистралью. Под действием образовавшегося перепада давлений на торцах, золотник распределительного каскада начнет смещаться, соединяя одну из полостей гидравлического исполнительного механизма (ГИМ) с напорной магистралью, а другую полость – со сливной магистралью.

Напорные окна втулок золотниковых каскадов выполнены прямоугольной формы в виде проточек, что позволяет получать расход рабочей жидкости, пропорциональный смещению золотников, т.е. пропорциональный управляющему сигналу.

Расчет ЭГУ в статике сводится к определению потребного давления питания для обеспечения необходимого усилия на исполнительном механизме. Кинематический расчет ЭГУ осуществляется для определения конструктивных параметров золотников управляющего и распределительного каскадов, обеспечивающих потребный максимальный расход рабочей жидкости, потребляемый исполнительным механизмом, и максимальную мощность рабочей жидкости, подводимой к исполнительному механизму.

Основой кинематического расчета золотниковых каскадов ЭГУ является определение амплитуды колебания золотника на верхней рабочей частоте. При расчете пользуемся расходной характеристикой идеального золотникового каскада [9]:

$$y_0 = \frac{Q_0}{\mu \phi l d \sqrt{\frac{p_{пит} - \Delta p_n}{\rho}}},$$

где y_0 – амплитуда колебаний золотника на верхней рабочей частоте [м];

Q_0 – расход через золотник на верхней рабочей частоте [м³/с];

$p_{пит}$ – давление питания [Н/м²];

Δp_n – перепад давления на нагрузке [Н/м²].

При разработке и проектировании ЭГУ особенно важным является его поведение в динамике. Наиболее существенными для ЭГУ являются его амплитудная и фазовая частотные характеристики по перемещению выходного звена – золотника распределительного каскада. Исследования динамики ненагруженного ПЭГ типа «золотник-золотник» основываются на теории автоматического управления [20]. Аналитическая динамика основывается на математическом описании совместной работы ЭМП и гидроусилителя (ГУ) и представлении математической модели ЭГУ в виде передаточных функций в операторной форме [7, 8, 18, 19, 23-28]. При выводе математической модели применялись следующие допущения: зона нечувствительности ГУ мала и ею можно пренебречь, оба золотника – управляющего и распределительного каскадов – являются идеальными. Рассмотрим дифференциальные уравнения совместной работы ЭМП и ГУ:

– уравнение электрической цепи ЭМП:

$$U = IR + L \frac{dI}{dt} + N \frac{dx}{dt}, \quad (4.5)$$

где U – напряжение на входе ЭМП [В]; I – ток управления ЭМП [А]; R – суммарное активное электрическое сопротивление преобразователя, включающее потери в обмотке управления, а также внутреннее сопротивление электронного усилителя [Ом]; $L = \frac{\mu_0 S_n W_k^2}{\delta_0}$ – индуктивность обмотки

управления [Гн]; $N = \frac{\Phi_n W_k}{\delta_0}$ – коэффициент скоростной ЭДС [В с/м]; μ_0 – магнитная проницаемость среды [Гн/м]; S_n – площадь поперечного сечения полюса [м²]; W_k – число витков катушки управления ЭМП [1]; δ_0 – максимальный зазор в магнитной системе при нейтральном положении якоря [м]; Φ_n – магнитный поток постоянного магнита [Вб];

– уравнение сил, действующих на золотник управляющего каскада:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = AI + Bx - f \frac{dx}{dt} - C_{\text{тор}} x - C_{2\delta} x, \quad (4.6)$$

где m – приведенная к оси золотника масса якоря, тяги и золотника управляющего каскада [кг]; x – перемещение золотника управляющего каскада [м]; A – постоянная электромеханической связи [Н/А]; $A = N$; B – магнитная жесткость [Н/м]; $B = \frac{\Phi_n^2}{\mu_0 S_n \delta_0}$; f – коэффициент вязкого трения [Нс/м]; $C_{\text{тор}}$ – жесткость торсионов ЭМП [Н/м]; $C_{2\delta}$ – коэффициент гидродинамической жесткости [Н/м]; $C_{2\delta} = 1,63 \frac{\varphi}{360^\circ} d_y \frac{P_{\text{пит}}}{2}$ [12]; φ – коэффициент рабочей щели [1]; d_y – диаметр золотника управляющего каскада [м]; $P_{\text{пит}}$ – давление питания [Н/м²];

– уравнение расхода в диагонали гидравлического мостика золотника управляющего каскада на основании уравнения 4.4:

$$S_p \frac{dy}{dt} = k_{Qx} x, \quad (4.7)$$

где S_p – площадь поперечного сечения золотника распределительного каскада [м²]; y – перемещение золотника распределительного каскада [м]; k_{Qx} – коэффициент усиления по перемещению золотника управляющего каскада [м²/с];

$$k_{Qx} = \mu b_y \sqrt{\frac{P_{\text{пит}}}{\rho}};$$

где b_y – длина кромки рабочего окна золотника управляющего каскада [м];
 μ – коэффициент расхода [1]; ρ – плотность рабочей жидкости [кг/м³].

4.2. Амплитудно- и фазочастотные характеристики электрогидравлического усилителя

Преобразуем уравнения (4.5-4.7) по Лапласу при нулевых начальных условиях и получим систему уравнений в изображениях:

$$\left\{ \begin{array}{l} [U(s) - N_s x(s)] \frac{1}{R(1 + \frac{L}{R} s)} = I(s) \\ \left(\frac{m}{c} s^2 + \frac{f}{c} s + 1 \right) x(s) = \frac{A}{c} I(s) \\ y(s) = \frac{k_{\text{ЭУ}}}{S_p s} x(s), \end{array} \right. \quad (4.8)$$

где $c = C_{\text{тор}} + C_{\text{зд}} - B$.

Система уравнений в изображениях (4.8) и обратная связь по положению золотника распределительного каскада позволяют представить структурную схему ЭГУ в виде динамической системы с обратными связями (рис. 4.5). Передаточные функции отдельных звеньев этой системы приобретут вид:

– звено усилителя сигнала рассогласования:

$$W_1(s) = \frac{U_2(s)}{U_1(s)} = k_1, \quad (4.9)$$

где U_1 – напряжение на входе усилителя сигнала рассогласования [В];

U_2 – напряжение на выходе усилителя сигнала рассогласования [В];

k_1 – коэффициент усиления усилителя сигнала рассогласования [1];

– звено ЭМП:

$$W_2(s) = \frac{x}{U_3(s)} = \frac{k_2}{(T_2 s + 1) \left(\frac{m}{c} s^2 + \frac{f}{c} s + 1 \right)}, \quad (4.10)$$

где $k_2 = \frac{A}{Rc}$ – коэффициент усиления по перемещению золотника управляющего каскада [м/В];

$T_2 = \frac{L}{R}$ – электромагнитная постоянная времени обмотки управления [с];

– звено преобразования перемещения золотника управляющего каскада в перемещение золотника распределительного каскада:

$$W_3(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{k_3}{s}, \quad (4.11)$$

где $k_3 = \frac{k_{\text{ОХ}}}{S_p}$ – коэффициент усиления по перемещению золотника распределительного каскада [1];

– звено датчика перемещения золотника распределительного каскада:

$$W_8(s) = \frac{U_8(s)}{y(s)} = k_8, \quad (4.12)$$

где k_8 – коэффициент усиления датчика перемещения [В/м];

– звено усилителя сигнала датчика перемещения:

$$W_9(s) = \frac{U_9(s)}{U_8(s)} = \frac{k_9}{T_9 s + 1}, \quad (4.13)$$

где k_9 – коэффициент усиления усилителя сигнала датчика перемещения [1];

T_9 – постоянная времени усилителя сигнала датчика перемещения [с];

– звено потерь в ЭМП от влияния скоростной ЭДС:

$$W_{15}(s) = \frac{U_{15}(s)}{x(s)} = k_{15} s, \quad (4.14)$$

где U_{15} – потери напряжения в ЭМП [В];

$k_{15} = N$ – коэффициент усиления звена обратной связи [В/м].

Общая передаточная функция этой структурной схемы будет иметь вид:

$$W(s) = \frac{y(s)}{U_{\text{ex}}(s)} = \frac{W_1(s)W_2(s)W_3(s)}{1 + W_2(s)W_{15}(s) + W_1(s)W_2(s)W_3(s)W_8(s)W_9(s)}. \quad (4.15)$$

Подставив в полученное выражение общей передаточной функции $W(s)$ значения параметров ЭГУ «ПЭГ-350» и преобразовав его в частотную форму в результате счета на IBM Pentium прикладным пакетом Mathcad, получим амплитудную и фазовую частотные характеристики ЭГУ (рис. 4.6, 4.7).

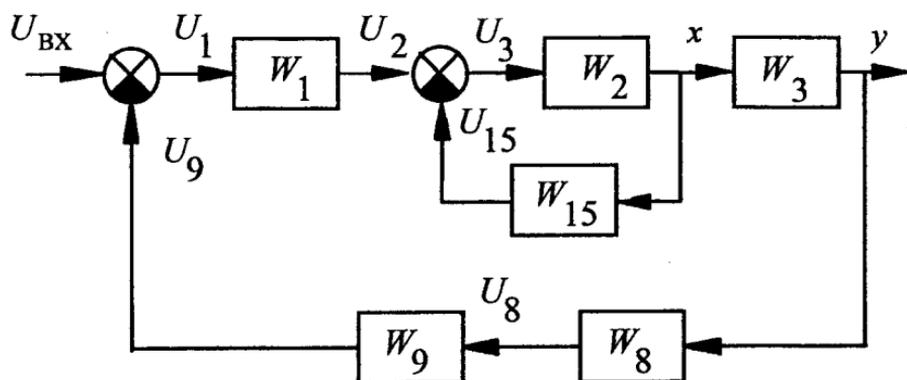


Рис. 4.5. Структурная схема ЭГУ типа «золотник – золотник»

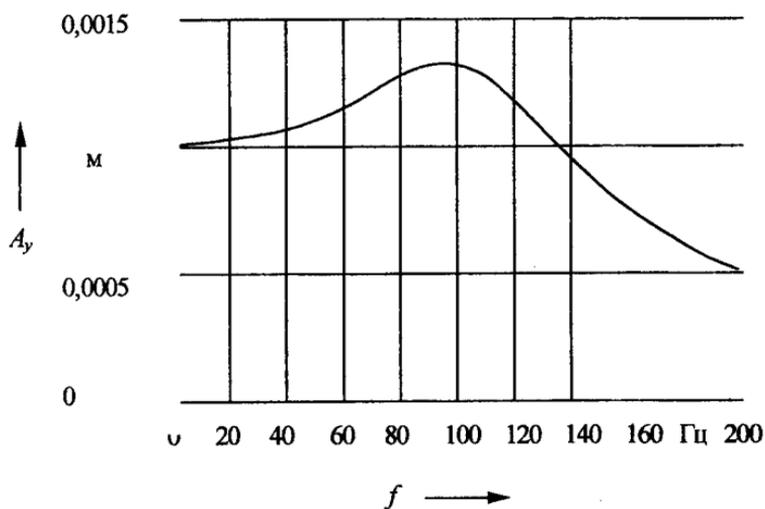


Рис. 4.6. Амплитудная частотная характеристика ЭГУ типа «золотник – золотник»

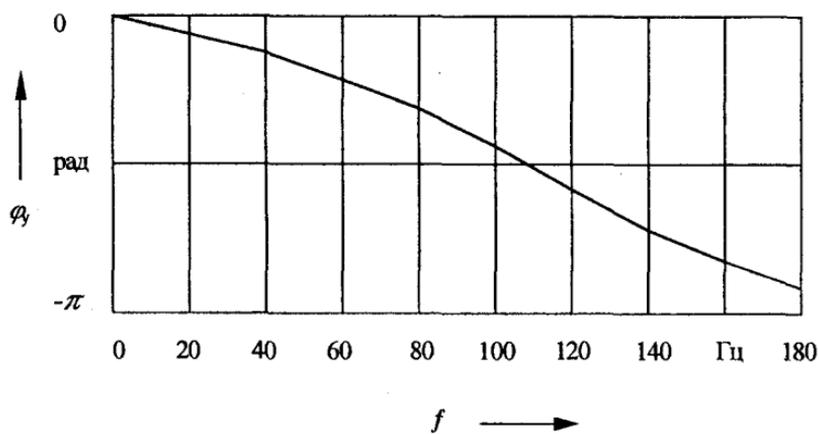


Рис. 4.7. Фазовая частотная характеристика ЭГУ типа «золотник – золотник»

ГЛАВА 5

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСИЛИТЕЛЕЙ С ПЕРВЫМ КАСКАДОМ ТИПА «СОПЛО – ЗАСЛОНКА»

5.1. Математическая модель электрогидравлического усилителя с элементом управления типа «сопло – заслонка»

Наряду с ЭГУ типа «золотник – золотник» в быстродействующих электрогидравлических приводах применяется ЭГУ типа «сопло – заслонка – золотник» [8-11, 20]. По структуре управления гидроусилители делятся на: астатические (выполняются без обратной связи) и статические (с обратной связью). Астатические гидроусилители сопло – заслонка применяются в следящих электрогидравлических приводах с широтно-импульсным управлением. В быстродействующих электрогидравлических следящих приводах с непрерывным управлением наибольшее распространение получил статический гидроусилитель с упругой обратной связью по положению золотника. Основу ЭГУ этого типа составляет гидроусилитель сопло – заслонка (см. рис. 1.14, 5.1, 5.2). Гидроусилитель представляет собой симметричный гидравлический мостик с двумя постоянными гидравлическими сопротивлениями (балансные дроссели G_1 и G_2) и двумя регулируемые гидравлическими сопротивлениями (дросселирующая щель сопла G_3 и G_4 с подвижной заслонкой). В диагональ гидравлического мостика включена нагрузка – управляющий золотник. Давлением нагрузки мостика является перепад давлений на золотнике $p_0 = p_3 - p_4$, величина которого зависит от сил, приложенных к нему.

Управление ЭМП в ЭГУ данного типа осуществляется электрическим сигналом небольшой мощности, который преобразуется в перемещение заслонки на величину 0,03 – 0,05 мм. Величина зазора между соплом и заслонкой колеблется в пределах 0,06 – 0,1 мм. В зависимости от расхода и мощности управления в быстродействующих следящих приводах применяются сопла с диаметрами 0,45 – 1,2 мм. Пропорциональность перемещения заслонки и золотника в диагонали мостика обеспечивается за счет наличия пружинного стержня обратной связи. Быстродействие статического гидроусилителя сопло – заслонка тем выше, чем меньше ход золотника и чем больше скорость его движения (или расход жидкости в диагонали), однако увеличение последнего достигается за счет роста расхода через сопла, что уменьшает КПД гидроусилителя. Гидроусилитель сопло – заслонка обладает высокой чувствительностью из-за отсутствия трущихся по-

верхностей и залипания заслонки вследствие облитерации, стабильностью характеристик при изменении температуры.

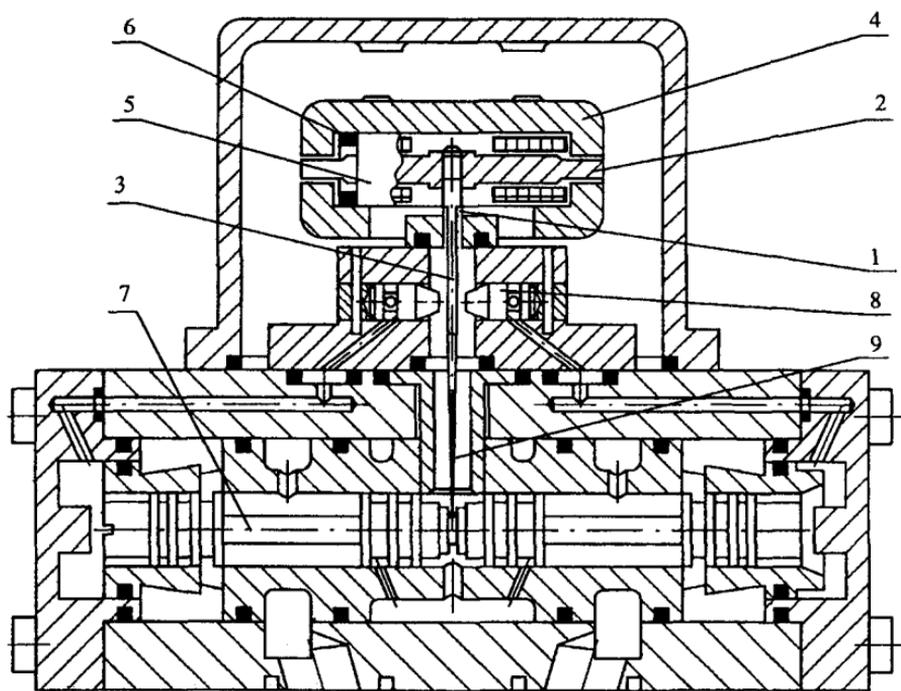


Рис. 5.1. Конструктивная схема ЭГУ типа «сопло – заслонка»

Недостатком гидроусилителя этого типа является значительный расход жидкости через сопла и сравнительно низкий КПД ($\eta_{гв} < 12,5\%$), что влечет за собой увеличение мощности питающего насоса гидросистемы и снижение объемного КПД гидропривода. По этим причинам гидроусилитель сопло – заслонка используют в предварительных каскадах усиления, где мощность управления золотником не превышает 2-5 Вт, и он может оказаться нерациональным для управления крупногабаритными золотниками ($d > 2$ см) с большими ходами ($x > 0,2$ см) на высоких частотах.

Изменение гидравлической проводимости дросселирующей щели в регулируемом дросселе сопло – заслонка достигается за счет смещения заслонки. Сопло в этом дросселе выполняется с цилиндрическим насадком (рис. 5.3) или капиллярного вида (рис. 5.4), которое при простоте конструкции обладает сравнительно большим гидравлическим сопротивлением.

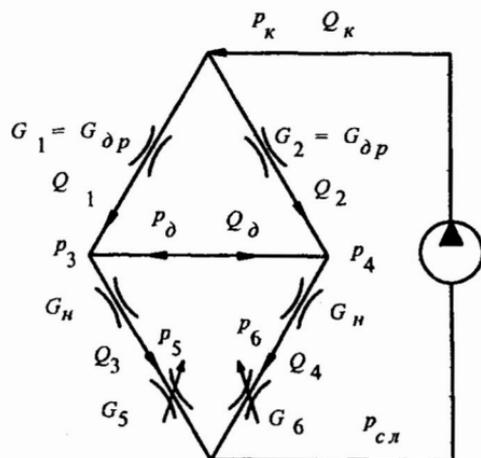


Рис. 5.2. Схема гидравлического мостика сопло – заслонка

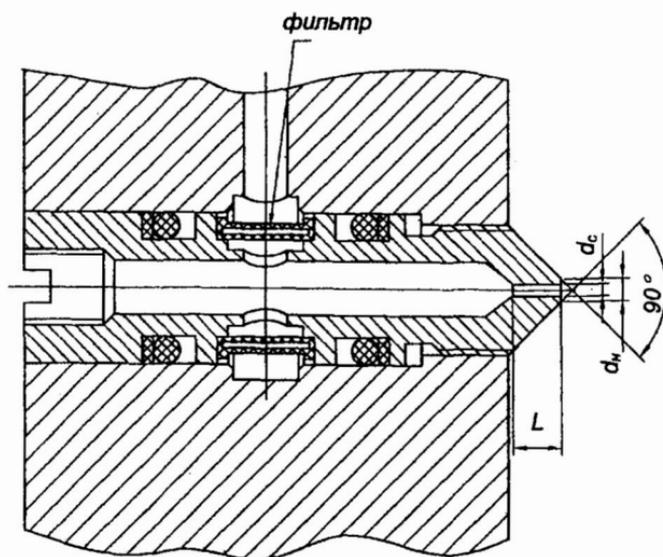


Рис. 5.3. Конструктивная схема сопла с цилиндрическим насадком

Сопло – заслонка (рис. 5.5) является сложным местным гидравлическим сопротивлением, состоящим из регулируемого местного сопротивления – дросселирующей щели между заслонкой и торцовым срезом

сопла и нерегулируемых местных сопротивлений – таких, как фильтр, подводящий канал внутри сопла, и насадка сопла.

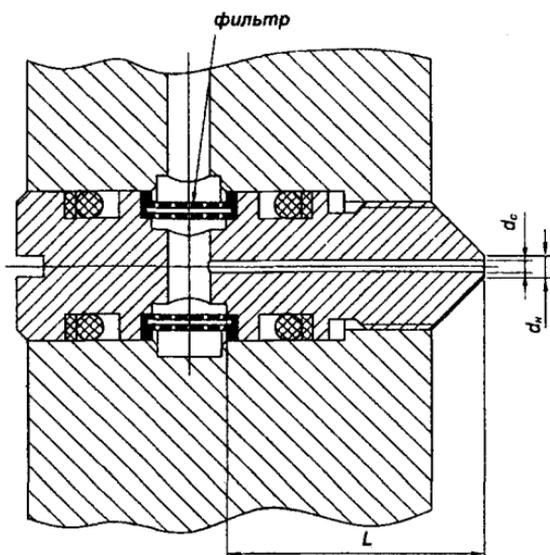


Рис. 5.4. Конструктивная схема капиллярного сопла

Гидравлические потери в сложном дросселе сопло – заслонка состоят из гидравлических потерь на последовательно включенных сопротивлениях:

$$\Delta p = \Delta p_n + \Delta p_z, \quad (5.1)$$

где Δp – суммарные гидравлические потери [Н/м^2]; Δp_n – гидравлические потери на нерегулируемых местных сопротивлениях сопла (фильтр, канал, насадок) [Н/м^2];

$$\Delta p_n = p_3 - p_5, \quad (5.2)$$

где Δp_z – гидравлические потери на дросселирующей щели сопло – заслонка и потери на поворот потока жидкости из сопла в зазор между соплом и заслонкой [Н/м^2];

$$\Delta p_z = p_5 - p_{сн}, \quad (5.3)$$

где p_3 – полное давление на входе в сопло [Н/м^2]; p_5 – полное давление на входе в дросселирующую щель сопло – заслонка [Н/м^2]; $p_{сн}$ – давление на сливе [Н/м^2];

$$p_s = p'_s + \frac{\rho v_c^2}{2}, \quad (5.4)$$

где v_c – скорость в насадке сопла [м/с²].

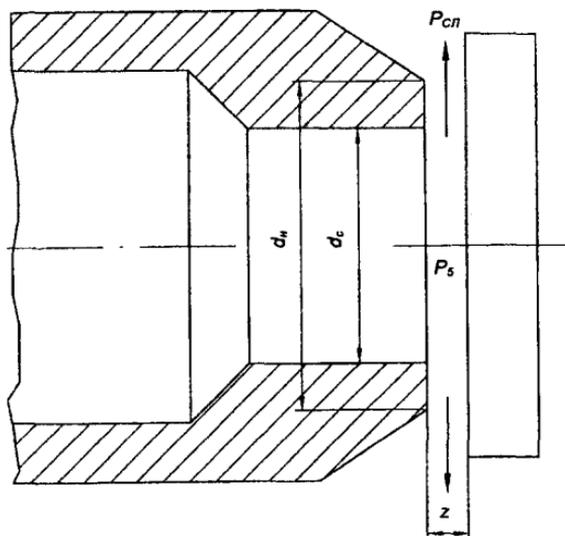


Рис. 5.5. Схема дросселя сопло – заслонка

Гидравлические потери в нерегулируемой части сопла и на дросселирующей щели сопло – заслонка описываются следующими формулами:

$$\Delta p_n = \frac{Q^2}{\left(\mu_n \frac{\pi d_c^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}}\right)^2}, \quad \Delta p_z = \frac{Q^2}{\left(\mu_z \pi d_c z \sqrt{\frac{2}{\rho}}\right)^2}, \quad (5.5)$$

где Q – расход жидкости [м³/с]; μ_z – коэффициент расхода регулируемого дросселя сопло – заслонка [1]; d_c – диаметр сопла [м]; z – зазор между заслонкой и торцом сопла [м]; μ_n – обобщенное значение коэффициента расхода для нерегулируемой части сопла [1].

Величина коэффициента расхода зависит от конструкции сопла и каналов, подводящих жидкость к соплу. Для капиллярного сопла с учетом фильтра $\mu_n=0,6-0,8$, для сопла с коротким цилиндрическим насадком и без фильтра $\mu_n=0,8-0,9$. Расход жидкости через сложный дроссель сопло – заслонка выглядит следующим образом:

$$Q = \mu_c \pi d_c z \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (5.6)$$

где μ_c – приведенное значение коэффициента расхода сложного дросселя сопло – заслонка, включающего потери в насадке, и в дросселирующей щели [9];

$$\mu_c = \frac{\mu_z}{\sqrt{1 + \left(\frac{\mu_z \bar{S}}{\mu_n}\right)^2}}, \quad (5.7)$$

где $\bar{S} = \frac{S_z}{S_c} = \frac{4z}{d_c}$ – относительное значение площади дросселирующей щели сопло – заслонка [1]; S_c – площадь проходного сечения сопла [м²].

График зависимости $Q = f(\Delta p, z)$ дросселя сопло – заслонка представлен на рис. 5.6.

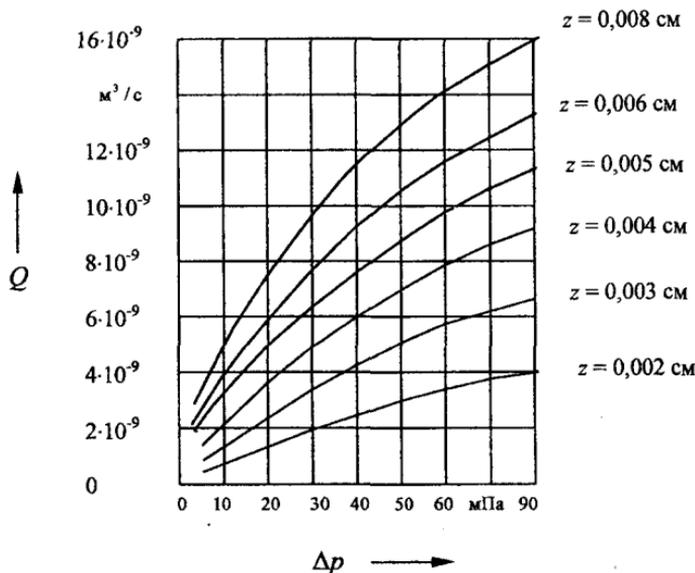


Рис. 5.6. График зависимости $Q = f(\Delta p, z)$

Рассмотрим характеристику гидравлического потенциометра $p_3 - p_{сн} = f(z)$, который представляет собой модель двух плеч гидравлического мостика (см. рис. 5.7) при неподвижном золотнике и состоит из

последовательно включенных балансного дросселя $G_{др} = G_1$, нерегулируемых местных сопротивлений сопла с суммарной проводимостью G_n и регулируемого дросселя сопло – заслонка G_5 [8].

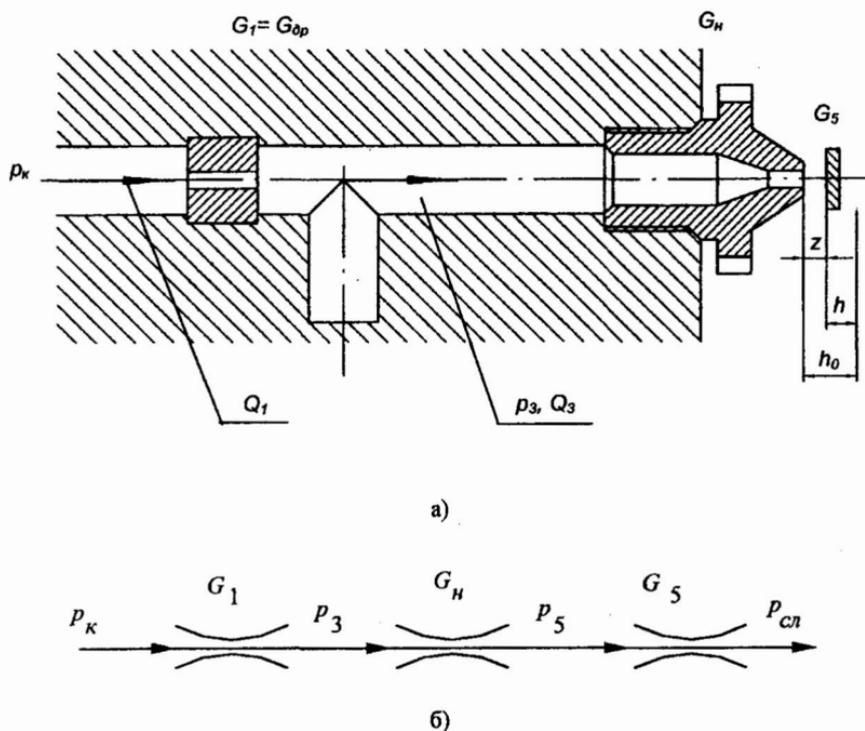


Рис. 5.7. Схема гидравлического потенциометра: а – принципиальная; б – гидравлическая

Составим уравнения расхода жидкости на участках гидравлического потенциометра, при этом полагаем $\mu_z = const$, $\mu_n = const$, $\mu_{др} = const$, тогда

$$\left. \begin{aligned} Q_3 &= G_5 \sqrt{p_5 - p_{сн}} = G_z \frac{z}{h_0} \sqrt{p_5 - p_{сн}} \\ Q_3 &= G_n \sqrt{p_3 - p_5} \quad Q_3 = G_{др} \sqrt{p_K - p_3} \end{aligned} \right\}, \quad (5.8)$$

где $G_z = G_5|_{z=h_0} = \mu_z \pi d_c h_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, $G_n = \mu_n S_c \sqrt{\frac{2}{\rho}}$.

Решая систему уравнений (5.8) при условии $p_k = const$, $p_{ca} = const$, получим искомую характеристику:

$$\frac{p_3 - p_{ca}}{p_k - p_{ca}} = \frac{1}{1 + (\gamma^2 + \beta^2)\bar{z}^2} + \frac{\beta^2 \bar{z}^2}{1 + (\gamma^2 + \beta^2)\bar{z}^2}, \quad (5.9)$$

где $\gamma = \frac{G_z}{G_{др}} = \frac{\sqrt{p_k - p_c}}{\sqrt{p_z - p_{ca}}}$ – коэффициент, характеризующий отношение проводимости дросселя сопло – заслонка при нейтральном положении заслонки к проводимости балансного дросселя;

$\beta = \frac{G_z}{G_n} = \frac{\sqrt{p_c - p_z}}{\sqrt{p_z - p_{ca}}}$ – коэффициент, характеризующий отношение проводимости дросселя сопло – заслонка при нейтральном положении заслонки к проводимости каналов и насадка сопла.

Теоретическая характеристика гидравлического потенциометра представлена на рис. 5.8.

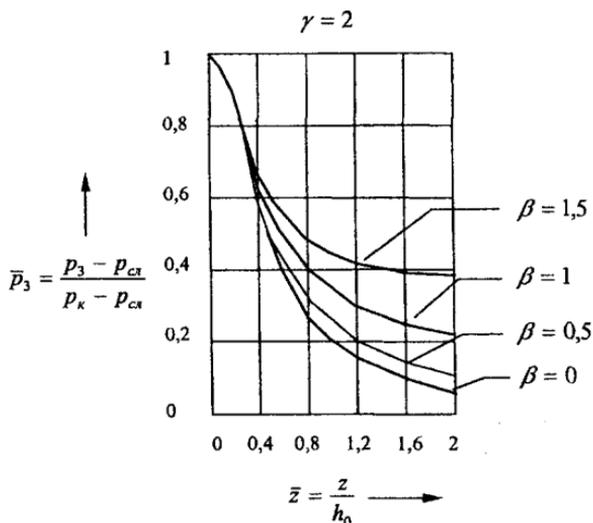


Рис. 5.8. Теоретическая характеристика гидравлического потенциометра

Статические характеристики гидравлического мостика сопло – заслонка представляют собой зависимость давления и расхода при различных положениях заслонки в режимах устанавливающегося течения жидкости. Силовая характеристика $p_d = f(h)$ показывает зависимость перепада давлений в диагонали мостика при неподвижном золотнике от смещения заслонки (см. рис. 5.9) и уравнение силовой характеристики гидравличе-

ского мостика при $p_k = const$, $p_{cn} = const$, постоянстве коэффициентов расхода имеет вид:

$$\frac{P_{\partial}}{p_k - p_{cn}} = \frac{4\gamma^2 \bar{h}}{[1 + (\gamma^2 + \beta^2)(1 + \bar{h})^2][1 + (\gamma^2 + \beta^2)(1 - \bar{h})^2]}, \quad (5.10)$$

где p_k – давление на входе в гидравлический мостик [Н/м²]; $\bar{h} = \frac{h}{h_0}$ – отнесенное перемещение заслонки [1]; h_0 – зазор между срезами сопла и заслонкой в нейтральном положении [м]; h – перемещение заслонки от нейтрального положения [м];

$$\gamma = \frac{G_z}{G_{\partial p}} = \frac{\sqrt{p_k - p_c}}{\sqrt{p_z - p_{cn}}} \quad p_c = p_3|_{h=0}; \quad p_c - p_{cn} = \frac{(p_k - p_{cn})(1 + \beta^2)}{1 + \beta^2 + \gamma^2};$$

$$\beta = \frac{G_z}{G_n} = \frac{\sqrt{p_c - p_z}}{\sqrt{p_z - p_{cn}}} \quad p_z = p_5|_{h=0}; \quad p_z - p_{cn} = \frac{(p_k - p_{cn})}{1 + \beta^2 + \gamma^2}.$$

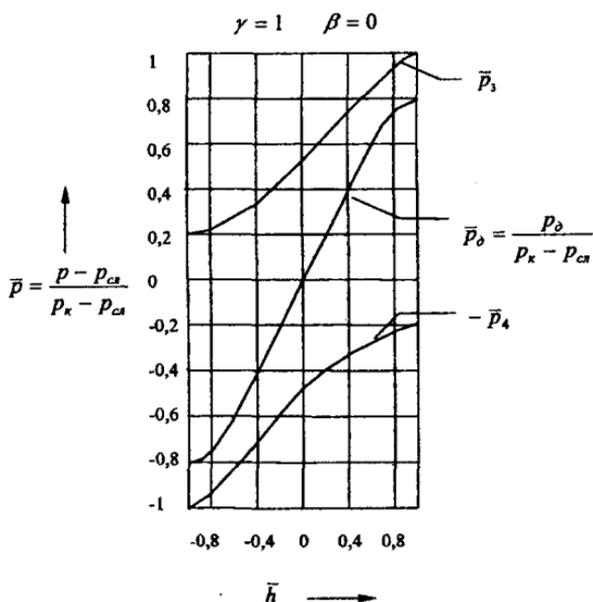


Рис. 5.9. Силовая характеристика гидравлического мостика

Обобщенная характеристика гидравлического мостика сопло – заслонка представляет собой зависимость расхода в диагонали моста от давления и перемещения заслонки (рис. 5.10).

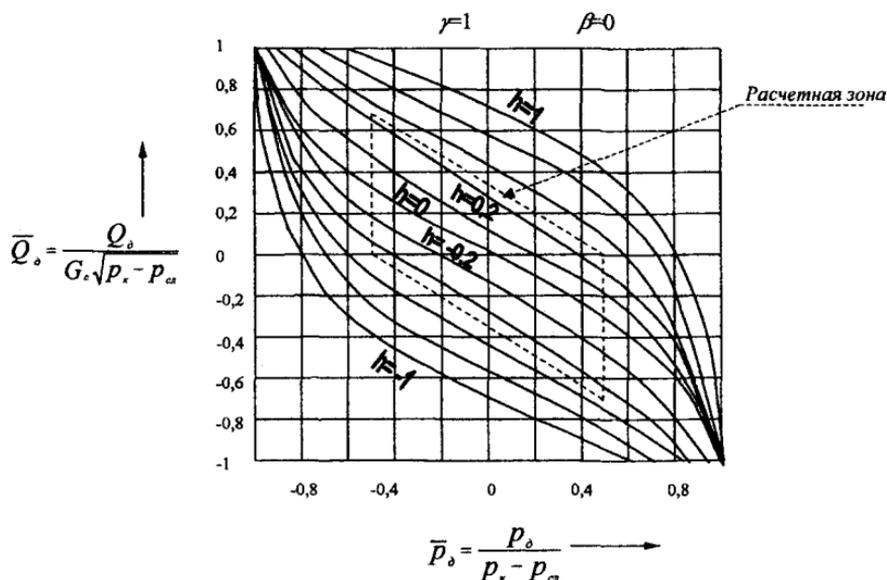


Рис. 5.10. Обобщенная характеристика гидравлического мостика сопло – заслонка

Линеаризованное уравнение обобщенной характеристики выглядит следующим образом:

$$\Delta Q_0 = k_{Qh} \Delta h - k_{QP} \Delta P_0, \quad (5.11)$$

где $k_{Qh} = \frac{Q_c}{(1 + \beta^2) h_0}$; $k_{QP} = \frac{Q_c (1 + \beta^2 + \gamma^2)^2}{4(p_k - p_{cn}) \gamma^2 (1 + \beta^2)}$; Q_c – расход через одно сопло при $h = 0$ [$\text{м}^3/\text{с}$].

Основную нагрузку на якорь ЭМП, управляющего перемещением заслонки, создает силовое гидродинамическое воздействие потока жидкости, вытекающего из сопл. Полный учет гидродинамического воздействия потока жидкости на заслонку позволяет произвести более точно статический расчет, а также оценить влияние гидродинамического усилия на динамические характеристики ЭГУ. Силовое воздействие на заслонку обусловлено воздействием трех составляющих сил: статического давления жидкости на

заслонку на площади внутреннего канала сопла, силы статического давления жидкости на заслонку в зазоре между кольцевым срезом сопла и заслонкой и третьей составляющей – гидродинамической силы, возникающей при торможении потока жидкости заслонкой. Влиянием второй составляющей силы в ГУ с острыми кромками сопел ($\frac{d_n}{d_c} \leq 1,2$) можно пре-

небречь, тогда гидродинамическая сила, действующая на заслонку, выражается следующей линеаризованной формулой:

$$\Delta F_{20} = k_h S_c \Delta h - k_p S_c \Delta p_0, \quad (5.12)$$

где $k_h = \frac{4(p_k - p_{св})(\beta^2 - \delta^2)}{(1 + \beta^2)(1 + \beta^2 + \gamma^2)h_0}$; $k_p = \frac{1 + \delta^2}{1 + \beta^2}$; S_c – площадь поперечного сечения сопла [м²]; $\delta = \frac{G_z}{S_c} \sqrt{\frac{\rho}{2}}$ – относительная проводимость сопла [1].

Рассмотрим математическую модель ЭГУ типа «сопло – заслонка – золотник» на примере ЭГУ, выпускаемого фирмой Моог (США) модели 760С928А (см. рис. 5.1), в состав которого входят ЭМП и двухкаскадный ГУ.

ЭМП представляет собой «сухой» поляризованный преобразователь электромагнитного типа. Герметичное разделение электромагнитной системы ЭМП от рабочей жидкости осуществляется упругой тонкостенной трубчатой пружиной 1, на свободный конец которой подвешена подвижная система ЭМП, состоящая из симметричного якоря 2 и заслонки 3. Электромагнитная система, выполненная по мостовой схеме, содержит два магнитопровода 4, два постоянных магнита 5 и две управляющие катушки 6.

ГУ состоит из управляющего и распределительного каскадов. Управляющий каскад включает в себя четырехкромочный золотник 7, систему сопло – заслонка 8 и имеет обратную связь по положению золотника управляющего каскада, которая осуществляется упругим стержнем 9, нижний конец которого входит в калиброванный средний паз, выполненный на золотнике, а верхний конец жестко связан с якорем и заслонкой.

Распределительный каскад является распределительным каскадом ЭГУ «ПЭГ-350» и состоит из четырехкромочного золотника и датчика его перемещения.

Как ранее указывалось, принцип работы ЭГУ заключается в преобразовании задающего сигнала в виде временной функции напряжения (или силы тока) в соответствующую, усиленную по мощности, функцию изменения потока рабочей жидкости, поступающего в гидравлический исполнительный механизм.

Входной сигнал подается на ЭМП, который преобразует электрический сигнал в пропорциональное ему перемещение якоря. Действие ЭМП основано на взаимодействии двух магнитных потоков: поляризирующего и управляющего. Поляризирующий магнитный поток создается постоянными магнитами, а управляющий магнитный поток создается за счет протекания электрического тока в катушках. Якорь перемещается вдоль силовых линий магнитного поля. Под действием тока в управляющей обмотке ЭМП, смещающего заслонку, например, влево от своего нейтрального положения, повышается дросселирование жидкости в левом сопле и понижается в правом сопле, в результате чего возникает разность давлений под левым и правым торцами золотника управляющего каскада. Под действием возникшей разности давлений, золотник управляющего каскада начнет перемещаться вправо до тех пор, пока момент, сообщаемый от пружинного стержня, достигает величины момента на якоре ЭМП, созданного током управления, и восстановится нейтральное положение заслонки между соплами. При этом золотник управляющего каскада займет новое положение. Через дросселирующую щель, открывшуюся при перемещении золотника управляющего каскада, рабочая жидкость из напорной магистрали поступает в правую торцевую полость золотника распределительного каскада, а левая торцевая полость соединяется со сливной магистралью. Образовавшаяся при этом разность давлений под правым и левым торцами золотника распределительного каскада начнет перемещать его влево до тех пор, пока сигнал с датчика перемещения золотника распределительного каскада не компенсирует входной сигнал.

Напорные окна втулок выполняются прямоугольной формы, что позволяет получать расход рабочей жидкости, пропорциональной смещению золотников, т.е. пропорциональный управляющему сигналу.

Расчет ЭГУ в статике сводится к определению потребного давления питания для обеспечения необходимого толкающего усилия исполнительного механизма. Кинематический расчет ЭГУ осуществляется для определения конструктивных параметров золотника распределительного каскада, обеспечивающего потребный максимальный расход рабочей жидкости, потребляемый исполнительным механизмом, и максимальную мощность рабочей жидкости, подводимой к исполнительному механизму.

Основой кинематического расчета золотников обоих каскадов ЭГУ является определение амплитуды колебания золотника на верхней рабочей частоте. При расчете пользуемся расходной характеристикой идеального золотникового каскада (см. гл. 4).

При разработке и проектировании ЭГУ типа «сопло – заслонка – золотник» также важным является его поведение в динамике, а именно, количественные и качественные показатели амплитудной и фазовой частотных характеристик по перемещению выходного звена – золотника распре-

делительного каскада. Аналитические исследования динамики ненагруженного ЭГУ типа «сопло – заслонка – золотник» основываются на теории автоматического управления (см. главу 4). В ранее проведенных работах по исследованию динамики [9,11] ЭГУ типа «сопло – заслонка – золотник» приводится математическое описание со следующими допущениями: коэффициенты расхода величины постоянные, зона нечувствительности мала и ей можно пренебречь, все рабочие процессы ГУ протекают в зоне «практически линейных» характеристик гидравлического мостика «сопло – заслонка» и не достигается упора заслонки в сопло, оба золотника являются идеальными. Также не учитываются масса управляющего золотника, его вязкое трение и гидродинамическая жесткость и перепад давления на торцах золотника (в диагонали гидравлического мостика «сопло – заслонка»). Как следствие, не производится учет потерь расхода от сжимаемости жидкости и составляющей полного гидродинамического воздействия струй, вытекающей из сопел на заслонку. При этих допущениях система дифференциальных уравнений, описывающая совместную работу ЭМП и управляющего каскада ГУ, выглядит следующим образом [18, 19]:

– уравнение электрической цепи ЭМП:

$$U = IR + L \frac{dI}{dt} + Nk' \frac{dh}{dt}, \quad (5.13)$$

где U – напряжение на входе ЭМП [В]; I – ток управления ЭМП [А]; R – суммарное активное электрическое сопротивление преобразователя, включающее потери в обмотке управления, а также внутреннее сопротивление электронного усилителя [Ом]; $L = \frac{\mu_0 S_n W_k^2}{\delta_0}$ – индуктивность обмотки

управления [Гн]; $N = \frac{\Phi_n W_k}{\delta_0}$ – коэффициент скоростной ЭДС [В с/м]; k' –

коэффициент, учитывающий соотношение между перемещением точки якоря под серединой полюса и перемещением заслонки по оси сопел [1]; μ_0 – магнитная проницаемость среды [Гн/м]; S_n – площадь поперечного сечения полюса [м²]; W_k – число витков катушки управления ЭМП [1]; δ_0 – максимальный зазор в магнитной системе при нейтральном положении якоря [м]; Φ_n – магнитный поток постоянного магнита [Вб];

– уравнение сил, действующих на якорь ЭМП:

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} = AI + Bk'h - C_{зmn}h - f \frac{dh}{dt} - C_{oc}(k''h + x) - k_h S_c h, \quad (5.14)$$

где m – приведенная к оси сопел масса якоря и заслонки [кг]; h – перемещение заслонки от нейтрального положения [м]; A – постоянная электро-

механической связи [Н/А]; I – ток управления на входе ЭМП [А]; B – электромагнитная жесткость [Н/м]; $C_{эмп}$ – жесткость пружины якоря ЭМП [Н/м]; f – коэффициент вязкого демпфирования якоря и заслонки [кг/с];

$C_{ос} = \frac{3EI_{см}}{l_{см}^3}$ – коэффициент жесткости пружины обратной связи [Н/м];

E – модуль упругости стержня обратной связи [Н/м²]; $I_{см}$ – момент инерции сечения стержня относительно главной центральной оси [м⁴]; $l_{см}$ – длина стержня обратной связи [м]; k'' – коэффициент, связывающий перемещение заслонки по оси сопел с перемещением по оси управляющего золотника [1]; x – перемещение золотника управляющего каскада [м]; S_c – площадь поперечного сечения сопла [м²]; k_h – коэффициент усиления по перемещению заслонки [Н/м³]; p_k – давление на входе гидравлического мостика [Н/м²]; $p_{сн}$ – давление слива [Н/м²]; δ – относительная проводимость сопла [1]; h_0 – расстояние между соплом и заслонкой при ее нейтральном положении [м]; $G_z, G_{дп}$ – соответственно, проводимости дросселирующей щели сопло – заслонка при нейтральном положении заслонки и балансного дросселя [м⁵/кг]; G_n – приведенное значение проводимости нерегулируемых местных сопротивлений сопла [м⁵/кг];

$$G_z = \mu_z \pi d_c h_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad G_n = \mu_n S_c \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad G_{дп} = \mu_{дп} S_{дп} \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где $\mu_z, \mu_n, \mu_{дп}$ – соответственно, коэффициенты расхода дросселирующей щели сопло – заслонка, насадка сопла и балансного дросселя [1]; ρ – плотность рабочей жидкости [кг/м³]; d_c – диаметр сопла [м];

– уравнение расхода в диагонали гидравлического мостика ГУ:

$$S_y \frac{dx}{dt} = k_{дп} h, \quad (5.15)$$

где S_y – площадь поперечного сечения золотника управляющего каскада [м²]; $k_{дп} = \frac{Q_c}{(1 + \beta^2)h_0}$ – коэффициент усиления по перемещению заслонки [м²/с]; Q_c – расход через одно сопло ГУ при нейтральном положении заслонки [м³/с].

Как показывают исследования, проведенные в лаборатории Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого, пренебрежение вязким трением, силой инерции, приложенными к золотнику управляющего каскада, гидродинамической жесткостью и перепадом

давления на торцах золотника (в диагонали гидравлического мостика «сопло – заслонка»), а также потерями расхода от сжимаемости жидкости не является достаточно строгим и корректным, поэтому необходимо рассматривать математическую модель ЭГУ с учетом влияния перечисленных выше факторов. Тогда дифференциальные уравнения, описывающие работу ЭМП и управляющего каскада ГУ, примут следующий вид [27-30]:

– уравнение сил, действующих на якорь ЭМП:

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} = AI + Bk'h - C_{\text{зmn}} h - f \frac{dh}{dt} - C_{oc}(k''h + x) - k_h S_c h - k_p S_c p_{\text{дy}}, \quad (5.16)$$

где $k_p = \frac{1 + \delta^2}{1 + \beta^2}$ – коэффициент усиления по давлению [1]; $p_{\text{дy}}$ – давление

в диагонали гидравлического мостика ГУ [Н/м²];

– уравнение расхода в диагонали гидравлического мостика ГУ:

$$S_y \frac{dx}{dt} = k_{Qh} h - k_{Qp} p_{\text{дy}} - \frac{V_y}{2E} \cdot \frac{dp_{\text{дy}}}{dt}, \quad (5.17)$$

где $k_{Qp} = \frac{Q_c(1 + \beta^2 + \gamma^2)^2}{4(p_k - p_{cn})\gamma^2(1 + \beta^2)}$ – коэффициент усиления по давлению [м⁵/сН]; V_y – объем торцевой полости золотника управляющего каскада [м³]; E – объемный модуль упругости жидкости [Н/м²];

– уравнение сил, действующих на золотник управляющего каскада:

$$m_y \frac{d^2 x}{dt^2} = S_y p_{\text{дy}} - f_1 \frac{dx}{dt} - C_{\text{зд}} x - C_{oc}(k''h + x), \quad (5.18)$$

где m_y – масса золотника управляющего каскада ГУ [кг]; f_1 – коэффициент вязкого трения [кг/с]; $C_{\text{зд}} = 1,63 \frac{\varphi}{360^\circ} d_y \frac{p_{\text{mm}}}{2}$ – коэффициент гидродинамической жесткости [Н/м]; φ – коэффициент рабочей щели [1]; d_y – диаметр золотника управляющего каскада [м]; p_{mm} – давление питания [Н/м²].

Уравнение расхода на золотнике распределительного каскада ГУ:

$$S_p \frac{dy}{dt} = k_{Qx} x, \quad (5.19)$$

где S_p – площадь поперечного сечения золотника распределительного каскада [м²]; y – перемещение золотника распределительного каскада [м];

$k_{Qx} = \mu b_y \sqrt{\frac{P_{num}}{\rho}}$ – коэффициент усиления по перемещению золотника управляющего каскада [$\text{м}^2/\text{с}$]; b_y – длина кромки рабочего окна золотника управляющего каскада [м].

5.2. Амплитудно- и фазочастотные характеристики электрогидравлического усилителя с элементом управления типа «сопло – заслонка»

Преобразуем уравнения (5.13, 5.16 – 5.19) по Лапласу при нулевых начальных условиях и получим систему уравнений в изображениях:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{U(s) - Nsh(s)}{R(1 + \frac{L}{R}s)} = I(s) \\ (T_{20}^2 s^2 + 2\zeta_{20} T_{20} s + 1) h(s) = \frac{1}{C_{3mn} + C_{oc} k'' + k_h S_c - Bk'} \times \\ \times [AI(s) - C_{oc} x(s) - k_p S_c p_{dy}(s)] \\ p_{dy}(s) = \frac{1}{(T_{16} s + 1)} \left[\frac{k_{Qh}}{k_{Qp}} h(s) - \frac{S_y}{k_{Qp}} sx(s) \right] \\ x(s) = \frac{(S_y k_{Qh} - C_{oc} k_{Qp} k'')(1 - T'_{17} s) p_{dy}(s)}{(C_{2d} + C_{oc}) k_{Qh} (T_{17}^2 s^2 + 2\zeta_{17} T_{17} s + 1)} \\ y(s) = \frac{k_{Qx}}{S_p s} x(s), \end{array} \right. \quad (5.20)$$

$$\text{где } T_{20} = \sqrt{\frac{m}{C_{3mn} + C_{oc} k'' + k_h S_c - Bk'}};$$

$$\zeta_{20} = \frac{f}{2\sqrt{(C_{3mn} + C_{oc} k'' + k_h S_c - Bk')m}};$$

$$T'_{17} = \frac{V_y C_{oc} k''}{2E(S_y k_{Qh} - C_{oc} k_{Qp} k'')};$$

$$T_{17} = \sqrt{\frac{m_y}{C_{2d} + C_{oc}}};$$

$$T_{16} = \frac{V_y}{2Ek_{Qp}};$$

$$\zeta_{17} = \frac{1}{2\sqrt{(C_{20} + C_{oc})m_y}} \left(f_1 + \frac{C_{oc}S_y k^n}{k_{Qh}} \right),$$

где s – оператор преобразования по Лапласу; $T_{20}, T_{17}', T_{17}, T_{16}$ – постоянные времена [с]; ζ_{20}, ζ_{17} – коэффициенты демпфирования [1].

Система уравнений в изображениях (5.20) и обратная связь по положению золотника распределительного каскада позволяет представить структурные схемы уточненной математической модели ЭГУ с однокаскадным ГУ и ЭГУ с двухкаскадным ГУ в виде динамических систем с обратными связями (рис. 5.11, 5.12).

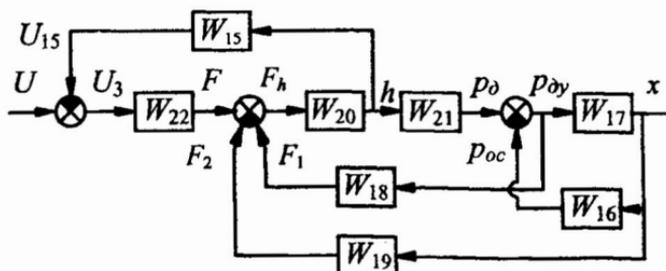


Рис. 5.11. Структурная схема уточненной математической модели ЭГУ с однокаскадным ГУ

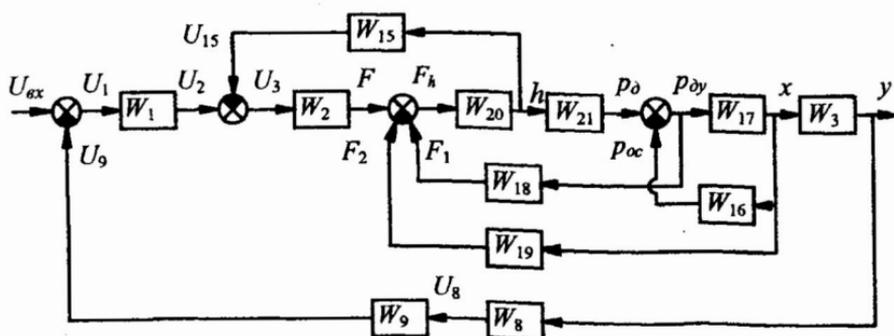


Рис. 5.12. Структурная схема ЭГУ с двухкаскадным ГУ

Передаточные функции отдельных звеньев этих систем приобретут вид:

– звено усилителя сигнала рассогласования:

$$W_1(s) = \frac{U_2(s)}{U_1(s)} = k_1, \quad (5.21)$$

где U_1 – напряжение на входе усилителя сигнала рассогласования [В]; U_2 – напряжение на выходе усилителя сигнала рассогласования [В]; k_1 – коэффициент усиления усилителя сигнала рассогласования [1];

– звено усиления по силе тяги ЭМП:

$$W_2(s) = \frac{F(s)}{U_3(s)} = \frac{k_2}{T_2 s + 1}, \quad (5.22)$$

где F – тяговое усилие ЭМП без нагрузки [Н]; U_3 – результирующее напряжение с учетом его потерь [В]; $k_2 = \frac{A}{R}$ – коэффициент усиления по силе тяги ЭМП [Н/В]; $T_2 = \frac{L}{R}$ – электромагнитная постоянная времени обмотки управления [с];

– звено преобразования перемещения золотника управляющего каскада в перемещение золотника распределительного каскада:

$$W_3(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{k_3}{s}, \quad (5.23)$$

где $k_3 = \frac{k_{Qx}}{S_p}$ – коэффициент усиления по перемещению золотника распределительного каскада [1];

– звено датчика перемещения золотника распределительного каскада:

$$W_8(s) = \frac{U_8(s)}{y(s)} = k_8, \quad (5.24)$$

где U_8 – напряжение на выходе датчика перемещения [В]; k_8 – коэффициент усиления датчика [В/м];

– звено усилителя сигнала датчика перемещения золотника распределительного каскада:

$$W_9(s) = \frac{U_9(s)}{U_8(s)} = \frac{k_9}{T_9 s + 1}, \quad (5.25)$$

где U_9 – напряжение на выходе усилителя [В]; k_9 – коэффициент усиления усилителя сигнала датчика перемещения [1]; T_9 – постоянная времени усилителя сигнала датчика перемещения [с];

– звено потерь в ЭМП от влияния скоростной ЭДС:

$$W_{15}(s) = \frac{U_{15}(s)}{h(s)} = k_{15}s, \quad (5.26)$$

где U_{15} – потери напряжения в ЭМП [В]; $k_{15} = Nk'$ – коэффициент скоростной ЭДС [В/м];

– звено потерь давления в ГУ:

$$W_{16}(s) = \frac{p_{oc}(s)}{x(s)} = \frac{k_{16}s}{T_{16}s + 1}, \quad (5.27)$$

где p_{oc} – потери давления в ГУ [Н/м²]; x – перемещение золотника управляющего каскада [м]; $k_{16} = \frac{S_y}{k_{Qp}}$ – коэффициент усиления по давлению

звена обратной связи [Н/м³]; T_{16} – постоянная времени [с];

– звено преобразования давления в диагонали гидравлического мостика ГУ в перемещение золотника управляющего каскада:

$$W_{17}(s) = \frac{x(s)}{p_{dy}(s)} = \frac{k_{17}(1 - T'_{17}s)}{T_{17}^2 s^2 + 2\zeta_{17}T_{17}s + 1}, \quad (5.28)$$

где p_{dy} – давление в диагонали гидравлического мостика ГУ [Н/м²];

$k_{17} = \frac{S_y k_{Qh} - C_{oc} k_{Qp} k''}{(C_{2d} + C_{oc}) k_{Qh}}$ – коэффициент усиления по перемещению золотника

управляющего каскада [м³/Н]; T'_{17}, T_{17} – постоянные времени [с]; ζ_{17} – коэффициент демпфирования [1];

– звено потерь тягового усилия ЭМП от действия гидродинамических сил на заслонку:

$$W_{18}(s) = \frac{F_1(s)}{p_{dy}(s)} = k_{18}, \quad (5.29)$$

где F_1 – потери тягового усилия ЭМП от действия гидродинамических сил на заслонку [Н]; $k_{18} = k_p S_c$ – коэффициент усиления звена обратной связи [м²];

– звено потерь тягового усилия ЭМП от действия упругой механической обратной связи на заслонку:

$$W_{19}(s) = \frac{F_2(s)}{x(s)} = k_{19}, \quad (5.30)$$

где F_2 – потери тягового усилия ЭМП от действия упругой механической обратной связи на заслонку [Н]; $k_{19} = C_{oc}$ – коэффициент усиления звена обратной связи [Н/м];

– звено преобразования результирующей силы тяги в перемещение заслонки:

$$W_{20}(s) = \frac{h(s)}{F_h(s)} = \frac{k_{20}}{(T_{20}^2 s^2 + 2\zeta_{20} T_{20} s + 1)}, \quad (5.31)$$

где F_h – результирующая сила тяги, действующая на заслонку [Н]; h – перемещение заслонки [м]; $k_{20} = \frac{1}{C_{зmn} + C_{oc} k'' + k_h S_c - Bk'}$ – коэффициент усиления по перемещению заслонки [м/Н]; T_{20} – постоянная времени [с]; ζ_{20} – коэффициент демпфирования [1];

– звено преобразования перемещения заслонки в давление в диагонали гидравлического мостика ГУ без учета его потерь:

$$W_{21}(s) = \frac{p_\delta(s)}{h(s)} = \frac{k_{21}}{T_{16} s + 1}, \quad (5.32)$$

где p_δ – давление в диагонали гидравлического мостика ГУ без учета его потерь [Н/м²]; $k_{21} = \frac{k_{Qh}}{k_{Qp}}$ – коэффициент усиления по давлению [Н/м³].

Используя выражения (5.21 – 5.32) и теоремы эквивалентного преобразования структурных схем [20], запишем выражения общих передаточных функций уточненной математической модели ЭГУ с однокаскадным ГУ и ЭГУ с двухкаскадным ГУ:

$$W_{ЭГВ1}(s) = \frac{x(s)}{U(s)} = \frac{W_{20}(s)W_{21}(s)W_2(s)W_{17}(s)}{[(1 + W_{16}(s)W_{17}(s))(1 + W_{20}(s)W_2(s)W_{15}(s)) + W_{21}(s)W_{20}(s)(W_{18}(s) + W_{19}(s)W_{17}(s))]}.$$

$$W_{ЭГВ2}(s) = \frac{y(s)}{U_\infty(s)} = \frac{W_1(s)W_{ЭГВ1}(s)W_3(s)}{1 + W_1(s)W_{ЭГВ1}(s)W_3(s)W_8(s)W_9(s)}.$$

Подставив в полученное выражение общей передаточной функции $W_{ЭГВ1}(s)$ значения параметров ЭГУ, в результате счета на IBM Pentium прикладным пакетом Mathcad получим амплитудную и фазовую частотные характеристики этой структурной схемы (рис. 5.13, 5.14).

Аналогичные преобразования производим с уравнениями (5.13 – 5.15) и получаем амплитудную и фазовую частотные характеристики ЭГУ с однокаскадным ГУ без учета влияния указанных выше факторов (рис. 5.14, 5.15).

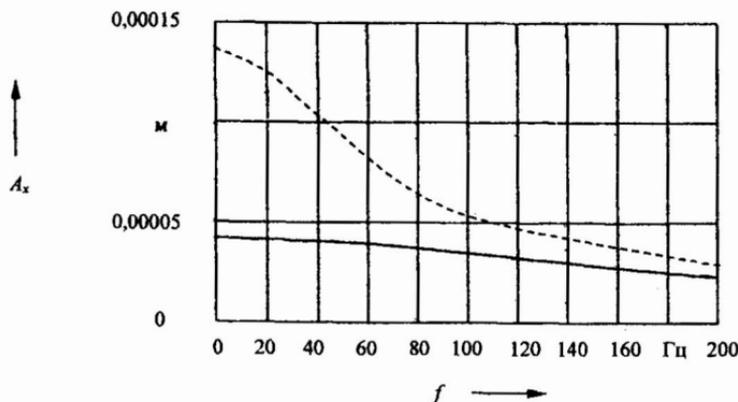


Рис. 5.13. Амплитудные частотные характеристики ЭГУ с однокаскадным ГУ: сплошная — по уточненной математической модели; пунктирная — по упрощенной математической модели

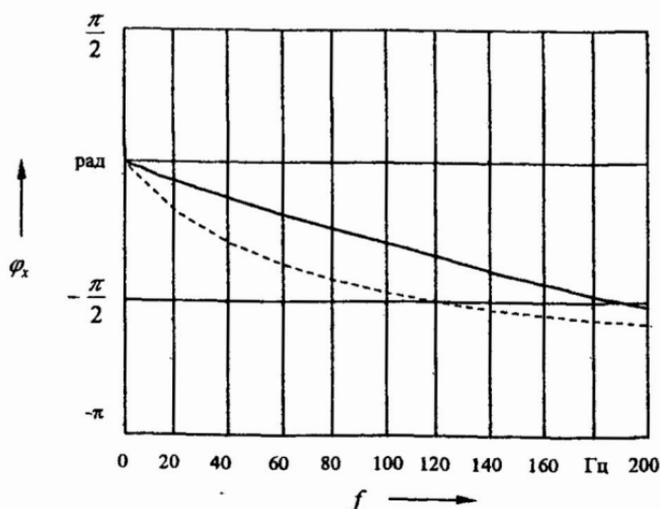


Рис. 5.14. Фазовые частотные характеристики ЭГУ с однокаскадным ГУ: сплошная — по уточненной математической модели; пунктирная — по упрощенной математической модели

Анализируя графики на рис. 5.13, 5.14 можно сделать следующее заключение: вязкое трение, сила инерции, приложенные к золотнику управляющего каскада, гидродинамическая жесткость и перепад давления на торцах золотника (в диагонали гидравлического мостика «сопло – заслонка»), а также потери расхода от сжимаемости жидкости оказывают существенное влияние, особенно на низких частотах, как количественно, так и качественно на динамические характеристики ЭГУ.

Влияние силы вязкого трения и силы инерции, приложенных к золотнику управляющего каскада на основные динамические характеристики ЭГУ, показано на рис. 5.15, 5.16.

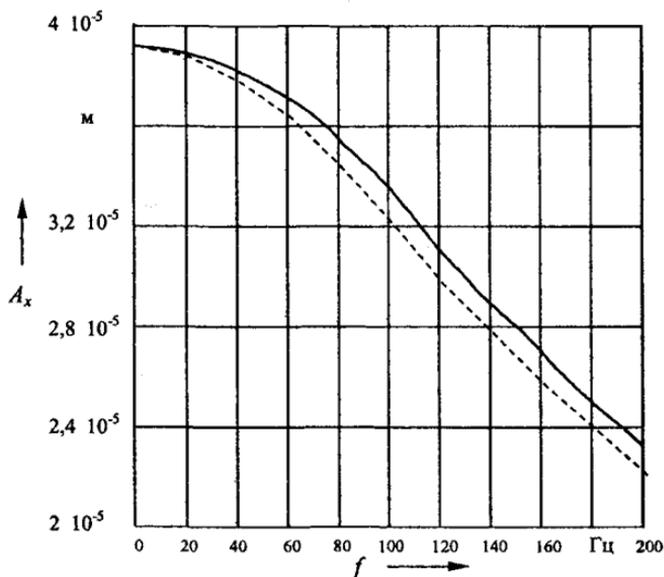


Рис. 5.15. Амплитудные частотные характеристики ЭГУ с однокаскадным ГУ: сплошная — по уточненной математической модели; пунктирная — без учета вязкого трения и инерционных сил золотника управляющего каскада

Графики на рис. 5.15, 5.16 свидетельствуют о том, что учет влияния силы вязкого трения и силы инерции, приложенных к золотнику управляющего каскада в математической модели, позволяет более точно оценить полосу пропускания и сдвиг фаз системы на качество динамических характеристик ЭГУ указанные факторы значительного влияния не оказывают.

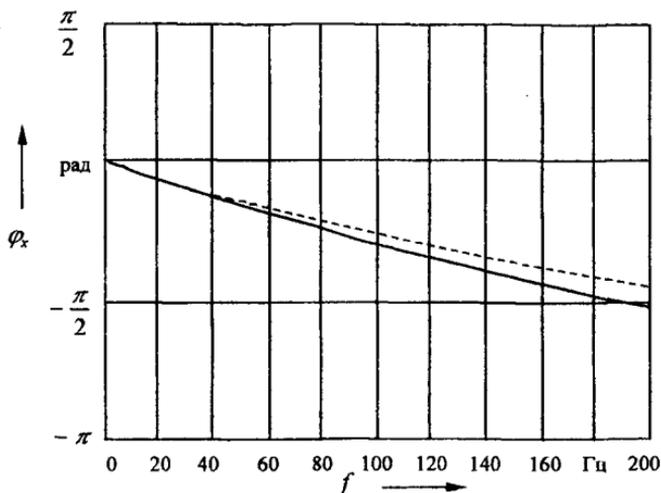
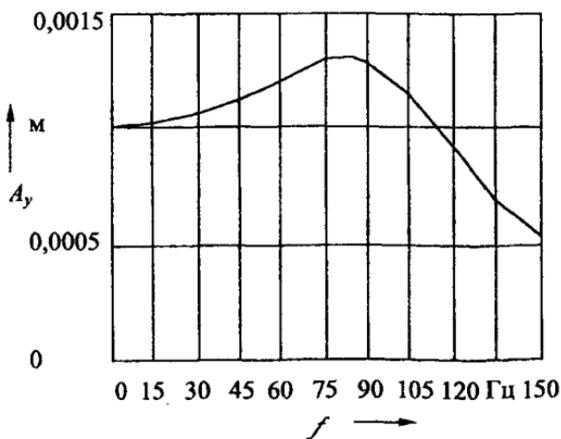
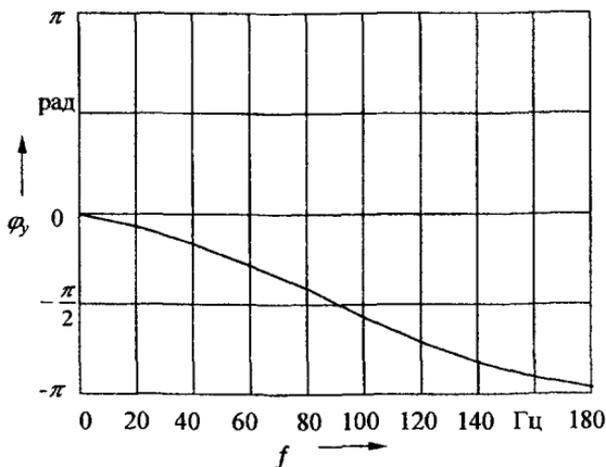


Рис. 5.16. Фазовые частотные характеристики ЭГУ с однокаскадным ГУ: сплошная – по уточненной математической модели; пунктирная – без учета вязкого трения и инерционных сил золотника управляющего каскада

Амплитудная и фазовая частотные характеристики ЭГУ с двухкаскадным ГУ по общей передаточной функции $W_{ЭГУ2}(s)$ приведены на рис. 5.17.



а)



б)

Рис. 5.17: а) амплитудная частотная характеристика ЭГУ с двухкаскадным ГУ; б) фазовая частотная характеристика ЭГУ с двухкаскадным ГУ

В заключение необходимо сделать следующие выводы:

- из сопоставления аналитических амплитудно-частотных характеристик, изображенных на рис. 4.6, 5.17 а, следует, что ЭГУ типа «золотник – золотник» обладает большей полосой пропускания, чем ЭГУ типа «сопло – заслонка – золотник»;
- на этапе проектирования и разработки ЭГУ с элементом управления «сопло – заслонка» для получения аналитических амплитудной и фазовой частотных характеристик, наиболее близких к реальным, необходимо в математической модели учитывать массу управляющего золотника, его вязкое трение и гидродинамическую жесткость, перепад давления на торцах золотника (в диагонали гидравлического мостика «сопло – заслонка»), а также составляющую полного гидродинамического воздействия струй, вытекающих из сопел на заслонку;
- в практических применениях ЭГУ, где основным критерием выбора является широкий диапазон рабочих частот и нет ограничения в подводимой к управляющему каскаду электрической мощности, из двух типов ЭГУ предпочтение следует отдавать ЭГУ типа «золотник – золотник».

ПРИЛОЖЕНИЕ

РАСЧЕТ ТИПОВОГО ДВУХКАСКАДНОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСИЛИТЕЛЯ

1. Статический расчет двухкаскадного ЭГУ с элементом управления типа «золотник»

1.1. Расчет параметров золотниковых каскадов

Произведем расчет конструктивных параметров и характеристик ЭГУ по следующим его выходным параметрам:

- расход рабочей жидкости $33,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ (200 л/мин) при перепаде давления на кромках золотника, равном половине давления питания;
- номинальное давление питания равно 28 МПа ($280 \text{ кгс}/\text{см}^2$);
- спад амплитудно-частотной характеристики – 3 дБ на частоте 150 Гц.

Выбираем следующие конструктивные параметры распределительного каскада усилителя:

- диаметр золотника $D = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$;
- коэффициент рабочей щели $\psi_p = 2/3$;
- масса золотника $m_p = 0,15 \text{ кг}$.

Определяем амплитуду колебаний золотника распределительного каскада, необходимую для обеспечения заданного расхода на частоте 150 Гц. При расчете пользуемся расходной характеристикой идеального золотникового каскада (4.2):

$$x_p^e = \frac{Q_e}{\mu \psi_p \pi D \sqrt{\frac{p_0 - \Delta p_n}{\rho}}}, \quad (1)$$

где x_p^e – амплитуда колебаний золотника распределительного каскада на верхней частоте [м]; Q_e – расход через распределительный каскад на верхней частоте [$\text{м}^3/\text{с}$]; Δp_n – перепад давления на нагрузке [$\text{Н}/\text{м}^2$].

Подставляя следующие значения параметров:

$$Q_e = 2,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \psi_p = 2/3; p_0 = 27,4 \cdot 10^6 \text{ Н}/\text{м}^2;$$

$$\Delta p_n = 13,7 \cdot 10^6 \text{ Н}/\text{м}^2; D = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

для масла АМГ-10: $\mu = 0,57$; $\rho = 980 \text{ кг}/\text{м}^3$, получаем $x_p^e = 7,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}$.

Для обеспечения колебания золотника распределительного каскада с такой амплитудой требуется обеспечить амплитуду расхода управляющего каскада

$$Q_y = 2\pi \cdot f_e x_p^a S, \quad (2)$$

где f_e – верхняя рабочая частота [Гц];

S – площадь торца распределительного золотника [м^2].

Подставляя значения параметров $f_e = 150$ Гц, $S = \frac{\pi D^2}{4} = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, получаем $Q_y = 2,71 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$. В качестве управляющего каскада выбираем золотниковый каскад, идентичный распределительному каскаду по конструкции. Диаметр золотника выбираем $d = 10^{-2} \text{ м}$.

Исходя из величины необходимого расхода управляющего каскада оцениваем амплитуду колебаний x_y^a золотника управляющего каскада, пользуясь формулой расходной характеристики идеального золотникового каскада и определив предварительно перепад давления Δp_p на золотнике распределительного каскада (4.2):

$$x_y^a = \frac{Q_y}{\mu \psi \pi d \sqrt{\frac{p_0 - \Delta p_p}{\rho}}}. \quad (3)$$

Перепад давления на золотнике распределительного каскада расходуется на преодоление двух основных сил: инерционной, обусловленной массой золотника, и гидродинамической. Первая из этих сил равна:

$$F_p = (2\pi f_B)^2 x_p^a m_p. \quad (4)$$

После подстановки получаем $F_p^p = 101 \text{ Н}$, а вторая сила находится из формулы наиболее точного определения гидродинамических сил [20]:

$$F_{\text{до}}^p = x_p^a 2\mu^2 \cos \Theta \pi D \psi (p_0 - \Delta p_n), \quad (5)$$

где Θ – угол истечения жидкости через рабочую щель золотникового каскада $\cos \Theta = 0,36$. После подстановки численных значений получаем:

$$F_{\text{до}}^p = 112 \text{ Н}.$$

При пересчете на перепад давления получаем:

$$\Delta P_p = \frac{F_{\text{до}}^p}{S} = \frac{112}{3,8 \cdot 10^{-4}} = 2,89 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Исходя из этого амплитуда колебаний золотника управляющего каскада на верхней рабочей частоте будет равной

$$x_y^e = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Гидродинамическую силу, действующую на золотник управляющего каскада, оценим гидродинамической жесткостью, определяемой по формуле:

$$C_{20}^y = 2\mu^2 \cos \Theta \pi \psi d(p_0 - \Delta p_p). \quad (6)$$

После подстановки получаем:

$$C_{20}^y = 1,33 \cdot 10^5 \text{ Н/м.}$$

1.2. Расчет параметров электромеханического преобразователя

В первую очередь определяем эквивалентную жесткость центрирующей пружины якоря ЭМП. С целью обеспечения стабильности работы управляющего каскада устанавливаем:

$$C_3 = 2,0 \quad C_{20}^y = 2,66 \cdot 10^5 \text{ Н/м.}$$

Приведенная масса золотника управлявшего каскада, прикрепленного к якорю ЭМП, определяется по формуле:

$$m = m_3 + m_T + \frac{m_{я}}{3}, \quad (7)$$

где m_3 — масса золотника управлявшего каскада [кг];

m_T — масса тяги [кг];

$m_{я}$ — масса планки якоря [кг].

Подставляя следующие значения:

$$m_3 = 0,016 \text{ кг; } m_T = 0,01 \text{ кг; } m_{я} = 0,067 \text{ кг, получаем } m = 0,048 \text{ кг.}$$

Резонансную частоту управляющего каскада с учетом гидродинамической жесткости определяем по формуле [18]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_3 + C_{20}^y}{m}}. \quad (8)$$

Подставляя значения параметров, получаем $f_0 = 459$ Гц.

Максимальное усилие, необходимое для приведения в действие золотника управляющего каскада, определим с учетом лишь жесткости C_3 ЭМП и гидродинамической жесткости, поскольку силы инерции в рассматриваемом диапазоне частот пренебрежимо малы:

$$F_y = (C_3 + C_{20}^y)x_e. \quad (9)$$

После подстановки получаем $F_y = 55$ Н.

В качестве элемента, преобразующего электрический сигнал в пропорциональное перемещение золотника управляющего каскада, выбираем электромагнитный поляризованный ЭМП мостового типа с якорем, перемещающимся вдоль силовых линий магнитного поля.

Усилие F_y , развиваемое якорем ЭМП, может быть приближенно описано формулой (см. 4.6):

$$F_y = AI + Bx. \quad (10)$$

Для определения численных значений коэффициентов A и B подставим следующие значения входящих в формулы параметров:

$$\Phi_n = 1,92 \cdot 10^{-4}, W = 150, \delta_0 = 10^{-3} \text{ м}, S_n = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \mu_0 = 4 \pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн/м}$$

и получаем $A = 28,8 \text{ Н/А}$, $B = 1,47 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$.

Ток управления, необходимый для создания нужных перемещений, определяем по формуле:

$$I_0 = \frac{F_y}{A} = \frac{55}{28,8} = 1,92 \text{ А}. \quad (11)$$

Потери в ЭМП при движении якоря определяются коэффициентом скоростной ЭДС (см. 4.5) и равны: $N = 28,8 \text{ Вс/м}$.

Поскольку электромагнитная жесткость B уменьшает эквивалентную жесткость центрирующих торсионов, то для обеспечения необходимой ее величины требуется обеспечить механическую жесткость торсионов C_m , вычисляемую по формуле:

$$C_m = C_3 + B = 2,66 \cdot 10^5 + 1,47 \cdot 10^5 = 4,13 \cdot 10^5 \text{ Н/м}.$$

При числе витков $W = 150$ в катушке с сопротивлением $R = 2,5 \text{ Ом}$ она будет иметь индуктивность

$$L = \frac{W^2 \mu_0 S_n}{\delta_0}. \quad (12)$$

Подставляя значения параметров, получаем $L = 5,65 \text{ мГн}$.

Определяем геометрические размеры постоянных магнитов, необходимые для обеспечения требуемой величины потока поляризующего магнитного поля. Для этого решаем систему уравнений графическим методом:

$$\begin{cases} B_m S_m = \nu_1 \Phi_n \\ H_m l_m = \nu_2 \frac{\Phi_n \delta_0}{\mu_0 S_n}, \\ B_m = f(H_m) \end{cases} \quad (13), (14), (15)$$

где B_m – индукция магнитного поля в нейтральном сечении постоянного магнита [Т]; H_m – напряженность магнитного поля [А/м]; l_m – длина магни-

та [м]; S_m – площадь сечения магнита [м²]; ν_1 – коэффициент рассеяния; ν_2 – коэффициент, учитывающий потери намагничивающей силы в стали магнитопровода.

Уравнение (15) системы представляет собой уравнение кривой размагничивания материала постоянного магнита.

Систему уравнений решаем следующим образом.

По кривой размагничивания выбираем $B_m = 0,45$ Т и из первого уравнения системы получаем площадь постоянных магнитов

$$S_m = \nu_1 \frac{\Phi_n}{B_m}. \quad (16)$$

Подставляя $\nu_1 = 2$, получаем

$$S_m = 8,53 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

По кривой размагничивания $B_m = f(H_m)$ определяем величину H_m , соответствующую выбранному значению B_m , и по уравнению (14) находим длину магнитов. После соответствующих расчетов и подстановки $\nu_2 = 1,35$, $H_m = 50000$ А/м, получаем $l_m = 2,1 \cdot 10^{-2}$ м.

Для обеспечения запаса устанавливаем

$$S_m = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$l_m = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

2. Расчет динамики двухкаскадного ЭГУ с элементом управления типа «золотник»

2.1. Определение общей передаточной функции ЭГУ

Для устранения астатизма ЭГУ применим в системе управления жесткую отрицательную обратную связь по положению золотника распределительного каскада. Рассмотрим передаточные функции отдельных звеньев системы (см. гл. 4).

Передаточная функция ЭМП с усилителем сигнала рассогласования будет выглядеть следующим образом (см. 4.9, 4.10):

$$W_2(s) = \frac{x_y}{U_3(s)} = \frac{k_1 k_2}{(T_2 s + 1) \left(\frac{m}{c} s^2 + \frac{f}{c} s + 1 \right)}. \quad (17)$$

Передаточная функция преобразования перемещения золотника управляющего каскада в перемещение золотника распределительного кас-

када с учетом того, что в рассматриваемом диапазоне частот $\Delta p \ll p_0$, будет выглядеть следующим образом (см. 4.11):

$$W_3(s) = \frac{x_p(s)}{x_y(s)} = \frac{\mu\phi\pi d \sqrt{\frac{p_{num} - \Delta p_p \text{sign} x_y}{\rho}}}{Ss} \quad (18)$$

или

$$W_3(s) = \frac{x_p(s)}{x_y(s)} = \frac{k_3}{s}; \quad k_3 = 5250.$$

Передаточная функция преобразования перемещения золотника распределительного каскада в расход на выходе ЭГУ:

$$W_4(s) = \frac{Q(s)}{x_p(s)} = \mu\phi\pi D \sqrt{\frac{p_{num} - \Delta p_n \text{sign} x_p}{\rho}} \quad (19)$$

или при условии $\Delta p_n = \frac{1}{2} p_0$

$$W_4(s) = \frac{Q(s)}{x_p(s)} = k_4, \quad (20)$$

где $k_4 = \mu\phi\pi D \sqrt{\frac{p_{num}}{2\rho}} = 3,1 \text{ м}^2/\text{с}$.

Разомкнутая передаточная функция ЭГУ по расходу распределительного каскада выглядит следующим образом (рис. 1):

$$W_p(s) = \frac{Q(s)}{U_{ex}(s)} = \frac{W_1(s)W_2(s)W_3(s)W_4(s)}{1 + W_2(s)W_{15}(s)}. \quad (21)$$

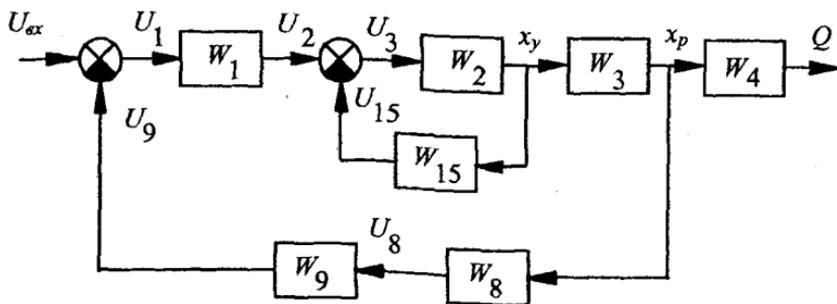


Рис. 1. Передаточная функция ЭГУ

Передаточная функция ЭГУ по расходу распределительного каскада с учетом обратной связи будет выглядеть следующим образом:

$$W(s) = \frac{Q(s)}{U_{ax}(s)} = \frac{W_1(s)W_2(s)W_3(s)W_4(s)}{1 + W_2(s)W_{15}(s) + W_1(s)W_2(s)W_3(s)W_8(s)W_9(s)}. \quad (22)$$

Коэффициент усиления звена обратной связи определяем из условия обеспечения на верхней рабочей частоте f_a величины расхода $Q_a = 2,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, и он будет равен 940.

2.2. Амплитудная и фазовая частотные характеристики ЭГУ

Подставив в полученное выражение общей передаточной функции $W(s)$ значения параметров ЭГУ и преобразовав его в частотную форму в результате счета на IBM Pentium прикладным пакетом Mathcad, получим амплитудную и фазовую частотные характеристики ЭГУ.

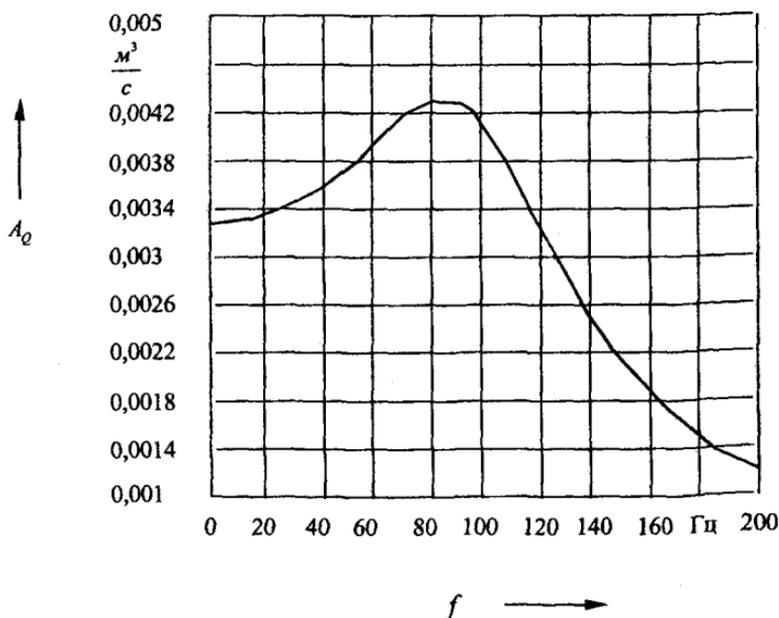


Рис. 2. Амплитудная частотная характеристика ЭГУ

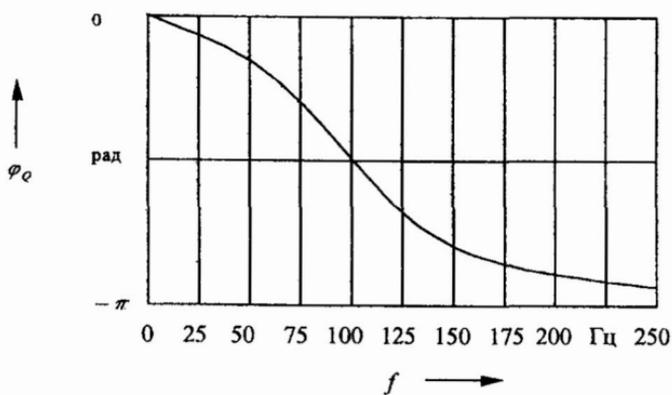


Рис. 3. Фазовая частотная характеристика ЭГУ

ЛИТЕРАТУРА

1. Lee S.J., Blackburn J.F. Steady-state axial forces on control-valve pistons // Trans. ASME. – 1952. – V. 74. – № 6. – P. 1005–1011.
2. Кичин И.Н. Облитерация и способы борьбы с ней // Сб. системы, устройства и элементы пневмо- и гидроавтоматики. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – Т.4. – С. 30–42.
3. Хохлов В.А. Замечания по работе Ли. Сервозолотник с обратной связью по расходу и динамические характеристики системы, состоящей из золотника и инерционной нагрузки // Труды Первого конгресса ИФАК. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – Т.3. – С. 47–58.
4. Захаров Ю.Е. К вопросу о гидродинамике золотников // Изв. высш. учеб. зав. – 1960. – № 9. – С. 32–42.
5. Лещенко В.А. К вопросу об истечении минерального масла через рабочие щели дроссельных золотников гидравлических следящих систем // Станки и инструмент. – 1952. – № 3. – С. 40–49.
6. Nisihara T., Sawamura T., Naito G. The effects of load of hydraulic servomotor on its frequency characteristic // Proc. 56-th, Japan Nat., Congr. Appl. Mech., 1955. – P.551–556.
7. Электрогидравлические следящие системы / Под ред. В.А. Хохлова. – М.: Машиностроение, 1971. – 341 с.
8. Гидравлический следящий привод / Н.С. Гамынин и др.; Под ред. В.А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 563 с.
9. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
10. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. – М.: Машиностроение, 1975. – 287 с.
11. Гамынин Н.С., Жданов Ю.К., Климашин А.Л. Динамика быстродействующего гидравлического привода. – М.: Машиностроение, 1979. – 80 с.
12. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод. – М.: Наука, 1966. – 239 с.
13. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
14. Романчиков Б.Ф. Объемный гидропривод // Итоги науки и техники. ВИНТИ «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод». – М.: ВИНТИ, 1985. – 97 с.
15. Беязов И.Й. Аналоговые гидроусилители / Пер. с болг. – Л.: Машиностроение, 1983. – 151 с.
16. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов; Под ред. Б.Б. Некрасова. – Мн.: Высшая школа, 1976. – 415 с.

17. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах //Собр. соч. – М.: Из-во АН СССР, 1949. – Т.3. – С. 47–61.
18. Гомельский Ю.С. Электрические элементы электрогидравлических устройств автоматики. – М.: Энергия, 1968. – 144 с.
19. Электромеханические преобразователи гидравлических и газовых приводов /Е.М. Решетников, Ю.А. Саблин, В.Е. Григорьев и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 144 с.
20. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1976. – 423 с.
21. Евтихийев Н.Н., Купершмидт Я.А., Папуловский В.Ф., Скугоров В.Н. Измерение электрических и неэлектрических величин: Учеб. пособие для вузов.– М.: Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.
22. Электрические измерения: Учебник для вузов /Под ред. Л.И. Байда. – Л.: Энергия, 1980. – 392 с.
23. Шагинян А.С., Болотский В.В. Об определении коэффициента гидродинамического трения и гидродинамической жесткости в золотниках гидроусилителей //Трение и износ. – 1998. – Т. 19. – № 1. – С. 61–66.
24. Шагинян А.С., Болотский В.В. Аналитические исследования электрогидравлического преобразователя с гидроусилителем типа «золотник – золотник» //Современные проблемы машиноведения: Материалы межд. науч.-техн. конф. – Гомель: ГПИ, 1998. – Т. 1. – С. 92–96.
25. Шагинян А.С., Болотский В.В., Андрианов Д.Н. Аналитические исследования электрогидравлического преобразователя //Известия национальной академии наук Беларуси. – 1999. – № 3. – С. 28–30.
26. Шагинян А.С., Болотский В.В., Захаров А.В. Анализ влияния вязкого трения и инерционных сил на динамические характеристики преобразователя электрогидравлического с гидроусилителем типа «сопло – заслонка – золотник» с упругой обратной связью //Трение и износ.– 1999. – Т. 20. – № 5. – С. 500–505.
27. Шагинян А.С., Болотский В.В., Андрианов Д.Н. Математическое моделирование динамики системы «вибрационный источник – геологическая среда» с гидроусилителем типа «сопло – заслонка – золотник» //Матер. I межд. науч. конф. «Вычислительные методы и производство». – Гомель, 1998. – С. 134.
28. Шагинян А.С., Болотский В.В. Исследование динамики системы «виброисточник – геологическая среда» с гидроусилителем типа «сопло – заслонка – золотник» //Поиск и освоение нефтяных ресурсов Республики Беларусь: Сб. науч. тр. – Гомель: БелНИПИнефть, 1999. – Вып. 3. – С. 31–39.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
Глава 1. Устройство и принцип действия электрогидравлических усилителей	7
1.1. Основы классификации и типизации электрогидравлических усилителей	7
1.2. ЭГУ с элементом управления типа «сопло – заслонка»	8
1.2.1. Электрогидравлические усилители без обратной связи	8
1.2.2. Электрогидравлические усилители с обратной связью	9
1.3. ЭГУ с элементом управления типа «золотник»	21
1.4. Основные параметры и характеристики электрогидравлических усилителей	27
1.4.1. Статические характеристики	27
1.4.2. Динамические характеристики	30
Глава 2. Рабочие жидкости электрогидравлических систем (ЭГС)	33
2.1. Основные свойства рабочих жидкостей	33
2.2. Технические требования к рабочим жидкостям	38
Глава 3. Электромеханические преобразователи	47
3.1. Типовые электромеханические преобразователи ЭГУ	47
3.2. Датчики перемещений. Основные типы и конструкции	50
Глава 4. Теория и расчет одно- и многокаскадных электрогидравлических усилителей	55
4.1. Математическая модель двухкаскадного электрогидравлического усилителя типа «золотник – золотник»	55
4.2. Амплитудно- и фазочастотные характеристики электрогидравлического усилителя	65
Глава 5. Теория и расчет электрогидравлических усилителей с первым каскадом типа «сопло – заслонка»	69
5.1. Математическая модель электрогидравлического усилителя с элементом управления типа «сопло – заслонка»	69
5.2. Амплитудно- и фазочастотные характеристики электрогидравлического усилителя с элементом управления типа «сопло – заслонка»	84
Приложение. Расчет типового двухкаскадного электрогидравлического усилителя	93
1. Статический расчет двухкаскадного ЭГУ с элементом управления типа «золотник»	93

1.1. Расчет параметров золотниковых каскадов	93
1.2. Расчет параметров электромеханического преобразователя	95
2. Расчет динамики двухкаскадного ЭГУ с элементом управления типа «золотник»	97
2.1. Определение общей передаточной функции ЭГУ	97
2.2. Амплитудная и фазовая частотные характеристики ЭГУ	99
Литература	101

Научное издание

Шагинян Альберт Семенович,
Болотский Владимир Викторович

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ

Редактирование и корректура: Л. Ф. Теплякова
Компьютерная верстка и дизайн: Е. Н. Герасименко

Подписано в печать 04.07.2001.
Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Усл. печ. л. 6,1. Уч. - изд. л. 7,35. Тираж 200 экз.
Заказ № 105/137.

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого».
Лицензия ЛВ № 399 от 12.06.2001.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

Отпечатано на ризографическом оборудовании Учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого».
Лицензия ЛП № 114 от 12.06.2001.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.