

Государственный ордена Трудового Красного Знамени
проектный институт
"ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТИКА"

РУКОВОДЯЩИЙ МАТЕРИАЛ

СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
РАСЧЕТ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ
МЕХАНИЗМОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

РМ4-173-79

1979

Государственный ордена Трудового Красного Знамени
проектный институт
"ПРОЕКТМОНТАЖАВТОМАТИКА"

РУКОВОДЯЩИЙ МАТЕРИАЛ

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
РАСЧЕТ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ
МЕХАНИЗМОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

РМ4-179-79

Срок введения
1 декабря 1979 г.

Главный инженер

Антонов

Начальник отдела

Иакимов

Гл.специалист

Абросимов

Инициалы, фамилия, имя
и дата
277-738 4.10.1994.

1979

Настоящий руководящий материал (РМ) предназначен для ориентировочного определения необходимых крутящих моментов (усилий) и времен полного хода электрических исполнительных механизмов (ЭИМ) постоянной скорости, поставляемых отдельно от регулирующих органов, с которыми они соединяются по чертежам соединений. Расчет ЭИМ является логическим продолжением расчета регулирующего органа, с которым он образует исполнительное устройство. В расчете ЭИМ используются те же исходные данные, что и при расчете регулирующих органов по ГОСТ 16443-70 "Устройства исполнительные. Методы расчета пропускной способности, выбора условного прохода и пропускной характеристики". Результаты расчета регулирующего органа также необходимы для расчета ЭИМ. Вследствие такой взаимосвязи расчета ЭИМ с расчетом регулирующего органа в данном РМ использованы те же единицы измерения, что и в действующем в настоящее время ГОСТ 16443-70.

Настоящий РМ не заменяет собой каталогов, нормативных и информационных материалов, содержащих указания по применению ЭИМ. Поэтому при выполнении расчетов и выборе ЭИМ в каждом конкретном случае необходимо выяснить по указанным документам возможность применения выбранного в процессе расчета ЭИМ.

настоящий ГМ не заменяет союз каталогов, нормативных и информационных материалов, содержащих указания по применению ЭИМ. Поэтому при выполнении расчетов и выборе ЭИМ в каждом конкретном случае необходимо выяснять по указанным документам возможность применения выбиравшего в процессе расчета ЭИМ.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Назначение	5
2. Задача расчета электрического исполнительного механизма (ЭИМ)	9
3. Определение необходимого крутящего момента ЭИМ.....	12
3.1. Общие положения	12
3.2. Нагрузка на заслоночном регулирующем органе.....	13
3.3. Нагрузка на односедельном регулирующем органе...	17
3.4. Нагрузка на двухседельном регулирующем органе...	19
3.5. Крутящий момент на рычаге регулирующего органа..	21
3.6. Нагрузка на выходном органе ЭИМ	23
4. Сочленение ЭИМ с регулирующим органом	26
4.1. Общие положения	26
4.2. Выбор характеристик сочленения	30
4.3. Сочленение ЭИМ с заслоночным регулирующим органом	31
4.4. Сочленение ЭИМ с регулирующими органами, имеющими рычажный привод	38
5. Оценка необходимого времени полного хода выходного органа ЭИМ	43
5.1. Общие положения	43
5.2. Время полного хода ЭИМ	45
5.3. Проверка на гидравлический удар	56
6. Рекомендуемый порядок расчета	58
6.1. Исходные данные	58
6.2. Порядок расчета	58

247-438 4.10.492

Номер, в.к. испол	Помет. в.дата	Сроки испыт. №	Испыт. № дубл.	Помет. в.дата
214-738	У.10.792			

7. Пример расчета и сочленения ЭИМ с заслоночным регулирующим органом	60
8. Пример расчета и сочленения ЭИМ с односедельным регулирующим органом, имеющим рычажный привод	64
 ПРИЛОЖЕНИЕ.	
Ориентировочные значения коэффициента гидродинамического момента M_f для заслоночного регулирующего органа с плоским затвором	68
Перечень использованных документов и литературы	69

1. НАЗНАЧЕНИЕ

Настоящий руководящий материал является руководством по расчету электрических исполнительных механизмов (ЭИМ) постоянной скорости на этапе численных оценок параметров звеньев системы регулирования, электрическая схема которой принята на предшествующих этапах проектирования.

Выбор нужного ЭИМ по нагрузке и быстродействию производится в процессе расчета необходимого крутящего момента (усиляя) и времени полного хода из ряда серийно изготавливаемых ЭИМ, совместных (сопрягаемых) с принятой электрической схемой регулирования. Выбирается конкретный типономинал, имеющий необходимый крутящий момент и приемлемое время полного хода выходного органа.

Теоретически, определение этих параметров ЭИМ является частью полного динамического расчета или моделирования системы автоматического регулирования (САР). Выполнение таких полных расчетов, как правило, целесообразно лишь для объектов, по которым отсутствует опыт эксплуатации. Так как при выполнении полных динамических расчетов САР необходимо предварительно принимать конкретные значения параметров ЭИМ, то методика определения этих параметров необходима независимо от того, будет ли в дальнейшем производиться полный (уточняющий) расчет или нет.

Пригодность принимаемого ЭИМ по другим характеристикам (выбег и лифт выходного органа, возможность и необходимость работы ЭИМ в стопорном режиме и т.п.) должны выявляться в процессе проработки основных проектных решений по каталогам, правилам и информационным материалам. Определенные по данному материалу параметры ЭИМ могут быть уточнены при моделировании или выполнении более полных динамических расчетов системы автоматического регулирования.

Данный материал не распространяется на расчет специальных и универсальных ЭИМ и ЭИМ большой мощности, для расчета которых необходимо и экономически оправдано применение более точных и трудоемких методов, требующих дополнительных затрат на получение большего количества уточненных экспериментальным путем исходных данных. Этот материал также не регламентирует объем и форму исполнения расчетов, так как они определяются особенностями проектируемых систем автоматизации, достоверностью и полнотой исходных данных, доступных проектировщику.

В руководящем материале приняты следующие условные обозначения

Наименование величины	Условное обозначение
Коэффициент, зависящий от угла поворота затвора	α
Плечо силы	b
Внутренний диаметр трубопровода	D
Присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа	d
Диаметр прохода седла	d_c
Диаметр поперечного сечения штока	d_s
Основание натуральных логарифмов	e
Площадь	F
Коэффициент трения	f
Ускорение свободного падения	g
Коэффициент передачи объекта	k_{ob}
Коэффициент передачи регулятора	k_p
Коэффициент передачи системы	k_c
Отношение пускового крутящего момента к номинальному	k
Длина трубопровода	L

Приложение к Руководящему материалу
247-738 У.10.495

Длина тяги сочленения	l
Крутящий момент (общее обозначение)	M
Гидродинамический момент	M_g
Момент трения	M_{mp}
Коэффициент гидродинамического момента	m
Сила (общее обозначение)	N
Сила давления среды на затвор	N_3
Перестановочное усилие на штоке регулирующего органа	N_{nc}
Сила трения штока в сальнике	N_{mp}
Сила давления среды на шток	N_u
Сила уплотнительного контакта	N_{y^n}
Коэффициент запаса	n
Коэффициент ослабления	n_o
Давление (общее обозначение)	P
Давление перед регулирующим органом	P_1
Давление после регулирующего органа	P_2
Перепад давления	ΔP
Располагаемый напор гидравлической цепи	ΔP_c
Расход (общее обозначение)	Q
Длина ведущего ручага сочленения	R
Длина ведомого ручага сочленения	r
Радиус шейки вала (шайбы) затвора	R_s
Площадь (общее обозначение)	S
Комплексная переменная преобразования Лапласа	s
Постоянная времени объекта	T
Время изодрома	T_n
Время (общее обозначение)	t
Время полного хода ЭИМ	T_c

Помп. № арт. № Изд. № дубл. № замены. № дата

Помп. № арт. № Изд. № дубл. № дата

147-736 4.10.79 4

PM4-173-79

Лист

Скорость (общее обозначение)	✓
Передаточная функция объекта	$W_{ob}(s)$
Передаточная функция регулятора	$W_p(s)$
Выходная величина объекта (в замкнутой системе- регулируемая переменная)	x
Входная величина объекта (в замкнутой системе- регулирующее воздействие)	u
Возмущающее воздействие	u_b
Задающее воздействие	u_z
Коэффициент затухания	ζ
Отклонение	ϵ
Параметр	λ
Плотность (общее обозначение)	ρ
Время запаздывания объекта регулирования	τ
Перемещение затвора регулирующего органа, считая от положения "закрыто"	φ
Перемещение выходного органа ЭИМ, считая от положения "закрыто"	ϕ
Угловая частота (общее обозначение)	ω
Собственная частота	ω_c
Частота незатухающих колебаний	ω_n

Ном. и дата	Извлекло, №	Помт. и дата
1977-738	4.10.79.7	

2. ЗАДАЧА РАСЧЕТА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА (ЭИМ)

Электрический исполнительный механизм является силовым звеном системы регулирования и должен быть совместимым как с регулятором, так и с регулирующим органом. В системах автоматизации технологических процессов, как правило, применяются серийно изготавливаемые ЭИМ. Соответствие выбираемого ЭИМ регулятору выявляется при разработке электрической схемы регулирования и уточняется по каталогам и другим информационным материалам. Выбор наиболее подходящего типономинала ЭИМ из серии ЭИМ, сопряжимых с регулятором, используемым в принятой электрической схеме, производится по необходимому крутящему моменту, или усилию, необходимому для перемещения затвора регулирующего органа в рабочих условиях и с необходимой скоростью. Поэтому ЭИМ должен с некоторым запасом развивать крутящий момент (усилие), необходимый для преодоления момента (усилия) на затворе регулирующего органа в рабочих условиях. Скорость движения выходного органа ЭИМ, определяемая временем его полного хода, должна быть достаточной для того, чтобы затвор регулирующего органа своевременно, без существенного отставания, принимал бы положения, соответствующие управляемому сигналу регулятора.

Из вышесказанного следует, что ЭИМ является динамическим звеном, выбираемым в процессе расчета системы регулирования с учетом статических и динамических свойств как объекта регулирования, так и других звеньев системы регулирования.

Теоретически прямой и логичный путь определения необходимых параметров ЭИМ системы регулирования состоит в составлении системы дифференциальных уравнений, описывающих поведение системы "объект - система регулирования", из решения которой можно было бы найти необходимый крутящий момент и время полного хода ЭИМ. Сложность и трудность

Полн. в дата	Полн. в дата	Пост. в дата
11.07.79	11.07.79	11.07.79
11-738	11-738	11-738

РМ4-173-79

Лист

9

составления этих уравнений, недостаточная изученность динамики многих технологических процессов и отсутствие достаточно достоверных исходных данных препятствуют широкому применению такого подхода при расчете ЭИМ систем автоматизации технологических процессов.

Более простой и менее трудоемкий способ определения необходимого крутящего момента ЭИМ состоит в составлении и решении системы статических уравнений равновесия сил и моментов, действующих в подсистеме "ЭИМ-регулирующий орган", и определение из этих уравнений величин крутящих моментов на выходном органе ЭИМ для крайних и нескольких промежуточных положений регулирующего органа. Необходимый крутящий момент ЭИМ определяется наибольшей из найденных величин крутящего момента, взятого с некоторым запасом, для компенсации погрешностей исходных данных для расчета и неучета применяемыми уравнениями динамических свойств подсистемы "ЭИМ-регулирующий орган".

В большинстве практических случаев и этот упрощенный способ применять возможно лишь в редких случаях, вследствие отсутствия возможности получать расчетный путем достоверные зависимости между расходом, перепадом давления и положением затвора регулирующего органа в рабочих условиях. Поэтому в большинстве случаев при определении необходимого крутящего момента ЭИМ приходится ограничиться оценкой только одного значения перепада давления для самой неблагоприятной и не всегда реальной условия работы регулирующего органа. Поскольку такая оценка производится на основании ориентировочных исходных данных, то ее приходится принимать с некоторым страхующим коэффициентом запаса.

Так как время полного хода ЭИМ является динамическим параметром, то для определения этой величины все равно необходимо хотя бы простейшее математическое описание динамики объекта регулирования и регулятора.

Форма №2.105-02-011	Пом. и дата
Изм. №	Пом. и дата
1.04.739	4.10.795
Пом. и дата	
Пом. и дата	

РМ4-173-79

Лист

10

В данном руководящем материале используется метод статических уравнений для определения крутящего момента ЭИМ и упрощенная динамическая модель объекта регулирования для оценки величины времени полного хода выходного органа ЭИМ.

Лист 1 из 1
Пост. и дата: Государств. №: Инв. №: АУБН: Гос-п. и дата:
47-738 4.10.1971

PM4-173-79

Лист
11

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ЗИМ

3.1. Общие положения

Для перемещения затвора регулирующего органа в рабочих условиях ЗИМ должен преодолеть силу инерции и иные силы, действующие на затвор и прочие подвижные элементы регулирующего органа.

В зависимости от вида регулирующего органа, его конструктивных особенностей и условий работы на затвор, шток или вал регулирующего органа могут воздействовать следующие силы или крутящие моменты:

сила или момент на затворе от воздействия перепада давления;
гидродинамическая сила или момент на затворе;
силы трения в опорах затвора и уплотнениях вала или штока;
вес затвора и других подвижных элементов регулирующего органа;
сила инерции массы затвора и других подвижных элементов регулирующего органа и т.п.

Для достоверной оценки этих сил и моментов расчетным путем необходимы экспериментально подтвержденные технические характеристики и параметры конкретных типономиналов серийно изготавливаемых регулирующих органов. Для большинства серийных регулирующих органов такие данные известны лишь ориентировочно. Поэтому выполнение уточненных расчетов сил и крутящих моментов, действующих в регулирующих органах в рабочих условиях, как правило, не представляется возможным. В данном руководящем материале производится оценка наиболее существенных сил и моментов, а остальные учитываются некоторым коэффициентом запаса. Для сил и моментов, изменяющихся по величине и направлению, приходится оценивать их максимальные значения и наиболее неблагоприятные направления. Значения коэффициента запаса η можно принимать по табл. I, если нет важных причин принять иные значения.

Таблица I

Режим работы регулирующего органа	Коэффициент запаса γ_2
Плавное управление расходом среды, протекающей через регулирующий орган	2
Быстрое и прецизионное управление положением затвора регулирующего органа	3

3.2. Нагрузка на заслоночном регулирующем органе

Крутящий момент на валу заслоночного регулирующего органа (леворотной заслонка) представляет собой алгебраическую сумму следующих основных крутящих моментов:

- гидродинамический момент, всегда стремящийся закрыть регулирующий орган;
- момент сил трения в опорах вала, действующий при движении затвора в направлении в сторону, противоположную направлению движения.

Кроме указанных моментов к валу заслоночного органа могут быть приложены следующие моменты:

- момент сил трения в уплотнениях и опорах вала;
- момент сил трения в седле;
- гидроакустический момент, действующий на закрытый регулирующий орган, когда трубопровод заполнен средой только с одной стороны регулирующего органа (предпусковое положение). Эти моменты сил трения зависят от конструкции, материала и состояния уплотнений и седел и обычно учитываются коэффициентом запаса к моменту сил трения в опорах.

Инв. №	Посл. в арте	Г.закл.посл. №	Инв. № будн.	Потр. в дате
241-738	4.10.79			

РМ4-173-79

Лист

Заводской	15.09.84	Пом.	Плато
-----------	----------	------	-------

13

Гидростатический момент действует только в положении "закрыто", когда трубопровод с одной стороны регулирующего органа опорожнен. Так как, как правило, регулирующие органы не предназначены для эксплуатации в качестве запорных, то этот режим использования регулирующих органов в данном материале не рассматривается.

Потребный крутящий момент на валу заслоночного регулирующего органа, развиваемый ЭИМ, будет равен

$$M = n(M_g + 1,2M_{mp}) \text{ кгс.м.} \quad (1)$$

где n - коэффициент запаса учитывающий условия и режим работы регулирующего органа, затяжку сальников и т.п. Этот коэффициент можно принимать по табл. I;

M_g - гидродинамический момент на валу регулирующего органа, кгс.м.;

M_{mp} - момент трения в опорах регулирующего органа, кгс.м.

Гидродинамический момент является следствием несимметричности сил воздействия протекающей среды относительно оси вращения (вала) затвора.

Величина гидродинамического момента может быть выражена следующим образом

$$M_g = N\delta \quad (2)$$

где N - равнодействующая гидродинамических сил, действующих на затвор;

δ - плечо силы N .

Величина силы N зависит от угла поворота затвора φ , площади прохода или квадрата присоединительного (условного) диаметра регулирующего органа d , перепада давления на регулирующем органе ΔP и может быть выражена следующей формулой

$$N = a d^2 \Delta P \quad (3)$$

Пом. №		Пом. №		Пом. №	
1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6

где a - коэффициент, зависящий от угла поворота затвора.

Величина плеча b силь N для данного положения затвора, за-
висит от диаметра d

$$b = a'd, \quad (4)$$

где a' - коэффициент, зависящий от угла поворота затвора φ , считая от положения "закрыто".

Подставив выражения (3) и (4) в (2), получим

$$M_g = m d^3 \delta P, \quad \text{kgc.u} \quad (5)$$

где $m = aa'$ - коэффициент гидродинамического момента (величина безразмерная);

d - присоединительный (условный) диаметр заслоночного регулирующего органа, м;

ΔP - перепад давления на регулирующем органе, kgs/m^2

Коэффициент m определяется экспериментально и зависит от формы и конструкции затвора. В приложении данного материала показана осредненная зависимость коэффициента гидродинамического момента m от угла поворота затвора φ для заслоночных регулирующих органов с плоским затвором. Этим приложением можно пользоваться при отсутствии данных по коэффициентам m для конкретных применяемых типов заслоночных регулирующих органов.

Из графика приложения видно, что коэффициент m имеет максимум при $\varphi \approx 73^\circ$. Так как в большинстве случаев регулирующий орган работает при переменном перепаде давления ΔP , то максимальное значение M_g не соответствует максимуму коэффициента m , то есть при пользовании формулой (5) для выявления максимального гидродинамического момента необходимо определить величину M_g для ряда значений ΔP и φ в рассматриваемом диапазоне изменения расхода в рабочих условиях.

Такой способ определения максимальной величины гидродинамического момента M_g слишком трудоемок, что делает его применение целесообразным лишь при расчете ЭИМ на ЭВМ для специальных и уникальных регулирующих органов и в случае использования ЭИМ большой мощности, когда большие дополнительные трудозатраты экономически оправданы. В остальных случаях, как правило, при оценке максимального значения M_g в формулу (5) приходится подставлять максимальное значение перепада давления на регулирующем органе ΔP , соответствующее положению регулирующего органа "закрыто". При этом в формулу (5) также подставляется максимальное значение коэффициента гидродинамического момента m .

Из приложения к данному материалу следует, что максимальное ориентировочное значение коэффициента гидродинамического момента m заслоночного регулирующего органа с плоским затвором $m = 0,0654$. Поэтому оценку максимального значения гидродинамического момента заслоночного регулирующего органа с плоским затвором можно получить, придав формуле (5) следующий вид

$$M_g = 0,0654 d^3 \Delta P_m, \text{ кгс} \cdot \text{м} \quad (6)$$

где d - присоединительный (условный) диаметр заслоночного регулирующего органа с плоским затвором, м.;

ΔP_m - перепад давления на регулирующем органе при максимальном значении гидродинамического момента, $\text{кгс}/\text{м}^2$.

В качестве приемлемого значения ΔP_m при ориентировочном определении M_g можно принимать величину перепада давления на регулирующем органе при среднем расходе, равном половине максимального расхода через регулирующий орган. Перепад давления, соответствующий этому расходу, может быть вычислен по формулам раздела 4 руководящего материала РМ4-163-77.

Номер, подп.	Подп. и дата	Имя, фамилия, отч. пр.	Имя, фамилия, отч. пр.
144-738	4.10.1982		

РМ4-173-79

Лист

16

Величина момента сил трения в опорах вала заслоночного регулирующего органа определяется следующим выражением

$$M_{mp} = \frac{\pi}{2} d^2 r_m f \Delta P. \quad (7)$$

Так как нас интересует оценка максимальной величины M_{mp} имеющей место в положении "закрыто", то в уравнение (7) следует подставлять ΔP , равное избыточному давлению перед регулирующим органом

$$\Delta P = P_1. \quad (8)$$

Таким образом максимальный момент трения будет равен

$$M_{mp} = 0,785 d^2 r_m f P_1, \text{ кгс.м.} \quad (9)$$

где d - присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа, м.;

r_m - радиус шейки вала (шапки) затвора, м.;

f - коэффициент трения в опорах (величина безразмерная, принимается равной 0,15- 0,25);

P_1 - избыточное давление перед закрытым регулирующим органом, кгс/м².

3.3. Нагрузка на односедельном регулирующем органе

Перестановочное усилие на штоке односедельного регулирующего органа равно

$$N_{nc} = \pm N_3 \pm N_{us} + N_{mp} + N_{yn}, \text{ кгс/см}^2 \quad (10)$$

где N_3 - сила давления среды на затвор, кгс.;

N_{us} - сила давления среды на шток, кгс.;

N_{mp} - сила трения штока в сальнике, кгс.;

N_{yn} - сила, необходимая для создания уплотнительного контакта затвора с седлом, кгс.

Пол. и подп.	Изм. №	Литер.	Литер.
147-7338	У.10.79.7		

Сила давления среды на затвор равна

$$N_3 = F_c \Delta P = F_c (P_1 - P_2), \text{ кгс} \quad (11)$$

где F_c - площадь прохода в седле, мм^2 ;

ΔP - перепад давления на регулирующем органе, $\text{кгс}/\text{см}^2$;

P_1 - давление перед регулирующим органом, $\text{кгс}/\text{см}^2$;

P_2 - давление после регулирующего органа, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

При разгруженном затворе при определении F_c принимается в расчет разность площадей поршня и седла.

Сила давления среды на шток равна

$$N_4 = 0,785 d_w^2 P_2, \text{ кгс}/\text{см}^2 \quad (12)$$

где d_w - диаметр поперечного сечения штока в сальнике, мм ;

P_2 - давление среды после регулирующего органа, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

Знаки перед N_3 и N_4 в уравнениях (10) прописываются в зависимости от направления этих сил. Если направление соответствующей силы противоположно направлению усилия от ЭИМ, то она принимается со знаком плюс, в ином случае - со знаком минус.

Сила трения штока в сальнике с аббографитовой набивкой может быть определена по следующей формуле

$$N_{tr} = 1,1 d_w + 0,02 d_w P, \text{ кгс} \quad (13)$$

где d_w - диаметр штока, мм ;

P - давление среды под сальниковой камерой, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

В односедельных регулирующих органах с разгруженными затворами следует дополнительно учитывать трение, создаваемое уплотнением в направляющей втулка. Эта сила трения может быть ориентировочно подсчитана по формуле

$$N_{tr} = 0,4 d_w + 0,01 d_w \Delta P, \text{ кгс} \quad (14)$$

Полн. и дата	Пост. и дата	Исп. и дата	Составлено
247-738	4.10.79		

где

d_h - диаметр направляющей части затвора, мм;

ΔP - максимальный перепад давления при закрытом проходе, кгс/см².

Сила, необходимая для создания уплотнительного контакта в жесткой запорной паре, может быть ориентировочно подсчитана по следующим формулам:

при условном давлении $P_y < 100$ кгс/см²

$$N_y \approx 0,75\pi d_c, \text{ кгс}; \quad (15)$$

при условном давлении $P_y > 100$ кгс/см²

$$N_y \approx 0,75\pi d_c \frac{P_y}{100}, \text{ кгс} \quad (16)$$

где d_c - диаметр прохода седла, мм;

P_y - условное давление, кгс/см².

3.4. Нагрузка на двухседельном регулирующем органе

Перестановочное усилие на штоке двухседельного регулирующего органа, работающего без плотной посадки затвора на седло, то есть без учета силы, необходимой для создания уплотнительного контакта затвора с седлом, равно

$$N_{nc} = N_3 \pm N_u + N_{mp}, \text{ кгс} \quad (17)$$

где N_3 - сила давления среды на затвор, кгс;

N_u - сила давления среды на шток, кгс;

N_{mp} - сила трения штока в сальнике, кгс.

Сила давления среды на затвор N_3 равна

$$N_3 = \Delta P_c (P_1 - P_2) = \Delta P_c \Delta P, \text{ кгс} \quad (18)$$

Ном.	Постр. и дата	Заводчика	Инв. №	Лист
247-738	Ч.10.792			

где ΔF_c - разность площадей проходов большого F_{cd} и малого F_{cm} седел, см^2 ;

P_1 - давление перед регулирующим органом, kgs/cm^2 ;

P_2 - давление после регулирующего органа, kgs/cm^2 ;

ΔP - перепад давления на регулирующем органе, kgs/cm^2 .

Сила давления среды на шток равна

$$N_u = 0,785 d_u^2 P_2, \text{kgs}/\text{cm}^2 \quad (19)$$

где d_u - ~~диаметр~~ сечения штока в сальнике, см^2 ;

P_2 - давление среды после регулирующего органа, kgs/cm^2 .

Знак перед N_u в уравнении (17) принимается в зависимости от направления этой силы. Если направление N_u совпадает с направлением силы N_3 , то N_u принимается со знаком плюс, в противном случае со знаком минус.

Сила трения штока в сальнике может быть определена по следующим формулам:

для сальников с фторопластовыми кольцами и штока, обработанного по II-м классу шероховатости

$$N_{tr} = 0,6 d_u + 0,01 d_u P, \text{kgs} \quad (20)$$

для сальников с другими набивочными материалами

$$N_{tr} = 1,1 d_u + 0,02 d_u P, \text{kgs} \quad (21)$$

где d_u - диаметр штока в сальнике, мм.;

P - давление среды под сальниковой камерой, kgs/cm^2 .

Помт. и дата	Сальник, №	Исп. №	Исп. №	Помт. и дата
13.10.79	4.10.79			
24.7.38				

Изл. Инст.	№ докум.	Помт.	Дат

Копировано

PM4-173-79

1/1

20

3.5. Крутящий момент на рычаге регулирующего органа

Поворотное перемещение вала затвора заслоночного регулирующего органа удобно сочетается с поворотным движением выходного рычага ЭИМ при их сочленении шарнирным четырехзвенником.

Регулирующие органы с поступательным движением затвора также удобно сочленять с ЭИМ посредством шарнирного четырехзвенника, однако в этом случае они должны иметь рычажный привод, как это показано на рис. I. Тяга шарнирного четырехзвенника сочленения, соединяющая ведущий рычаг ЭИМ с точкой B рычага регулирующего органа, передает усилие N , с которым ЭИМ удерживает рычаг $BO_2 = r$. Сила на штоке регулирующего органа N_c стремится повернуть рычаг BO_2 по часовой стрелке около оси O_2 . Обозначав длину плеча $CO_2 = b$, найдем необходимый крутящий момент на рычаге регулирующего органа

$$M = \pi b N_c, \text{ кгс} \quad (22)$$

где π - коэффициент запаса, учитывающий условия и режим работы регулирующего органа, затяжку сальников и т.п., принимается по табл. I;

b - плечо силы на штоке регулирующего органа, м;

N_c - необходимое усилие на штоке регулирующего органа, определяемое по формуле (10) или (17), кгс.

Изв. №	Полк.	Пост. и дата	Серийн. №	Изв. № дубл.	Пост. и дата
244-733		Ч.10.79	2		

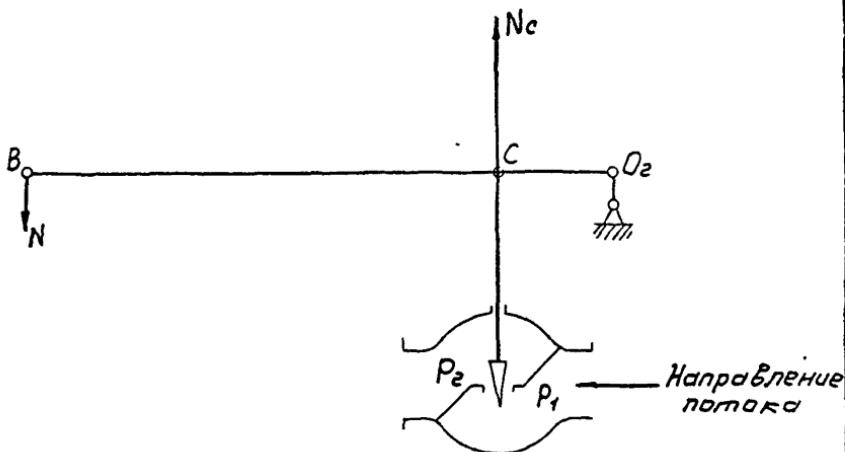


Рис. I. Односедельный регулирующий орган с рычажным приводом:

$BO_2 = r$ - рычаг регулирующего органа;

$CO_2 = b$ - плечо силы на штоке;

N_c - сила на штоке регулирующего органа;

N - сила на рычаге регулирующего органа;

P_1 - давление перед регулирующим органом;

P_2 - давление после регулирующего органа.

Инв. № подп.	Полп. и дата	Грав. штамп	Инв. № подп.	Полп. и дата
247-438	4.10.79	Ч		

3.6. Нагрузка на выходном органе ЭИМ

Для того, чтобы выбрать конкретный типономинал ЭИМ необходимо знать нагрузку не на валу или штоке регулирующего органа, а на выходном органе ЭИМ.

Для приведения нагрузки на валу или штоке регулирующего органа к выходному органу ЭИМ необходимо учет влияния кинематической схемы сочленения на передаваемую ей нагрузку. Поскольку выбор типономинала ЭИМ предшествует разработке чертежей сочленения, то возникает необходимость в предварительной оценке влияния сочленения на передаваемый им крутящий момент или усилие.

Поставляемые без ЭИМ регулирующие органы, как правило, сочленяются с ними посредством шарнирного четырехзвенника. Такое сочленение изменяет передаваемый крутящий момент, который становится зависимым от положения ^ш рячагов сочленения. При этом возможно весьма существенное уменьшение крутящего момента, особенно в одном или обоих крайних положениях затвора регулирующего органа. Уменьшение крутящего момента сочленением удобно учитывать коэффициентом ослабления крутящего момента η_o .

При определении необходимого крутящего момента на выходном органе ЭИМ необходимо также учитывать величину отношения пускового крутящего момента выбиаемого ЭИМ к его名义ному крутящему моменту k .

Необходимый крутящий момент ЭИМ, сочленяемого с регулирующим органом, будет равен

$$M_{i,c} = \frac{\eta_o}{k} M, \text{ кгс.м} \quad (23)$$

где M - необходимый крутящий момент на валу или рячаге регулирующего органа, кгс.м ;

η_o - коэффициент ослабления крутящего момента механизмом сочленения (величина безразмерная);

Изменение, кратное	Порядок в списке	Изменение, кратное
Порядок в списке	1	Изменение, кратное
1	2	3
Ч. 10.	Ч. 10.	Ч. 10.
492	492	492
Ч. 11.	Ч. 11.	Ч. 11.
338	338	338
Ч. 12.	Ч. 12.	Ч. 12.
238	238	238
Ч. 13.	Ч. 13.	Ч. 13.
132	132	132
Ч. 14.	Ч. 14.	Ч. 14.
66	66	66

k - отношение пускового крутящего момента ЭИМ к名义альному (величина безразмерная).

Подставив в уравнение (23), значение M из уравнения (1) подраздела 3.2, получим формулу необходимого крутящего момента ЭИМ, сочленяемого с заслоночным регулирующим органом

$$M_c = \frac{n n_o}{k} (M_g + 1,2 M_{tr}), \text{ кгс.м.} \quad (24)$$

где n - коэффициент запаса (величина безразмерная, принимается по табл. I);

n_o - коэффициент ослабления крутящего момента сочленением (величина безразмерная);

k - отношение пускового крутящего момента ЭИМ к名义альному крутящему моменту (величина безразмерная);

M_g - гидродинамический момент на валу регулирующего органа, кгс.м.;

M_{tr} - момент трения в опорах регулирующего органа, кгс.м.

Моменты M_g и M_{tr} определяются по формулам (5), (6) и (9) подраздела 3.2.

Подставив в уравнение (23) значение M , определяемое уравнением (22), получим формулу необходимого крутящего момента ЭИМ, сочленяемого с регулирующим органом, имеющим рычажный привод

$$M_c = \frac{n n_o}{k} b N_{nc}, \text{ кгс.м} \quad (25)$$

где n - коэффициент запаса (величина безразмерная, принимаемая по табл. I);

n_o - коэффициент ослабления крутящего момента сочленением (величина безразмерная);

k - отношение пускового крутящего момента ЭИМ к名义альному крутящему моменту (величина безразмерная);

Лист	№	Помт. №
Инв. №	№	Инв. №
Сроки, №	№	
Год, №	№	
Помт. №	№	

Лист	№	Помт. №
Инв. №	№	Инв. №
Сроки, №	№	
Год, №	№	

13	15	17	19	20
13	15	17	19	20

b - плечо силы на штоке регулирующего органа, м;
 N_{nc} - необходимое усилие на штоке регулирующего органа, определяемое по формуле (10) или (17), кгс.

Величина коэффициента ослабления крутящего момента механизмом сочленения зависит от кинематической схемы сочленения. Так как в большинстве случаев всегда имеется вероятность того, что в процессе наладки системы регулирования может возникнуть необходимость корректировки расходной характеристики регулирующего органа за счет сочленения то величину коэффициента ослабления целесообразно принимать с некоторым запасом, что обеспечивается при $n = 4$.

Необходимый крутящий момент M_c , найденный по формулам (24) и (25), не должен быть больше максимального допускаемого крутящего момента M_{gn} , определяемого условиями прочности регулирующего органа. Если в информационных материалах на принимаемый заслоночный регулирующий орган нет указаний о величине максимального допускаемого крутящего момента на валу регулирующего органа, то эта величина может быть вычислена по известной формуле сопротивления материалов

$$M_{gn} = \tau_{gn} W_p, \text{ кгс} \cdot \text{см} \quad (26)$$

где τ_{gn} - допускаемое касательное напряжение для материала вала, $\text{кгс}/\text{см}^2$;

W_p - момент сопротивления наиболее слабого сечения вала при кручении, см^3 .

Номинальный крутящий момент M_n выбранного ЭИМ должен быть равен или больше величины M_c , найденной по формулам (24) и (25).

247-738 У.10.79.5

Лист	Документ	Нали.	Дата
1			

РМ4-173-79

Лист

25

4. СОЧЛЕНЕНИЕ ЭИМ С РЕГУЛИРУЮЩИМ ОРГАНОМ

4.1. Общие положения

Электрический исполнительный механизм, воздействующий на регулирующий орган, размещается на некотором расстоянии от этого органа и сочленяется с ним посредством механизма сочленения.

Работа механизма сочленения описывается характеристикой сочленения, имеющей следующий вид

$$\varphi = k_{\text{св}}(\varphi) \phi, \quad (27)$$

где φ - ход затвора регулирующего органа;

$k_{\text{св}}(\varphi)$ - коэффициент передачи сочленения (связи);

ϕ - ход выходного органа ЭИМ.

Как правило, во избежание перенастройки регулятора при существенном изменении нагрузки объекта целесообразно приблизительно соблюдать постоянство коэффициента передачи разомкнутого контура системы

k_c . Этот коэффициент равен

$$k_c = k_p k_{\text{св}} k_{\text{р.о.}} k_{\text{об}}, \quad (28)$$

где k_p - коэффициент передачи регулятора вместе с ЭИМ;

$k_{\text{св}}$ - коэффициент передачи связи (сочленения) между ЭИМ и регулирующим органом;

$k_{\text{р.о.}}$ - коэффициент передачи регулирующего органа;

$k_{\text{об}}$ - коэффициент передачи объекта регулирования.

Коэффициент передачи регулятора k_p является настроенным параметром, который в процессе эксплуатации системы регулирования желательно иметь неизменным. Коэффициент передачи объекта $k_{\text{об}}$, в общем случае есть величина переменная, зависящая от нагрузки объекта, характеризующей положением затвора регулирующего органа φ . Следовательно, $k_{\text{об}}$ есть функция

Пост. №	Пост. № в арх.
244-436	Ч. 10. 47
дата	
помн.	
Изм. №	
Изм. № арх.	

$$k_{\text{об}} = k_{\text{об}}(\varphi). \quad (29)$$

Коэффициент передачи регулирующего органа $k_{\text{ро}}$ численно равен угловому коэффициенту касательной в рабочей точке расходной характеристики $Q = \psi(\varphi)$ регулирующего органа. Так как в общем случае, при переменном перепаде давления на регулирующем органе, расходная характеристика величинна, то коэффициент $k_{\text{ро}}$ также напостоянен и зависит от положения затвора регулирующего органа, то-есть

$$k_{\text{ро}} = k_{\text{ро}}(\varphi). \quad (30)$$

С учетом вышезложенного уравнение (28) примет вид

$$k_c = k_p k_{\text{об}} k_{\text{ро}}(\varphi) k_{\text{об}}(\varphi), \quad (31)$$

где величину коэффициента передачи сочленения целесообразно сделать переменной, зависящей от φ таким образом, чтобы $k_c \approx \text{Const.}$

Коэффициент передачи объекта $k_{\text{об}}$ численно равен угловому коэффициенту касательной в рабочей точке статической характеристики объекта.

Из уравнения (31) коэффициент передачи сочленения будет равен

$$k_{\text{об}}(\varphi) = \frac{(k_c)}{k_{\text{ро}}(\varphi) \cdot k_{\text{об}}(\varphi)}. \quad (32)$$

Из уравнения (32) следует, что для выявления потребной характеристики сочленения (27) необходимы статическая характеристика объекта и расходная характеристика регулирующего органа. Статическую характеристику объекта получить расчетным путем на стадии проектирования очень сложно. Несколько проще получить расчетным путем расходную характеристику регулирующего органа. Однако необходимый для определения расходной характеристики регулирующего органа объем вычислений, как правило, слишком велик, а получаемая точность результатов мала вследствие недостаточной достоверности исходных данных и методических погрешностей формул гидравлики. Поэтому на стадии проектирования приходится условно полагать $k_{\text{об}} \approx \text{Const.}$ и ограничиться приближенным постоянством произведения $k_{\text{об}}(\varphi) k_{\text{ро}}(\varphi) \approx \text{Const.}$

247-738 У.10.494

На рис.2а показана расходная характеристика регулирующего органа, в рабочих условиях, то-есть при непостоянном перепаде давления на нем. Расходная характеристика, в отличие от пропускной характеристики, при $\Delta P \neq \text{const}$ всегда более выпукла.

Из рис.2б видно, что для компенсации выпуклости расходной характеристики, характеристика сочленения должна быть вогнутой, в результате чего характеристика исполнительного устройства может стать линейной (рис.2в).

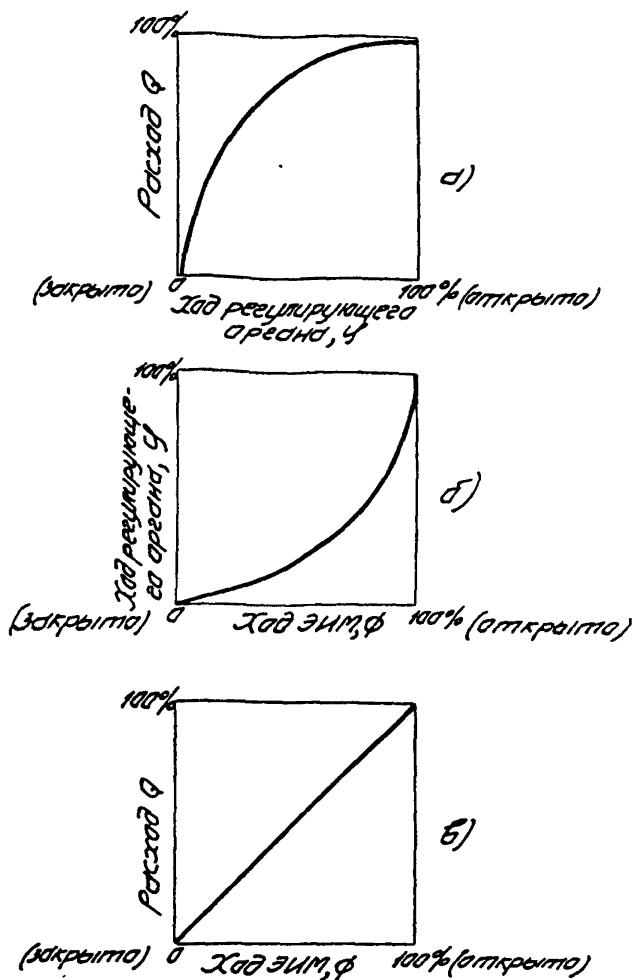
Во избежание внесения вредных нелинейностей в контур регулирования, при разработке чертежей сочленения необходимо обеспечить достаточную жесткость звеньев сочленения и свести к минимуму люфты в кинематических парах (шарнирах).

При построении кинематической схемы сочленения для ЭИМ с органом ручного управления (ручным дублером) необходимо обеспечить ожидаемое соответствие между направлением вращения дублера и результатом этого воздействия. Если результат вращения дублера будет контролироваться по положению затвора регулирующего органа, то при построении кинематической схемы сочленения целесообразно обеспечить традиционное соответствие "вращение по часовой стрелке закрывает". Если же ЭИМ размещается таким образом, что обеспечивается пользование прибором, отражающим результат ручного воздействия (регулируемую переменную), то сочленением следует обеспечить соответствие "вращение по часовой стрелке увеличивает регулируемую переменную".

Изобр. и подпись
Прил. и дата
247-У36 4. 10. 71

PM4-173-79

Лист
28



Инв. №	Полн.	Пол. и цвета	С. замковые, №	Инв. № глуб.	Пост. и дата
244-738	Ч. 10. 492				

4.2. Выбор характеристики сочленения

Из изложенного в подразделе 4.1 следует, что необходимая форма характеристики сочленения зависит от расходной характеристики регулирующего органа, которая определяется формой пропускной характеристики регулирующего органа и отношением перепада давления на регулирующем органе ΔP к общему располагаемому напору ΔP_c гидравлической цепи, в которой установлен регулирующий орган (РМ4-163-77).

Заслоночные регулирующие органы имеют приблизительно равнопрентную пропускную характеристику, которая при $\Delta P \neq \text{Const}$ стремится стать выпуклой и может создать приблизительно линейную или выпуклую расходную характеристику. Применительно к заслоночным органам и другим регулирующим органам с равнопрентной характеристикой таблице выбора характеристик исполнительных устройств (раздел 13 РМ4-163-77) целесообразно придать следующий вид:

Таблица 2

Контур регулирования		Характеристика сочленения ЗИМ с заслонкой	
		$\frac{\Delta P}{\Delta P_c} \geq 0,25$	$0,06 < \frac{\Delta P}{\Delta P_c} < 0,25$
Регулирование расхода газа или жидкости; расход измеряется сужающим устройством, расход измеряется ротаметром (или сужающим устройством и устройством извлечения квадратного корня)		линейная	линейная
Регулирование уровня в емкости		линейная	выгнутая

Из табл.2 следует, что почти во всех случаях на стадии проектирования при $\frac{\Delta P}{\Delta P_c} < 0,25$ предпочтение следует отдавать выгнутой характеристике сочленения ЗИМ с заслоночным регулирующим органом.

Прил. к поясн. № 1
Заслонка № 1
Пост. № 1
Прил. № 1
247-173-79
15.01.79

Лист
30
15.01.79

Регулирующие органы других типов, поставляемые без исполнительных механизмов, имеют различные пропускные характеристики, пересчет которых в расходные характеристики не целесообразен вследствие низкой точности исходных данных и большого объема вычислений. Для таких органов на стадии проектирования целесообразно предусматривать линейную характеристику сочленения, которая может быть скорректирована при наладке системы регулирования по фактическим данным на объекте.

4.3. Сочленение ЭИМ с заслоночным регулирующим органом

Шарнирный четырехзвенник, сочленяющий ЭИМ с заслоночным регулирующим органом, должен строиться с соблюдением следующих ограничивающих условий:

- а) ведущий рычаг R и тяга l могут располагаться на одной прямой линии только в положении "закрыто";
- б) ведомый рычаг r и тяга l не должны располагаться на одной прямой во всех допустимых положениях, включая положения "открыто" и "закрыто";
- в) в крайних положениях механизма сочленения плечо силы, приложенное к ведомому рычагу r , не должно быть меньше $0,25 R$;
- г) расстояние между осями ЭИМ и регулирующего органа, как правило должно быть не менее $2,5 R$;
- д) во избежание поломки регулирующего органа и сочленения и для предотвращения перемещения затвора вне предусмотренных пределов угол поворота рычага ЭИМ должен быть ограничен механическими упорами в положениях "закрыто" и "открыто".

На рис.3 показано сочленение ЭИМ с заслоночным регулирующим органом посредством шарнирного четырехзвенника. Из этого рисунка следует, что для получения взгнутой характеристики необходимо, чтобы в начале

Номер, подан.	Ч. 10.151
Номер, в работе	Ч. 38
Полн. и дата	15.07.79
Изм. №	1

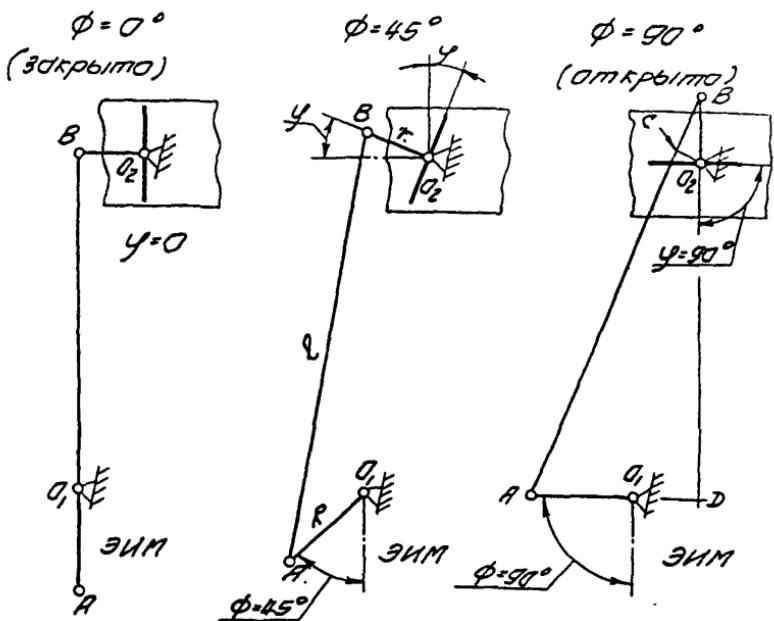


Рис.3. Сочленение ЭИМ с заслоночным регулирующим органом (вогнутая характеристика):

- $O_1 A = R$ - рычаг ЭИМ;
- $AB = l$ - тяга сочленения;
- $BO_2 = r$ - рычаг регулирующего органа;
- ϕ - угол поворота рычага ЭИМ, считая от положения "закрыто";
- φ - угол поворота рычага регулирующего органа, считая от положения "закрыто".

План, № поиска	Полот. к дате	Схемы, №	Изм. №	Лист
247-138	У.10.79	2		

открытая точка A перемещалась бы в попечном направлении относительно прямой O_1O_2 , а в конце открытая - продольно этой прямой.

Эти соображения реализуются при соблюдении следующих требований:

- в положении "закрыто" тяга l и ведущий рычаг R расположены на одной прямой и являются продолжением друг друга, а ведомый рычаг r перпендикулярен тяге l ;

- для установки в положение "открыто" ведомый рычаг поворачивается на 90° при соблюдении условия

$$O_2C \geq \frac{r}{4}, \quad (33)$$

где O_2C - перпендикуляр к тяге l .

Для того, чтобы при повороте ведущего рычага R на 90° , ведомый рычаг r также повернулся на 90° необходима определенная длина этого рычага.

На рис.4 показано сочленение в некотором промежуточном положении, из которого видно, что этому положению соответствует прямоугольный треугольник, высота которого равна

а основание $R \sin \phi + r(1 - \cos \phi)$,
 $R \cos \phi + (l - R) + r \sin \phi$.

Гипотенуза этого треугольника равна длине тяги l .

Квадрат гипотенузы прямоугольного треугольника равен сумме квадратов катетов

$$l^2 = [R \sin \phi + r(1 - \cos \phi)]^2 + [R(\cos \phi - 1) + l + r \sin \phi]^2. \quad (34)$$

Выражение (34) справедливо также и для положения "открыто", когда

$$\begin{array}{ll} \phi = 90^\circ; & \phi = 90^\circ; \\ \sin \phi = 1; & \sin \phi = 1; \\ \cos \phi = 0; & \cos \phi = 0. \end{array} \quad (35)$$

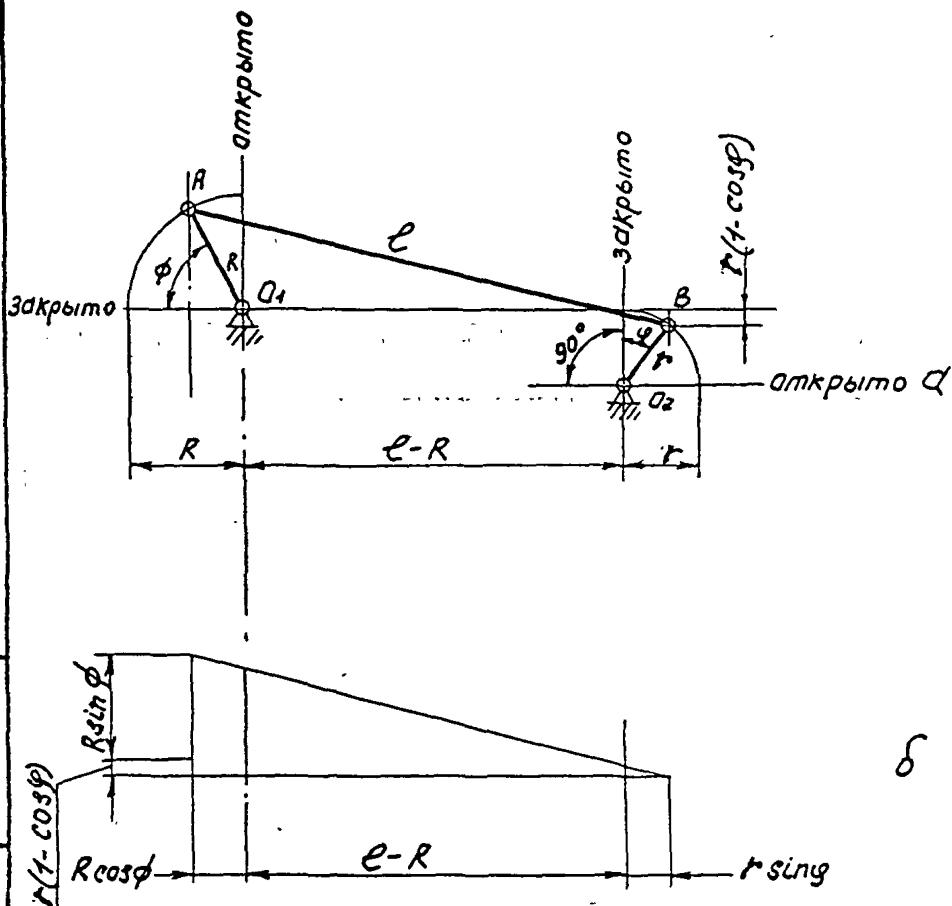


Рис.4. Шарнирный четырехзвенник сочленения в промежуточном положении

а - схема сочленения;

б - прямоугольный треугольник.

Инв. №	Номен.	Полн. и дата	Г. изобр.	Инв. № изобр.	Полн. и дата
244-438	Ч.10.79				

Подставив в выражение (34) значения тригонометрических функций (35) и выполнив необходимые преобразования, получим

$$r^2 + lr - R(l - R) = 0 \quad (36)$$

Решение уравнения (36) дает искомую длину ведомого рычага

$$r = -\frac{l}{2} + \sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + R(l - R)}. \quad (37)$$

В формуле (37) величины l, R и r должны иметь одинаковую размерность, например мм.

Из рис. 3 видно, что наименьшая длина плеча $O_2 C$ силь, передаваемой тягой AB , имеет место в положении "открыто". Из подобия прямоугольных треугольников ABD и $CB O_2$ следует

$$\frac{\overline{CO_2}}{\overline{AD}} = \frac{\overline{BO_2}}{\overline{AB}},$$

или, приняв $CO_2 = b$, получим

$$\frac{b}{R+r} = \frac{r}{l}. \quad (38)$$

Из выражения (38) плечо b равно

$$b = \frac{r}{l}(R+r). \quad (39)$$

Приняв коэффициент ослабления крутящего момента n_0 ,

равным отношению длины ведомого рычага r к наименьшей длине плеча b , из выражения (39) получим формулу коэффициента ослабления крутящего момента ЭИМ маркирным четырехзвенным сочленением, реализующего выгнутую характеристику

$$n_0 = \frac{l}{R+r}. \quad (40)$$

Как правило, при определении необходимого крутящего момента на выходном органе ЭИМ следует задаваться

$$n_0 = 4. \quad (41)$$

Лист	11
Полн. и дата	
Исп. № выбл.	
Исп. № залога	
Полн. и дата	
Полн. и дата	4.10.74
Полн. и дата	247-733

Величина π_0 спроектированного сочленения, определяемая формулой (40), не должна быть больше четырех.

Изложенные в начале данного раздела ограничивающие условия являются общими для шарнирных четырехзвенников с любой формой характеристики. Задача построения сочленения шарнирным четырехзвенником с линейной характеристикой значительно упрощается тем, что в этом случае

$$r=R \quad \text{и} \quad l=0, \quad (42)$$

и, следовательно, четырехзвенник образует параллелограмм. При проектировании сочленения с линейной характеристикой в качестве исходного положения построения удобно принять не $\phi = \varphi = 0$, а $\phi = \varphi = 45^\circ$, так как в этом положении четырехзвенник образует прямоугольник и рычаги R и r будут перпендикулярны тяге l (рис.4).

Из рис.5 видно, что наименьшая величина плеча силы, передаваемой тягой l , имеет место в крайних положениях "открыто" и "закрыто".

Это плечо b равно

$$b = r \cos 45^\circ = \frac{\sqrt{2}}{2} R. \quad (43)$$

Приняв коэффициент ослабления кручущего момента равным отношению длины ведущего рычага R к наименьшей длине плеча b найдем этот коэффициент

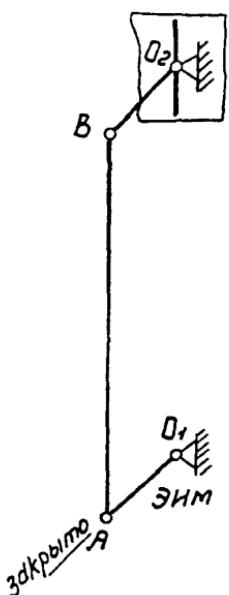
$$\pi_0 = \frac{R}{b} = \sqrt{2} \approx 1,4. \quad (44)$$

Так как при наладке системы регулирования может возникнуть необходимость изменения кинематической схемы сочленения, то как правило, коэффициент ослабления следует принимать

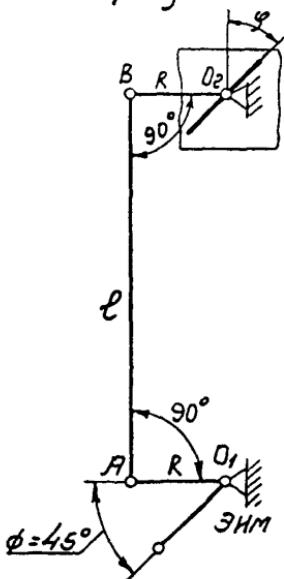
$$\pi_0 = 4. \quad (41)$$

Пом. и дата
1977.7.30
Изв. № 495
Ред. и провер.
Пом. и дата
4.10.79
Изв. № 495
Пом. и подп.
Пом. и дата
1977.7.30
Изв. № 495
Ред. и провер.
Пом. и дата
4.10.79
Изв. № 495

$$\phi = \varphi = 0^\circ$$



$$\phi = \varphi = 45^\circ$$



$$\phi = \varphi = 90^\circ$$

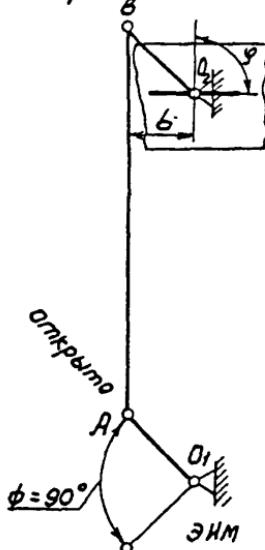


Рис. 5. Сочленение ЭИМ с заслоночным регулирующим органом (линейная характеристика):

$O_1 A = R$ - рычаг ЭИМ;

$AB = l$ - тяга сочленения;

$BO_2 = r$ - рычаг регулирующего органа;

ϕ - угол поворота рычага ЭИМ, считая от положения "закрыто";

φ - угол поворота рычага регулирующего органа, считая от положения "закрыто".

4.4. Сочленение ЭИМ с регулирующими органами, имеющими рычажный привод

Регулирующие органы (клапаны) с рычажным приводом обычно сочленяются с ЭИМ также, как и заслоночные регулирующие органы, то-есть с помощью шарнирного четырехзвенника. В качестве ведомого рычага сочленения используется рычаг привода регулирующего органа, рабочая длина которого (расстояние от оси вращения рычага до оси тяги) определяется при расчете сочленения. При расчете сочленения ЭИМ с рычажным регулирующим органом необходимо учитывать, что угол полного хода ведомого рычага сочленения в данном случае, как правило, меньше 90° .

В отличие от заслоночных регулирующих органов, пропускные характеристики которых всегда приблизительно равнопроцентны, регулирующие клапаны изготавливаются с разными пропускными характеристиками, что достигается применением затворов различного профиля. Поэтому регулирующие клапаны, как правило, целесообразно заказывать с нужной пропускной характеристикой (раздел I3 РМ4-163-77), что позволяет сочленять эти клапаны с ЭИМ посредством кинематических схем с линейной характеристикой.

В данном руководящем материале мы изложим построение схем сочленения с линейной характеристикой.

Построение кинематических схем сочленений с линейной характеристикой для регулирующих органов с углом поворота ведомого рычага $\varphi \neq 90^{\circ}$, весьма сложно и трудоемко. По этой причине проектирование таких сочленений целесообразно лишь при наличии достаточно достоверных исходных данных (расходной характеристики регулирующего органа, полученной опытным путем), то-есть, как правило, реализация сочленений с линейной характеристикой для регулирующих клапанов должна осуществляться на этапе наладки системы регулирования, если возникнет в этом необходимость.

Инв. №	Подп. и дата	Зам. №
247-1339	Ч.10.77-77	

РМ4-173-79

Лист

38

Методика построения кинематических схем сочленений с заданной формой нелинейной характеристики изложена в книге "Наладка промышленных систем автоматического регулирования. Руководство, ЦБТИ Минмонтажспецстрой СССР, 1966".

На рис.6 показано сочленение, реализующее линейную характеристику, в начальном ("закрыто"), среднем ($\phi = \varphi = 45^\circ$) и конечном ("открыто") положениях. С учетом конструктивных соображений ЗИМ размещается относительно регулирующего органа таким образом, чтобы в среднем положении рычагов AO_1 и BO_2 они были бы параллельны а т.к. AB в крайних положениях была бы перпендикулярна этим средним положениям рычагов AO_1 и BO_2 .

Так как ведущий рычаг A_0 , обычно поставляется в комплекте ЭИМ, то его длина R является заданной величиной. Длина тяги $AB = \ell$ принимается из конструктивных соображений при выборе положения ЭИМ относительно регулирующего органа. Таким образом необходимый угол полного хода φ_{max} ведомого рычага BO_2 удобно обеспечить за счет его длины r .

Определим длину ведомого рычага $BO = r$, необходимую ^{для} его поворота на угол φ_{max} , при повороте ведущего рычага $AO = R$ на угол $\phi = 90^\circ$.

Из рис. 6в следует, что

$$A_1 A_2 = B_1 B_2 = b. \quad (45)$$

Из равнобедренного треугольника $A_1A_2O_1$ имеем

$$H = A_1 A_2 = 2R \sin \frac{\phi}{2} \quad (46)$$

Аналогично, из равнобедренного треугольника $B_1B_2O_2$

Логотип

$$H = B_1 B_2 = 2r \sin \frac{\phi_{\max}}{2}. \quad (47)$$

Приравняв выражения (46) и (47), получим

$$r = \frac{R \sin \frac{\phi}{2}}{\sin \frac{\phi_{\max}}{2}}. \quad (48)$$

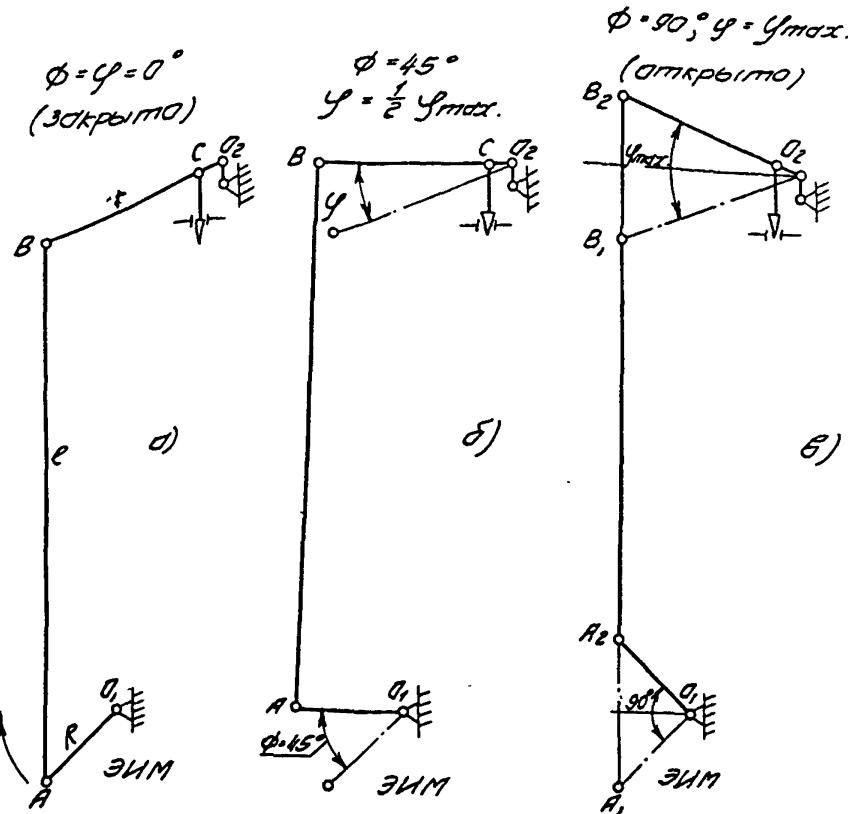


Рис. 6. Сочленение ЭИМ с рычажным регулирующим клапаном (прямого типа, линейная характеристика сочленения):

$O_1A = R$ - рычаг ЭИМ;

$AB = l$ - тяга сочленения;

$BO_2 = r$ - рычаг регулирующего клапана;

ϕ - угол поворота рычага ЭИМ, считая от положения "закрыто";

γ - угол поворота рычага регулирующего клапана, считая от положения "закрыто"

Искомое выражение для r получим, приняв $\phi = 90^\circ$,

$$r = \frac{\sqrt{2}R}{2 \sin \frac{\varphi_{max}}{2}}. \quad (49)$$

На рис.7 показана кинематическая схема сочленения обратного тела, когда регулирующий орган открывается при вращении ведущего ручага против часовой стрелки. Формула (49) пригодна для определения r и для этой схемы.

Схемы, показанные на рис.6 и 7 могут быть использованы и для сочленения регулирующего органа с выходным штоком прямоходного ЭИМ типа МЭП по ГОСТ 7192-74. В этом случае nominalный полный ход выходного штока ЭИМ должен быть равен отрезкам $A_1A_2 = B_1B_2 = b'$ и расчет кинематической схемы ведется по формуле (47), из которой определяется величина r .

Лист. № 1 из 5
Инв. № 10.475
Ном. к схеме
Ном. к пат. № 138
Пат. № 138
Лист. № 1 из 5

PM4-173-79

Лист

41

Лист	Лист	докум.	Полн.	Даты
1	1	1	1	1

Компьютер

ФСМНПТ 11

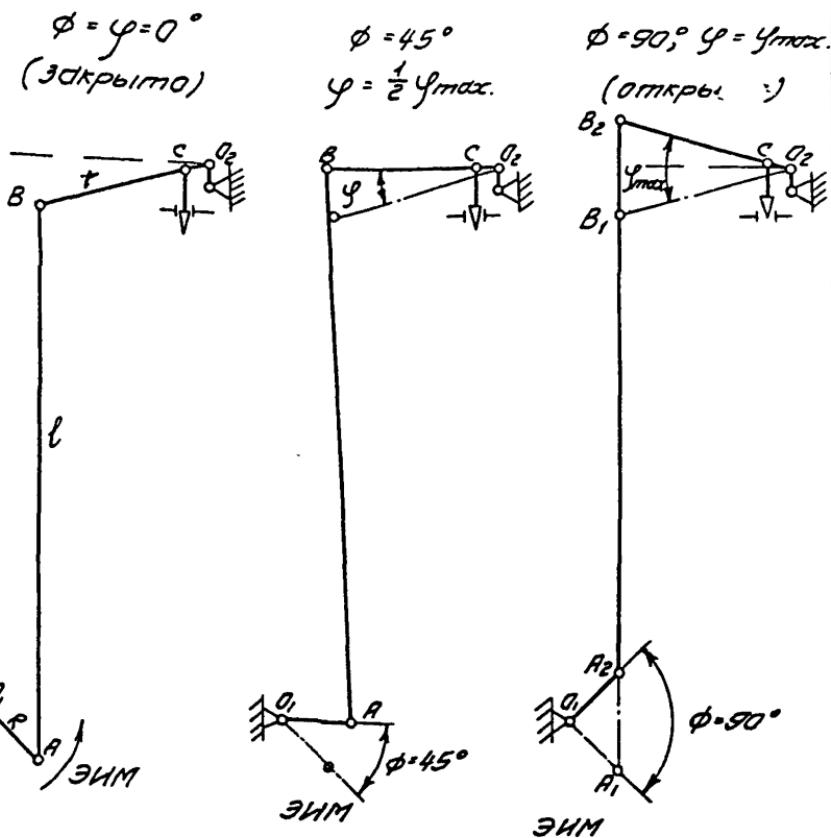


РИС.7. Сочленение ЭИМ с рычажным регулирующим клапаном (обратного типа, линейная характеристика сочленения):

О₁А = Р — ручаг ЭИМ;

$AB = \ell$ — тяга сочленения;

ВО₂ = рычаг регулирующего клапана

ϕ - угол поворота рычага ЭИМ, считая от положения "закрыто";

φ - угол поворота рычага регулирующего клапана, считая от положения "закрыто"

5. ОЦЕНКА НЕОБХОДИМОГО ВРЕМЕНИ ПОЛНОГО ХОДА ВЫХОДНОГО ОРГАНА ЭИМ

5.1. Общие положения

Электрический исполнительный механизм является силовым элементом системы регулирования и от развиваемого им крутящего момента и угловой скорости зависят работоспособность и качество работы системы регулирования. Чрезмерно большое время полного хода (малая угловая скорость) выходного органа ЭИМ при значительных возмущающих воздействиях на объект будет сопровождаться длительным и большим несоответствием между выходным сигналом регулятора и соответствующим этому сигналу, положением затвора регулирующего органа, т.е. будет иметь место отставание расхода регулирующего агента от величины, требуемой регулятором.

При длительно приложенных возмущающих воздействиях это будет сопровождаться насыщением регулятора. Регулятор будет работать при предельном значении проходящего через него сигнала, т.е. в нелинейной области. При наличии в законе регулирования И-компоненты указанное насыщение может быть устранено лишь при изменении знака разности между заданным и текущим значениями регулируемой переменной, за что потребуется некоторое довольно большое время и что будет сопровождаться большими отклонениями регулируемой величины от заданного значения, т.е. низким качеством регулирования.

При слишком малом времени полного хода (большой угловой скорости) возрастет частота включения ЭИМ, уменьшатся длительность каждого включения и, следовательно, возрастет вредное влияние выбега исполнительного механизма.

244-1-38 У.10.79

15	Инсп	Н. докум.	Полн.	Дато
----	------	-----------	-------	------

РМ4-173-79

Лист
43

Из вышеизложенного следует, что задача определения потребного времени полного хода ЭИМ является динамической задачей, аналогичной задаче определения настроенных параметров регулятора, так как время полного хода ЭИМ в сочетании с динамическими характеристиками объекта и настроеными параметрами регулятора определяет качество регулирования. Для конкретного объекта регулирования величина необходимого времени полного хода ЭИМ, т.е. скорость перемещения затвора регулирующего органа, в конечном счете определяется величиной, формой, местом приложения и длительностью возмущающего воздействия, прикладываемого к объекту регулирования.

Эти характеристики возмущающего воздействия, как правило, являются случайными и, следовательно, для проектировщiku неизвестны.

Таким образом основной функцией ЭИМ вместе с регулирующим органом является своевременное изменение количества вещества или энергии, вводимой в объект или отводимой из объекта таким образом, чтобы этим компенсировать возмущающие воздействия на объект, что и определяет необходимый крутящий момент (усилие) и (угловую) скорость (время полного хода) выходного органа ЭИМ. В соответствии с вышеизложенным следует признать, что теоретически для выбора времени полного хода ЭИМ необходим полный динамический расчет или моделирование всей системы регулирования. Однако и при выполнении полного (детального) расчета или моделирования системы регулирования необходимо предварительно выбирать конкретное время полного хода ЭИМ с последующим уточнением его по результатам расчета или моделирования. Поэтому методика ориентировочного определения времени полного хода ЭИМ необходима независимо от того, будет ли в дальнейшем производиться уточненный расчет или моделирование или нет.

5.2. Время полного хода ЭИМ

На рис.8 показана упрощенная структурная схема одноконтурного регулирования, которую мы используем при выводе формулы оценки необходимого времени полного хода ЭИМ. Мы будем полагать, что динамические свойства ЭИМ учтены в передаточной функции регулятора $W_p(s)$ а расходная характеристика регулирующего органа- в передаточной функции объекта $W_o(s)$. Таким образом раздел между регулятором и объектом будет проходить по сочленению ЭИМ с регулирующим органом, характеристику которого ради простоты будем считать линейной.

Вывод необходимого выражения для времени полного хода ЭИМ будем выполнять в следующей последовательности:

- в качестве упрощенной модели объекта примем передаточную функцию звена первого порядка с запаздыванием;
- аппроксимируем изображение Лапласа запаздывания объекта приближением Чеде первого порядка;
- в качестве регулятора примем ПИ-регулятор;
- в качестве критерия качества регулирования примем процент перерегулирования при ступенчатом возмущающем воздействии;
- определим коэффициент передачи системы k_c для принятого процента перерегулирования;
- определим частоту незатухающих колебаний системы ω_n и коэффициент затухания Z ;
- для найденных k_c , ω_n и Z найдем выражение для скорости перемещения ЭИМ при ступенчатом возмущающем воздействии;
- из полученного выражения для скорости ЭИМ найдем максимальную скорость ЭИМ;
- по найденной максимальной скорости ЭИМ найдем оценку времени полного хода ЭИМ.

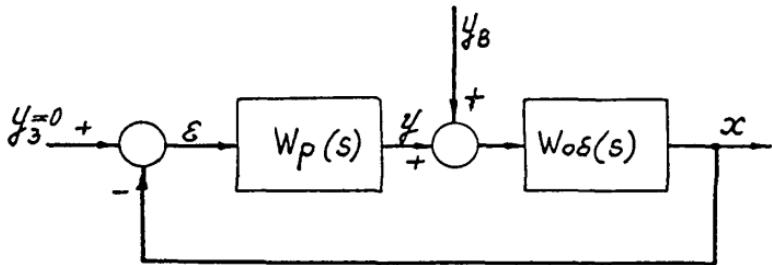


Рис.8. Упрощенная структурная схема одноконтурного регулирования:

$W_p(s)$ — передаточная функция регулятора;

$W_o(s)$ — передаточная функция объекта;

x — регулируемая переменная;

y_8 — возмущающее воздействие;

y_3 — задающее воздействие;

ε — отклонение.

Помп. и подп.	Подп. и подп.	Г. земляные, л/с	Нитр. л/м ³ дубли	Помп. и дубл.
244-738	Ч-10.792			

Передаточная функция ШИ-регулятора имеет вид

$$W_p(s) = k_p \frac{1 + T_{ns} s}{T_{ns}}, \quad (50)$$

где k_p - коэффициент передачи регулятора;

T_{ns} - время изодрома;

s - комплексная переменная преобразования Лапласа.

из выражения (50) следует, что для определения скорости перемещения ЭИМ необходимо оценить настроечные параметры ШИ-регулятора. Из большого разнообразия описанных в литературе методик определения настроечных параметров ШИ-регулятора нам целесообразно принять такую, использование которой существенно упростило бы вывод искомой формулы и саму формулу. В данном случае удобно воспользоваться методом определения настроечных параметров, предложенный Мартином, Коррило и Сантос. Согласно этому методу настроечные параметры ШИ-регулятора для объекта первого порядка с запаздыванием определяются следующими выражениями

$$T_n = T, \quad (51)$$

$$k_p = \frac{\lambda T}{k_{ob}(\lambda T + 1)}. \quad (52)$$

где T_n - время изодрома;

T - постоянная времени объекта;

k_p - коэффициент передачи регулятора;

k_{ob} - коэффициент передачи объекта;

τ - время запаздывания объекта;

λ - параметр, определяющий величину перерегулирования.

Величина параметра λ определяется следующим выражением

$$\lambda = \frac{c}{T}, \quad (53)$$

где $C = 0,78$ при 1% - ом перерегулировании;
 $C = 1,1$ при 5% - ом перерегулировании.

Заметим, что значения параметров k_p и T_h по формулам (51) и (52) взяты лишь для вывода формулы оценки времени полного хода ЭИМ и не должны рассматриваться как обязательные для настройки проектируемой системы регулирования.

Подставив выражение (53) в (52), получим

$$k_p = \frac{cT}{k_{\delta}T(c+1)}. \quad (54)$$

С учетом выражения (54), коэффициент передачи системы будет равен

$$k_c = k_p \cdot k_{\delta} = \frac{cT}{\epsilon(c+1)}. \quad (55)$$

Передаточная функция объекта, звена первого порядка с запаздыванием, будет иметь вид

$$W_{\delta}(s) = \frac{k_{\delta} e^{-Ts}}{T_s + 1}. \quad (56)$$

Апроксимировав запаздывание объекта приближением Падэ первого порядка

$$e^{-Ts} \approx \frac{1 - \frac{T}{2}s}{1 + \frac{T}{2}s}. \quad (57)$$

и подставив выражение (57) в (56), получим приближенное выражение для передаточной функции объекта

$$W_{\delta}(s) \approx \frac{k_{\delta} \left(1 - \frac{T}{2}s\right)}{(T_s + 1)(1 + \frac{T}{2}s)}. \quad (58)$$

Передаточная функция показанной на рис.8 структурной схемы регулирования будет равна

$$\frac{y(s)}{y_{\delta}(s)} = \frac{-1}{\frac{1}{W(s)W_{\delta}(s)} + 1}, \quad (59)$$

Наб. №	Пом. №						
244-736	Ч.10.49						

где $y(s)$ - изображение регулирующего воздействия (преобразование Напласа);

$y_B(s)$ - изображение возмущающего воздействия (преобразование Напласа);

$W_p(s)$ - передаточная функция регулятора;

$W_o(s)$ - передаточная функция объекта.

Передаточная функция разомкнутого контура с учетом выражений (50), (51), (52) и (55) будет иметь вид

$$W_p(s)W_o(s) = \frac{k_c(1 - \frac{T}{2}s)}{T(s + \frac{T}{2}s)}. \quad (60)$$

Из выражения (60), имеем

$$\frac{1}{W_p(s)W_o(s)} \approx \frac{T(s + \frac{T}{2}s)}{k_c(1 - \frac{T}{2}s)}. \quad (61)$$

Подставив выражение (61) в (59), получим

$$\frac{y(s)}{y_B(s)} \approx -\frac{2k_c}{\tau T} \cdot \frac{1 - \frac{T}{2}s}{s^2 + \left(\frac{2}{\tau} - \frac{k_c}{T}\right)s + \frac{c^2 k_c}{\tau T}}. \quad (62)$$

Приняв

$$\omega_n^2 = \frac{2k_c}{\tau T}, \quad (63)$$

$$2Z\omega_n = \frac{2}{\tau} - \frac{k_c}{T}, \quad (64)$$

получим

$$\frac{y(s)}{y_B(s)} = -\omega_n^2 \frac{1 - \frac{T}{2}s}{s^2 + 2Z\omega_n s + \omega_n^2}, \quad (65)$$

где ω_n - частота незатухающих колебаний;

Z - коэффициент затухания.

Примем для ступенчатого возмущающего воздействия

Помп. и дата	Инв. № АУДП	Постн. и дата
24.7.73	Ч.10.49	

Инв. №	Помп.	Постн.	Лист
24.7.73			49

$$Y_B(s) = \frac{\phi}{s}, \quad (66)$$

где ϕ - ступенчатое изменение ^{ПОЛОЖЕНИЯ} выходного органа ЭИМ.

Из выражения (65) найдем изображение Лапласа регулирующего воздействия

$$y(s) = - \frac{\omega_n^2 \phi}{s} \cdot \frac{1 - \frac{\tau}{2}s}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (67)$$

Умножив выражение (67) на s , найдем изображение Лапласа скорости регулирующего воздействия

$$V(s) = s y(s) = - \omega_n^2 \phi \frac{1 - \frac{\tau}{2}s}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} = \\ = \frac{\phi \omega_n^2 c}{2} \frac{s}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} - \frac{\phi \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}. \quad (68)$$

Для того, чтобы по изображению (68) найти скорость регулирующего воздействия $V(t)$, необходимо оценить величину коэффициента демодирования Z .

Из выражения (64) найдем коэффициент затухания

$$Z = \frac{1}{\omega_n} \left(\frac{1}{\tau} - \frac{k_c}{2T} \right). \quad (69)$$

Подставив выражение (55) в (69) и (63), получим

$$Z = \frac{1}{\tau \omega_n} \left[1 - \frac{c}{2(c+1)} \right], \quad (70)$$

$$\omega_n^2 = \frac{2c}{\tau^2(c+1)}. \quad (71)$$

По формулам (70) и (71) определим коэффициент затухания при 1%-ом перерегулировании, $C = 0,78$

$$\omega_{n1}^2 = \frac{2 \cdot 0,78}{\tau^2(0,78+1)} = \frac{0,877}{\tau^2}, \quad (72)$$

$$\omega_{n1} = \frac{0,937}{\tau};$$

Пом. к работе	Инв. №	Пом. к работе	Инв. №
Ч. 10. Ч. 1.	Ч. 9. Ч. 1.		
Ч. 7. Ч. 1.	Ч. 6. Ч. 1.		
Ч. 5. Ч. 1.	Ч. 4. Ч. 1.		
Ч. 3. Ч. 1.	Ч. 2. Ч. 1.		

$$Z_1 = \frac{1}{0,937} \left[1 - \frac{0,78}{2(0,78+1)} \right] = 0,83. \quad (73)$$

Выполнив аналогичный расчет для 5% го перегулирования,

$C=1,1$, получим

$$\omega_{ns} = \frac{1,025}{\tau}; \quad (74)$$

$$Z_5 = 0,72. \quad (75)$$

Из выражений (73) и (75) следует, что в данном случае $Z < 1$.

Выполнив обратное преобразование Лапласа выражения (68) для $Z < 1$, найдем скорость регулирующего воздействия

$$V(t) = \frac{\phi \omega_n^3 \frac{\tau}{2} e^{-Z\omega_n t}}{\omega_n \sqrt{1-Z^2}} \sin(\omega_n \sqrt{1-Z^2} t + \psi) - \frac{\phi \omega_n^2 e^{-Z\omega_n t}}{\omega_n \sqrt{1-Z^2}} \sin(\omega_n \sqrt{1-Z^2} t), \quad (76)$$

где

$$\text{Приняв } \psi = \arctg \frac{\sqrt{1-Z^2}}{-Z} = \arctg \frac{\omega_c}{-Z\omega_n}.$$

$$\omega_c = \omega_n \sqrt{1-Z^2}, \quad (78)$$

получим следующее выражение

$$V(t) = \phi \frac{\omega_n^2 - Z\omega_n t}{\omega_c} \left[\frac{\tau \omega_n}{2} \sin(\omega_c t + \psi) - \sin \omega_c t \right]. \quad (79)$$

Подставив выражение

$$\sin(\omega_c t + \psi) = \sin \omega_c t \cos \psi + \cos \omega_c t \sin \psi$$

в выражение (79), получим

$$V(t) = \frac{\phi \omega_n^2 e^{-\zeta \omega_n t}}{\omega_c} \left[\frac{\tau_{\omega_n}}{2} \cos \psi \sin \omega_c t + \right. \\ \left. + \frac{\tau_{\omega_n}}{2} \sin \psi \cos \omega_c t - \sin \omega_c t \right]. \quad (80)$$

Применив подстановку

$$\sin \psi = \sqrt{1 - Z^2}, \\ \cos \psi = -Z,$$

после приведения подобных членов, получим

$$V(t) = \frac{\phi \omega_n^2 e^{-\zeta \omega_n t}}{\omega_c} \left[\frac{\tau_{\omega_n}}{2} \cos \omega_c t - \left(1 + \frac{\tau_{\omega_n}^2}{2} \right) \sin \omega_c t \right]. \quad (81)$$

В полученном выражении член перед квадратной скобкой монотонно убывает, приближаясь к нулю при $t \rightarrow \infty$ и, следовательно имеет единственный максимум при $t = 0$. Постоянная времени этой экспоненты равна

$$T_{\phi} = \frac{1}{\zeta \omega_n}. \quad (82)$$

Выразим T_{ϕ} через время запаздывания объекта τ . Подставив в формулу (82) значения Z и ω_n из выражений (72)–(75), получим для 1%-го перерегулирования

$$T_{\phi 1} \approx 1,29 \tau, \quad (83)$$

а для 5%-го перерегулирования

$$T_{\phi 5} \approx 1,36 \tau. \quad (84)$$

Из выражения (81) следует, что период гармонических колебаний T_2 равен

$$T_2 = \frac{2\pi}{\omega_c}. \quad (85)$$

Выразим период T_2 через время запаздывания объекта τ

Подставив в выражение (85) значение ω_c , вычисленное по формуле (78), найдем для 1%-го перерегулирования

$$T_{21} = 12\tau, \quad (86)$$

а для 5%-ого перерегулирования

$$T_{25} = 8,8\tau. \quad (87)$$

Следовательно длительность первой четверти периода гармонических колебаний при 1%-ом перерегулировании будет равна 3τ . Таким образом при 1%-ом перерегулировании по крайней мере на интервале времени $0 < t < 3\tau$ скорость регулирующего воздействия будет монотонно убывать. Выразив это время в долях T_{21} , получим

$$\frac{3\tau}{T_{21}} = \frac{3\tau}{1,29\tau} = 2,3.$$

За время, равное $2,3T_{21}$, экспонента уменьшается до 0,1 первоначального значения при $t = 0$. Положив в выражении (81) $t = 0$, найдем выражение для оценки максимальной скорости движущегося выходного органа ЭИМ

$$V_{max} = \frac{\tau \omega_n^2}{2} \phi. \quad (88)$$

Подставив значения ω_n^2 из выражений (72) и (74) в выражение (88), получим для 1%-ого перерегулирования

$$V_{max1} = 0,44 \frac{\phi}{\tau}, \quad (89)$$

а для 5%-ого перерегулирования

$$V_{max5} = 0,52 \frac{\phi}{\tau}. \quad (90)$$

Наименьшее время полного хода ЭИМ равно

$$T_{cmin} = \frac{\phi_{max}}{V_{max}}, \quad (91)$$

Лист	53
13	11.11
докум.	Поли.
Плато	
Компьютер	

где ϕ_{max} - величина полного хода выходного органа ЭИМ.

Подставив в выражение (91) величину V_{max} из выражений (89) и (90), получим для 1%-го перерегулирования

$$T_{cmin1} = \frac{\tau}{0,44 \left(\frac{\phi}{\phi_{max}} \right)} = 2,3 \frac{\tau}{\left(\frac{\phi}{\phi_{max}} \right)}, \quad (92)$$

и для 5%-го перерегулирования

$$T_{cmin5} = \frac{\tau}{0,52 \left(\frac{\phi}{\phi_{max}} \right)} = 1,9 \frac{\tau}{\left(\frac{\phi}{\phi_{max}} \right)}. \quad (93)$$

Если принять максимальное возмущающее воздействие равным половине полного хода ЭИМ

$$\frac{\phi}{\phi_{max}} = 0,5,$$

то формулы (92) и (93) примут вид:

для 1%-го перерегулирования

$$T_c \approx 4,6\tau, \quad (94)$$

а для 5%-го перерегулирования

$$T_c \approx 3,8\tau. \quad (95)$$

Вывод формул (94) и (95) построен на оценке максимальной скорости регулирующего воздействия непрерывной (неп脉冲сной) системы регулирования.

В системе регулирования ВИ (МЭТА) исполнительные механизмы постоянной скорости работают в пульсирующем режиме. Так как в таких системах работа ЭИМ в режиме постоянной скорости неделесообразна, то в них следует применять ЭИМ с большей скоростью регулирующего воздействия (меньшими T_c), чем это необходимо в системах, использующих ЭИМ в режиме постоянной скорости.

Форм. № 1.15	Пост. № докт.
Изв. № поинт	Пол. и дата

Изв. № поинт	Пол. и дата
244-7-38	Ч. 10. 7. 75

В книге Стефани Е.П. "Основы расчета настройки регуляторов тепло-технических процессов, М., 1972" рекомендуются следующие зависимости для определения времени полного хода ЭИМ, работающих в пульсарующем режиме:

для П- и ПИ- регуляторов

$$T_c \approx 2\tau, \quad (96)$$

с допустимым отклонением в пределах

$$T_c \approx (1 \div 4)\tau, \quad (97)$$

для ПИД- регуляторов

$$T_c \approx \tau, \quad (98)$$

с допустимым отклонением в пределах

$$T_c \approx (0,75 \div 2)\tau. \quad (99)$$

Из сравнения формул (94) и (95) следует, что время полного хода T_c уменьшается с ростом процента перерегулирования и приближается к значениям T_c , даваемым формулами (96) и (98).

Из вышеприведенного следует, что время полного хода ЭИМ постоянной скорости можно ориентировочно принимать по формулам (97) и (99).

При этом ~~меньше~~^{не} значения T_c следует принимать для систем регулирования, в которых ЭИМ работают в пульсарующем режиме, а большие значения - при работе ЭИМ в режиме постоянной скорости.

Из	Лист	№	документ.	Подп.	Дата	PM4-173-79	Лист
13	1	55					55

5.3. Проверка на гидравлический удар

В тех случаях, когда регулирующий орган управляет потоком жидкости и соединен с ЭИМ, имеющим малое время полного хода, возможно возникновение ситуаций, когда система регулирования быстро закроет регулирующий орган, что может сопровождаться резким повышением давления в трубопроводе.

Это явление, именуемое гидравлическим ударом, может стать причиной разрушения трубопровода, регулирующего органа и других элементов объекта регулирования. Во избежание возникновения гидравлических ударов время закрытия регулирующего органа обычно ограничивается условием

$$T_{3\min} = 0,2d, \text{ с} \quad (100)$$

где $T_{3\min}$ - наименьшее время перемещения затвора регулирующего органа из положения "открыто" в положение "закрыто", с;
 d - присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа, мм.

Если полный ход затвора регулирующего органа с поступательным движением затвора меньше величины присоединительного диаметра d то в формулу (100) вместо d следует подставлять величину этого полного хода, в мм. Для регулирующих органов с жарелчатым затвором величину полного хода следует принимать равной $0,25d$.

Во избежание гидравлического удара необходимо соблюдать условие

$$T_c \geq T_{3\min} \quad (101)$$

где T_c - время полного хода принятого типономинала ЭИМ;
 $T_{3\min}$ - время, вычисленное по формуле (100).

Из нарушения условия (101) следует необходимость выполнения проектантами технологической части проекта специальных расчетов гидравлического удара для уточнения режимов работы технологического объекта и проверки соблюдения условий прочности объекта и регулирующего органа.

Год	Лист	14	докум.	Помн.	Латн
-----	------	----	--------	-------	------

PM4-173-79

Лист
57

6. РЕКОМЕНДУЕМЫЙ ПОРЯДОК РАСЧЕТА

6.1. И с х о д и н ы е д а н ы и е

Так как определение расчетным путем крутящего момента и времени полного хода ЭИМ представляет собой логическое продолжение расчета регулирующего органа, то для расчета ЭИМ необходимы все исходные данные, предусмотренные в разделе 14 РМ4-163-77 "Расчет и применение регулирующих органов в системах автоматизации технологических процессов", а также результаты расчета регулирующего органа, с которым сочленяется ЭИМ. Кроме этого также необходимо знать усредненное значение времени запаздывания объекта $\bar{\tau}$ (среднее $\bar{\tau}$ для нескольких нагрузок объекта). Величина запаздывания может быть получена, например, по методике, изложенной в книге: Копелович А.П. Инженерные методы расчета при выборе автоматических регуляторов, М., 1960.

6.2. П о р я д о к р а с ч е т а

Определение нужного номинального крутящего момента и времени полного хода ЭИМ целесообразно выполнять в следующем порядке:

- определить недостающие данные, необходимые для выполнения расчета (диаметр вала или штока регулирующего органа, диаметр седла и т.п.);
- определить максимальный перепад давления на регулирующем органе и силы (крутящие моменты), действующие на шток (вал) регулирующего органа;
- определить необходимый крутящий момент на рычаге регулирующего органа;
- определить необходимый крутящий момент на выходном органе ЭИМ и выбрать номинальный крутящий момент ЭИМ;

Порядок расчета	1. Определение номинального крутящего момента и времени полного хода ЭИМ
Порядок расчета	2. Определение времени запаздывания

- определить необходимое время полного хода ЭИМ и выбрать его номинальную величину;
 - рассчитать кинематическую схему сочленения.

7. ПРИМЕР РАСЧЕТА И СОЧЛЕНЕНИЯ ЭИМ С ЗАСЛОНОЧНЫМ РЕГУЛИРУЮЩИМ ОРГАНОМ

В этом примере производится расчет ЭИМ к регулирующему органу, расчет пропускной способности которого приведен в разделе 22 руководящего материала РМ4-163-77.

Данные для расчета

1. Абсолютное давление газа перед регулирующим органом $P_1 = 2,1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$
2. Абсолютное давление газа после регулирующего органа при максимальном расходе $P_2 = 1,2 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$
3. Присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа $d = 0,4 \text{ м}$
4. Радиус шейки вала заслоночного регулирующего органа $r_m = 0,035 \text{ м}$
5. Коэффициент трения в опорах $f = 0,15$
6. Время запаздывания объекта $\tau = 36 \text{ с}$
7. Закон регулирования ПИ
8. Отношение пускового крутящего момента ЭИМ к номинальному $k = 1,7$
9. Необходимая характеристика сочленения - вогнутая

Нач. из. подпн	Пост. и дата	Г. заслон. орган. из	Нач. из. подпн
147-738	Ч.10.79	5	

Расчет

1. Данный регулирующий орган работает при критическом истечении газа через него при всех значениях протекающего через него расхода. При максимальном расходе перепад давления равен

$$\Delta P'_m = P_1 - P_2 = 2,1 - 1,2 = 0,9 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

В положении "закрыто" перепад давления будет равен избыточному давлению перед регулирующим органом

$$\Delta P'_o = P_1 - P_{\text{атм}} = 2,1 - 1,0 = 1,1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 1,1 \cdot 10^4 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}.$$

Поскольку перепад давления на регулирующем органе изменяется сравнительно немного, то не будет чрезмерной ошибкой, если в качестве перепада давления, соответствующего максимальному гидродинамического момента, принять $\Delta P'_o$.

2. Оценим максимальный гидродинамический момент на валу регулирующего органа

$$M_g = 0,654 d^3 \Delta P'_o = 0,654 \cdot 0,4^3 \cdot 1,1 \cdot 10^4 = 46 \text{ кгс}\cdot\text{м}$$

3. Определим максимальный момент трения в опорах вала регулирующего органа

$$M_{\text{тр}} = 0,785 d^2 f_D P = 0,785 \cdot 0,4^2 \cdot 0,035 \cdot 0,15 \cdot 1,1 \cdot 10^4 = 6,6 \text{ кгс}\cdot\text{м}$$

4. Определим необходимый крутящий момент на валу регулирующего органа

$$M = n(M_g + 1,2M_{\text{тр}}) = 2(46 + 1,2 \cdot 6,6) = 108 \text{ кгс}\cdot\text{м}$$

где $n = 2$, коэффициент запаса, учитывающий условия и режим работы регулирующего органа, затяжку сальников и т.п. (см.табл.1)

24/138 | 4.10.79

столбец	докум.	показ.	табл.

5. Определим необходимый крутящий момент на выходном органе ЭИМ

$$M_c = \frac{m_o M}{k} = \frac{4 \cdot 108}{1,7} = 254 \text{ кгс.м.}$$

По ГОСТ 7192-74 примем номинальный момент исполнительного механизма

$$M_H = 400 \text{ кгс.м.}$$

6. Определим необходимое время полного хода ЭИМ

$$T_c = (1 \div 4) T = 36 \div 144 \text{ с.}$$

По ГОСТ 7192-74 примем $T_c = 63 \text{ с.}$

Длина выходного рычага этого исполнительного механизма

$$R = 360 \text{ мм.}$$

7. Из конструктивных (комплексивных) соображений примем расстояние по вертикали между уровнем оси заслоночного регулирующего органа и уровнем, на котором находится ось вала ЭИМ, равным $H = 2 \text{ м.}$
Тогда из рис.3 следует, что длина тяги ℓ будет равна

$$\ell = H + R = 2 + 0,36 = 2,36 \text{ м}$$

8. Определим необходимую длину рычага заслоночного регулирующего органа

$$r = -\frac{\ell}{2} + \sqrt{\left(\frac{\ell}{2}\right)^2 + R(\ell - R)} = \\ = \frac{2,36}{2} + \sqrt{\frac{2,36^2}{4} + 0,36(2,36-0,36)} = 0,274 \text{ м} = 274 \text{ мм}$$

Схема сочленения аналогична показанной на рис.3.

Длину рычага r целесообразно округлить до $r = 280 \text{ мм.}$

Округление делаем в сторону увеличения длины рычага, так как этому соответствует уменьшение угла полного хода регулирующего органа. Этот угол будет немного меньше 90° , что приемлемо, так как необходимая максимальная пропускная способность регулирующего органа обеспечена его расчетом при $\varphi \approx 60^\circ$ (раздел 22 РМ4-163-77).

Чертеж № 2.100-7611/1		Начерт. 2016	
Изв.	Пози.	Пози.	Изм.
1	1	1	1
2	2	2	2
3	3	3	3
4	4	4	4
5	5	5	5
6	6	6	6
7	7	7	7
8	8	8	8
9	9	9	9
10	10	10	10
11	11	11	11
12	12	12	12
13	13	13	13
14	14	14	14
15	15	15	15
16	16	16	16
17	17	17	17
18	18	18	18
19	19	19	19
20	20	20	20
21	21	21	21
22	22	22	22
23	23	23	23
24	24	24	24
25	25	25	25
26	26	26	26
27	27	27	27
28	28	28	28
29	29	29	29
30	30	30	30
31	31	31	31
32	32	32	32
33	33	33	33
34	34	34	34
35	35	35	35
36	36	36	36
37	37	37	37
38	38	38	38
39	39	39	39
40	40	40	40
41	41	41	41
42	42	42	42
43	43	43	43
44	44	44	44
45	45	45	45
46	46	46	46
47	47	47	47
48	48	48	48
49	49	49	49
50	50	50	50
51	51	51	51
52	52	52	52
53	53	53	53
54	54	54	54
55	55	55	55
56	56	56	56
57	57	57	57
58	58	58	58
59	59	59	59
60	60	60	60
61	61	61	61
62	62	62	62
63	63	63	63
64	64	64	64
65	65	65	65
66	66	66	66
67	67	67	67
68	68	68	68
69	69	69	69
70	70	70	70
71	71	71	71
72	72	72	72
73	73	73	73
74	74	74	74
75	75	75	75
76	76	76	76
77	77	77	77
78	78	78	78
79	79	79	79
80	80	80	80
81	81	81	81
82	82	82	82
83	83	83	83
84	84	84	84
85	85	85	85
86	86	86	86
87	87	87	87
88	88	88	88
89	89	89	89
90	90	90	90
91	91	91	91
92	92	92	92
93	93	93	93
94	94	94	94
95	95	95	95
96	96	96	96
97	97	97	97
98	98	98	98
99	99	99	99
100	100	100	100
101	101	101	101
102	102	102	102
103	103	103	103
104	104	104	104
105	105	105	105
106	106	106	106
107	107	107	107
108	108	108	108
109	109	109	109
110	110	110	110
111	111	111	111
112	112	112	112
113	113	113	113
114	114	114	114
115	115	115	115
116	116	116	116
117	117	117	117
118	118	118	118
119	119	119	119
120	120	120	120
121	121	121	121
122	122	122	122
123	123	123	123
124	124	124	124
125	125	125	125
126	126	126	126
127	127	127	127
128	128	128	128
129	129	129	129
130	130	130	130
131	131	131	131
132	132	132	132
133	133	133	133
134	134	134	134
135	135	135	135
136	136	136	136
137	137	137	137
138	138	138	138
139	139	139	139
140	140	140	140
141	141	141	141
142	142	142	142
143	143	143	143
144	144	144	144
145	145	145	145
146	146	146	146
147	147	147	147
148	148	148	148
149	149	149	149
150	150	150	150
151	151	151	151
152	152	152	152
153	153	153	153
154	154	154	154
155	155	155	155
156	156	156	156
157	157	157	157
158	158	158	158
159	159	159	159
160	160	160	160
161	161	161	161
162	162	162	162
163	163	163	163
164	164	164	164
165	165	165	165
166	166	166	166
167	167	167	167
168	168	168	168
169	169	169	169
170	170	170	170
171	171	171	171
172	172	172	172
173	173	173	173
174	174	174	174
175	175	175	175
176	176	176	176
177	177	177	177
178	178	178	178
179	179	179	179
180	180	180	180
181	181	181	181
182	182	182	182
183	183	183	183
184	184	184	184
185	185	185	185
186	186	186	186
187	187	187	187
188	188	188	188
189	189	189	189
190	190	190	190
191	191	191	191
192	192	192	192
193	193	193	193
194	194	194	194
195	195	195	195
196	196	196	196
197	197	197	197
198	198	198	198
199	199	199	199
200	200	200	200
201	201	201	201
202	202	202	202
203	203	203	203
204	204	204	204
205	205	205	205
206	206	206	206
207	207	207	207
208	208	208	208
209	209	209	209
210	210	210	210
211	211	211	211
212	212	212	212
213	213	213	213
214	214	214	214
215	215	215	215
216	216	216	216
217	217	217	217
218	218	218	218
219	219	219	219
220	220	220	220
221	221	221	221
222	222	222	222
223	223	223	223
224	224	224	224
225	225	225	225
226	226	226	226
227	227	227	227
228	228	228	228
229	229	229	229
230	230	230	230
231	231	231	231
232	232	232	232
233	233	233	233
234	234	234	234
235	235	235	235
236	236	236	236
237	237	237	237
238	238	238	238
239	239	239	239
240	240	240	240
241	241	241	241
242	242	242	242
243	243	243	243
244	244	244	244
245	245	245	245
246	246	246	246
247	247	247	247
248	248	248	248
249	249	249	249
250	250	250	250
251	251	251	251
252	252	252	252
253	253	253	253
254	254	254	254
255	255	255	255
256	256	256	256
257	257	257	257
258	258	258	258
259	259	259	259
260	260	260	260
261	261	261	261
262	262	262	262
263	263	263	263
264	264	264	264
265	265	265	265
266	266	266	266
267	267	267	267
268	268	268	268
269	269	269	269
270	270	270	270
271	271	271	271
272	272	272	272
273	273	273	273
274	274	274	274
275	275	275	275
276	276	276	276
277	277	277	277
278	278	278	278
279	279	279	279
280	280	280	280
281	281	281	281
282	282	282	282
283	283	283	283
284	284	284	284
285	285	285	285
286	286	286	286
287	287	287	287
288	288	288	288
289	289	289	289
290	290	290	290
291	291	291	291
292	292	292	292
293	293	293	293
294	294	294	294
295	295	295	295
296	296	296	296
297	297	297	297
298	298	298	298
299	299	299	299
300	300	300	300
301	301	301	301
302	302	302	302
303	303	303	303
304	304	304	304
305	305	305	305
306	306	306	306
307	307	307	307
308	308	308	308
309	309	309	309
310	310	310	310
311	311	311	311
312	312	312</	

9. Определим получившееся значение коэффициента ослабления кручущего момента ЭИМ сочленением

$$N_o = \frac{\ell}{R+r} = \frac{2,36}{0,36 + 0,274} = 3,7,$$

что меньше исходного значения $N_o = 4$ и, следовательно, допустимо.

Из этого примера видно, что ориентировочное значение $N_o = 4$ не является чрезмерно завышенной величиной. Можно убедиться расчетом, что при $\ell = 3m$ $N_o = 4,6$, что вынудит уменьшить ℓ , приблизив ЭИМ к регулирующему органу.

247-738 4.10.79

Лист	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150	151	152	153	154	155	156	157	158	159	160	161	162	163	164	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175	176	177	178	179	180	181	182	183	184	185	186	187	188	189	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199	200	201	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212	213	214	215	216	217	218	219	220	221	222	223	224	225	226	227	228	229	230	231	232	233	234	235	236	237	238	239	240	241	242	243	244	245	246	247	248	249	250	251	252	253	254	255	256	257	258	259	260	261	262	263	264	265	266	267	268	269	270	271	272	273	274	275	276	277	278	279	280	281	282	283	284	285	286	287	288	289	290	291	292	293	294	295	296	297	298	299	300	301	302	303	304	305	306	307	308	309	310	311	312	313	314	315	316	317	318	319	320	321	322	323	324	325	326	327	328	329	330	331	332	333	334	335	336	337	338	339	340	341	342	343	344	345	346	347	348	349	350	351	352	353	354	355	356	357	358	359	360	361	362	363	364	365	366	367	368	369	370	371	372	373	374	375	376	377	378	379	380	381	382	383	384	385	386	387	388	389	390	391	392	393	394	395	396	397	398	399	400	401	402	403	404	405	406	407	408	409	410	411	412	413	414	415	416	417	418	419	420	421	422	423	424	425	426	427	428	429	430	431	432	433	434	435	436	437	438	439	440	441	442	443	444	445	446	447	448	449	450	451	452	453	454	455	456	457	458	459	460	461	462	463	464	465	466	467	468	469	470	471	472	473	474	475	476	477	478	479	480	481	482	483	484	485	486	487	488	489	490	491	492	493	494	495	496	497	498	499	500	501	502	503	504	505	506	507	508	509	510	511	512	513	514	515	516	517	518	519	520	521	522	523	524	525	526	527	528	529	530	531	532	533	534	535	536	537	538	539	540	541	542	543	544	545	546	547	548	549	550	551	552	553	554	555	556	557	558	559	560	561	562	563	564	565	566	567	568	569	570	571	572	573	574	575	576	577	578	579	580	581	582	583	584	585	586	587	588	589	590	591	592	593	594	595	596	597	598	599	600	601	602	603	604	605	606	607	608	609	610	611	612	613	614	615	616	617	618	619	620	621	622	623	624	625	626	627	628	629	630	631	632	633	634	635	636	637	638	639	640	641	642	643	644	645	646	647	648	649	650	651	652	653	654	655	656	657	658	659	660	661	662	663	664	665	666	667	668	669	670	671	672	673	674	675	676	677	678	679	680	681	682	683	684	685	686	687	688	689	690	691	692	693	694	695	696	697	698	699	700	701	702	703	704	705	706	707	708	709	710	711	712	713	714	715	716	717	718	719	720	721	722	723	724	725	726	727	728	729	730	731	732	733	734	735	736	737	738	739	740	741	742	743	744	745	746	747	748	749	750	751	752	753	754	755	756	757	758	759	760	761	762	763	764	765	766	767	768	769	770	771	772	773	774	775	776	777	778	779	780	781	782	783	784	785	786	787	788	789	790	791	792	793	794	795	796	797	798	799	800	801	802	803	804	805	806	807	808	809	810	811	812	813	814	815	816	817	818	819	820	821	822	823	824	825	826	827	828	829	830	831	832	833	834	835	836	837	838	839	840	841	842	843	844	845	846	847	848	849	850	851	852	853	854	855	856	857	858	859	860	861	862	863	864	865	866	867	868	869	870	871	872	873	874	875	876	877	878	879	880	881	882	883	884	885	886	887	888	889	890	891	892	893	894	895	896	897	898	899	900	901	902	903	904	905	906	907	908	909	910	911	912	913	914	915	916	917	918	919	920	921	922	923	924	925	926	927	928	929	930	931	932	933	934	935	936	937	938	939	940	941	942	943	944	945	946	947	948	949	950	951	952	953	954	955	956	957	958	959	960	961	962	963	964	965	966	967	968	969	970	971	972	973	974	975	976	977	978	979	980	981	982	983	984	985	986	987	988	989	990	991	992	993	994	995	996	997	998	999	1000

8. ПРИМЕР РАСЧЕТА И СОЧЛЕНЕНИЯ ЭИМ С ОДНОСЕДЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРУЮЩИМ ОРГАНОМ, ИМЕЮЩИМ РЫЧАЖНЫЙ ПРИВОД

Определить номинальный крутящий момент и время полного хода, а также рассчитать кинематическую схему сочленения его с односедельным регулирующим органом с рычажным приводом, управляющим потоком воды.

Данные для расчета

1. Давление воды перед регулирующим органом $P_1 = 60 \text{ кгс/см}^2$
2. Присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа $d = 20 \text{ мм}$
3. Диаметр седла $d_c = 18 \text{ мм}$
4. Диаметр штока $d_w = 20 \text{ мм}$
5. Ход штока $h_w = 22 \text{ мм}$
6. Плечо силы на штоке $l = 45 \text{ мм}$
7. Длина рычага регулирующего органа $l_r = 440 \text{ мм}$
8. Время запаздывания объекта $T = 36 \text{ с}$
9. Необходимая характеристика сочленения - линейная
10. Отношение пускового крутящего момента ЭИМ к номинальному $k = 1,7$

Расчет

1. Определим максимальную силу давления среды на затвор и шток.

Так как $d_w > d_c$, то наибольшая сила давления среды на шток будет в положении "открыто", когда перепад давления минимален. Пренебрегая величиной этого перепада, найдем

$$(N_3 + N_w)_{max} = 0,785 \cdot 2^2 \cdot 60 = 189 \text{ кгс}$$

2. Определим силу трения штока в сальнике

$$M_{tr} = 1,1 d_w + 0,02 d_w P_1 = 1,1 \cdot 20 + 0,02 \cdot 20 \cdot 60 = 46 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Инв. №	Поряд. №	Помп. №	Сальник. №	Инв. №	Помп. №	Помп. №
147-738	4/10.49.7					

3. Так как односедельный регулирующий орган может быть запорным, то оценим силу, необходимую для создания уплотнительного контакта в жесткой запорной паре "седло- плунжер"

$$N_{\text{ж}} = 0,75 \pi d_c = 0,75 \cdot 3,14 \cdot 18 = 42 \text{ кгс.}$$

5. Определим максимальное перестановочное усилие на штоке

$$N_{\text{ш}} = \frac{(N_3 + N_4) + N_{\text{ж}} + N_{\text{р}}}{\text{коф}} = 189 + 46 + 42 = 277 \text{ кгс.}$$

6. Приняв по табл. I коэффициент запаса $n = 2$, определим необходимый момент на рычаге регулирующего органа

$$M = n b \cdot N_{\text{ш}} = 2 \cdot 0,045 \cdot 277 = 25 \text{ кгс.м.}$$

7. Определим необходимый крутящий момент на выходном органе ЭИМ

$$M_c = \frac{n_o}{k} M = \frac{4,25}{1,7} = 59 \text{ кгс.м.}$$

где $n_o = 4$ - коэффициент ослабления крутящего момента сочленением.

По ГОСТ 7192-74 примем номинальный крутящий момент $M_y = 63 \text{ кгс.м.}$

8. Определим номинальное время полного хода ЭИМ

$$T_c = (1 \div 4) \tau = 36 \div 144 \text{ с.}$$

Примем номинальное время по ГОСТ 7192-74 равным $T_c = 63 \text{ с.}$

Так как $T_c > 0,2 d = 4 \text{ с.}$, то гидравлического удара при внезапном закрытии регулирующего органа не будет.

9. Из показанных на рис. 6 и 7 кинематических схем сочленения следует, что в данном случае расчетом определяется только длина рычага регулирующего органа r . Выбранный нами ЭИМ имеет длину рычага $r = 250 \text{ мм.}$

Определим синус половины угла поворота рычага r из положения "закрыто" в положение "открыто"

Инв. №	Пост. №	Завод.	Инв. №	Пост. №
477.7.26	4.16.197			

Лист
65

$$\sin \frac{\varphi_{\max}}{2} = \frac{h_w}{2R} = \frac{22}{2,45} = \frac{\Pi}{45}.$$

10. Определим длину рычага обеспечивающую ход штока $h_w = 22$ мм

$$r = \frac{\sqrt{2} R}{2 \sin \frac{\varphi_{\max}}{2}} = \frac{\sqrt{2} \cdot 250 \cdot 45}{2 \cdot \Pi} = 724 \text{ мм.}$$

Схема сочленения аналогична показанной на рис.6 или 7.

Для реализации полученного сочленения необходимо удлинение имеющегося на регулирующем органе рычага длиной 440 мм до длины 724 мм. Такое удлинение сделает сочленение очень громоздким и затруднит обеспечение жесткости рычага.

Поэтому целесообразно рассмотреть возможность применения ЭИМ прямоходного типа, типа МЭП по ГОСТ 7192-74.

11. Определим необходимое усилие на конце рычага $r_1 = 440$ мм

$$N = \frac{M}{r_1} = \frac{25}{0,44} = 57 \text{ кгс.}$$

12. Определим необходимое усилие на штоке ЭИМ

$$N_c = \frac{n_0}{k} N = \frac{4,57}{1,7} = 134 \text{ кгс.}$$

13. Примем ближайшее по ГОСТ 7192-74 номинальное усилие ЭИМ

$$N_N = 250 \text{ кгс.}$$

14. Определим полный ход H конца рычага регулирующего органа при его длине $r_1 = 440$ мм

$$\frac{H}{2r_1} = \sin \frac{\varphi_{\max}}{2},$$

$$H = 2r_1 \sin \frac{\varphi_{\max}}{2} = \frac{2 \cdot 440 \cdot \Pi}{45} = 215 \text{ мм.}$$

Форма №2.108-5е(11)	
Изв. и полн.	Помп. и датч.
Изв. и полн.	Помп. и датч.
244	738
738	Ч.10.772

Примем наиболее близкое к H значение номинального хода выходного штока ЭИМ по ГОСТ 7192-74, равное $H_H = 160$ мм.

15. Определим необходимую длину рычага регулирующего органа r при соединении его с прямоходным ЭИМ, имеющим номинальное усилие 250 кгс и номинальный ход выходного штока 160 мм

$$r = \frac{H_H}{2 \sin \frac{\varphi_{max}}{2}} = \frac{160.45}{2.11} = 327 \text{ мм, что меньше } r = 440 \text{ мм и выполне приемлемо.}$$

16. Определим необходимое усилие на рычаге регулирующего органа длиной $r = 327$ мм

$$N = \frac{M}{r} = \frac{25}{0,327} = 76,4 \text{ кгс.}$$

17. Определим необходимое усилие на штоке ЭИМ

$$N_c = \frac{N}{k} \quad N = \frac{76,4}{1,7} = 45,5 \text{ кгс, что приемлемо, так}$$

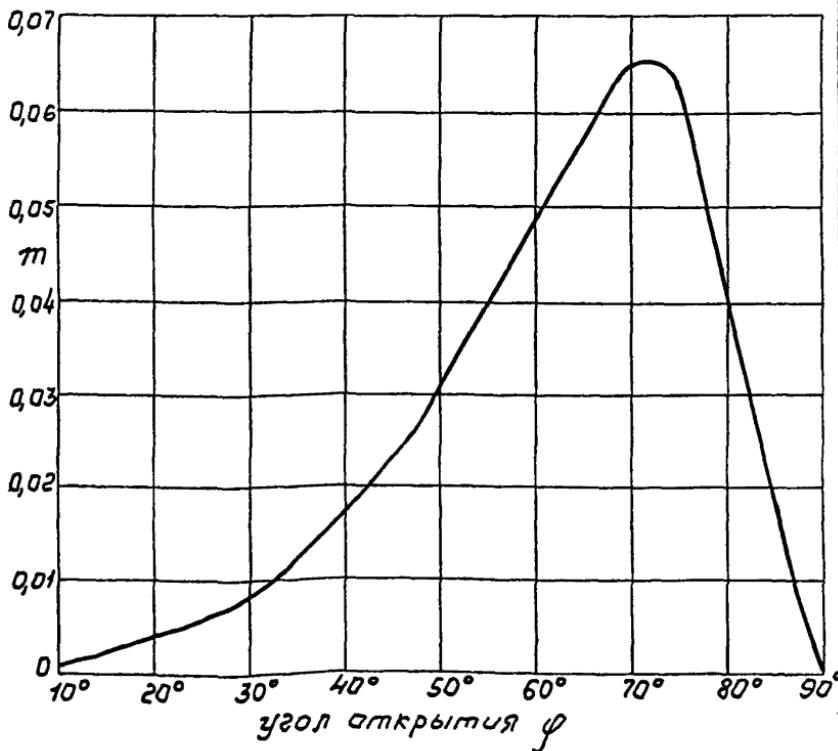
как меньше $N_H = 250$ кгс.

Окончательно примем прямоходный ЭИМ по ГОСТ 7192-74 типа МЭП, имеющий номинальное усилие на выходном штоке 250 кгс, ход штока 160мм в время полного хода 63с. При этом длину рычага регулирующего органа r округлим до 330мм. Характеристика соединения линейная, аналогичная показанной на рис. 6, где $B_1B_2 = A_1A_2 = 160$ мм и выходной шток ЭИМ маркирован соединен в точке A с тягой AB, а $BO_2 = 330$ мм.

15	Лист	15	докум.	Пом.	Плат.
----	------	----	--------	------	-------

Приложение

Ориентировочные значения коэффициента гидродинамического момента m для заслоночного регулирующего органа с плоским затвором.



Инв. № поясн.	Пол. и дата	Г.заполнен. №	Инв. № дубл.	Пост. и дата
2.94-138	Ч.10.1972			

ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ДОКУМЕНТОВ
И ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технические документы

ГОСТ 7192-74. Механизмы исполнительные электрические постоянной скорости ГСП.

ГОСТ 14691-69. Устройства исполнительные для систем автоматического регулирования. Термины.

РМ4-163-77. Расчет и применение регулирующих органов в системах автоматизации технологических процессов (ГИИ ПМА, 1977)

2. Литература

1. Агейкин Д.И. и др. Руководство по проектированию элементов и систем автоматики. Пособие по курсовому проектированию. Выпуск 2. М., 1959.
2. Бельтовков В.П. Определение моментных коэффициентов центрально расположенных дроссельных заслонок, "Известия вузов. Машиностроение" № 2, 1975.
3. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. М., 1964.
4. Емельянов А.И., Емельянов В.А. Исполнительные устройства промышленных регуляторов. М., 1975.
5. Казинер Ю.Я., Слободкин М.С. Арматура систем автоматического управления. М., 1977.

Форма 42.106-5а(11)

Н/с. №	из логн.	Позн. и дата	Справочн. №	Прил. №	Логн. №	Логн. №	Помт. №
47	738	Ч. 10	79				

РМ4-173-79

Лист

69

6. Копелович А.П. Инженерные методы расчета при выборе автоматических регуляторов. М., 1960.
7. Исааков А.Н., Шерман М.Я. Расчет дроссельных устройств. М., 1953.
8. Стефани Е.П. Основы расчета настройки регуляторов теплотехнических процессов. М., 1972.
9. Шабленко Б.И., Земницкий А.А. Выбор исполнительных механизмов для воздушных клапанов центральных кондиционеров. Водоснабжение и санитарная техника, № 5, 1970.
10. Шегал Г.П., Коробков Г.С. Электрические исполнительные механизмы в системах управления. М., 1968.
11. Яковлев Ю.С. и др. Технические средства локальных САР. Чебоксары, 1973.
12. Янчим Б.И. Затворы и переходы трубопроводов. М., 1962.
13. Benjes H.H. Operator torques for butterfly valves, Journal of American Water Works Association, vol. 53, No. 3, 1965, pp. 1139-1144.
14. Hanssen A.J. Butterfly valves, Power, January, 1966, pp. 62-65.
15. Hatch A.E., Chamberlain W.H. Torque characteristics of butterfly valves. Water and Sewage Works, February, 1958, pp. 67-69.
16. Guins V.J. Flow characteristics of butterfly and spherical valves. Proceedings of the American Society of Civil Engineers, Journal of the Hydraulic Division, May, 1968.
17. Manifold G.O. Automatic control for power and process. N.Y., 1964.
18. Martin Jr.J., Corripio A.B., Smith C.L. How to select controller modes and tuning parameters from simple process models, ISA Transactions, vol.15, No.4, 1976, pp. 314-319.
19. Roth G.L. Modifying valves characteristics to fit the process. Control Engineering, January, 1957, pp. 69-72.
20. Schuder C.B. Understanding fluid forces in control valves, Instrumentation technology, May, 1971, pp. 48-52.

Ном. в подп.	Ном. в арх.	Ном. в докл.	Ном. в дата	Пом. в дата	Пом. в дата	Пом. в дата	Пом. в дата
297-738	4.10.79						
10. Инст.	11. докум.	12. Пом.	13. Дата				