

УДК 621.165

А.С. МАЗУРЕНКО, д-р. техн. наук, Г.А. БАЛАСАНЯН, канд. техн. наук,
Е.А. СЫЧОВА

Одесский национальный политехнический университет

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКОЙ

Розглянута можливість вирішення проблеми невідповідності співвідношення виробництва теплоти та електроенергії автономною когенераційною газотурбінною установкою потребам споживача. Пропонується регулювання такого співвідношення за рахунок зміни параметрів газу перед турбіною. Виконано аналіз такого способу регулювання виробництва теплоти на ефективність всієї когенераційної установки.

Одним из главных условий работы с максимально возможной тепловой эффективностью автономных когенерационных газотурбинных установок (ГТУ) является возможность полной утилизации тепла газов после турбины. Однако это возможно лишь при точном совпадении отпуска теплоты и электроэнергии с графикам соответствующих нагрузок потребителя. Как показывает анализ [1], для потребителей, использующих когенерационные установки на базе ГТУ (промышленные предприятия, жилые микрорайоны и др.) характерно несоответствие суточных графиков тепловой и электрической нагрузок. При этом соотношение потребляемой тепловой мощности к электрической Q/N в разные периоды суток изменяется в широких пределах: от 1 до 3 (рис. 1). Утилизированное тепло установки, работающей по электрическому графику нагрузок, при фиксированных параметрах газа перед турбиной (в данном примере: $t = 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $p = 12\text{ бар}$) однозначно зависит от электрической мощности ГТУ и не совпадает с графиком тепловой нагрузки объекта (рис. 1).

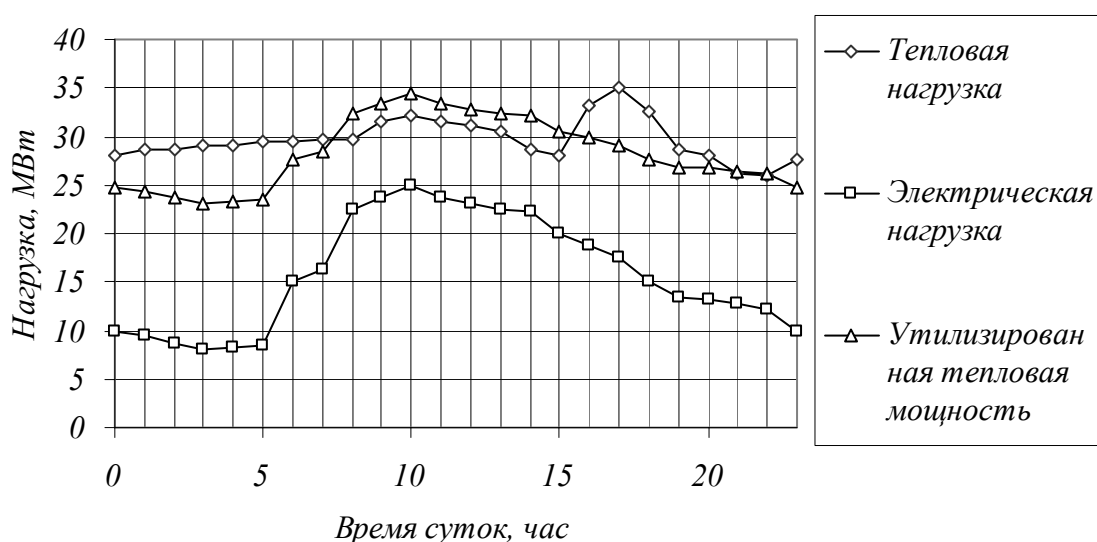


Рис. 1. Суточные графики электрической и тепловой нагрузок промышленного предприятия (январь)

Известны классические способы решения данной проблемы: например для паротурбинных когенерационных установок (ПТУ) согласование графиков нагрузок осуществляется за счет применения одного и более регулируемых отборов пара [2]. Диаграммы режимов для ПТУ с регулируемыми отборами позволяют определить расходы пара на части высокого (ЧСД) и низкого давления (ЧНД) турбины, а также для регулируемых отборов при заданной электрической и тепловой мощности установки. Однако для ГТУ, в связи с использованием принципиально другого рабочего тела, такой способ не применим.

Для регулирования электрической мощности ПСУ широко применяется также способ “скользящих параметров”, в основу которого положено изменение рабочих параметров пара (давления и температуры) перед турбиной, что обеспечивает соответствующее увеличение или снижение мощности вследствие изменения термодинамической эффективности цикла [3].

В данной работе для регулирования соотношения электрической и утилизированной тепловой мощности когенерационной установки на базе ГТУ предлагается использовать изменение рабочих параметров газа (p, t) перед турбиной по аналогии со “скользящими параметрами”. Так как эффективность когенерационных установок принято оценивать по коэффициенту использования топлива (КИТ), то возможное снижение абсолютного электрического к.п.д. (η_e) ГТУ компенсируется соответствующим увеличением доли утилизованного тепла и незначительно влияет на этот показатель (КИТ).

Оценка эффективности предложенного способа выполнена на основе математического моделирования ГТУ с котлом-утилизатором при возможности изменения различных параметров системы и внешних условий. Модель реализована на алгоритмическом языке Visual Basic с использованием технологий объектно-ориентированного программирования, обеспечивающих наглядность и компактность представления результатов (рис. 2).

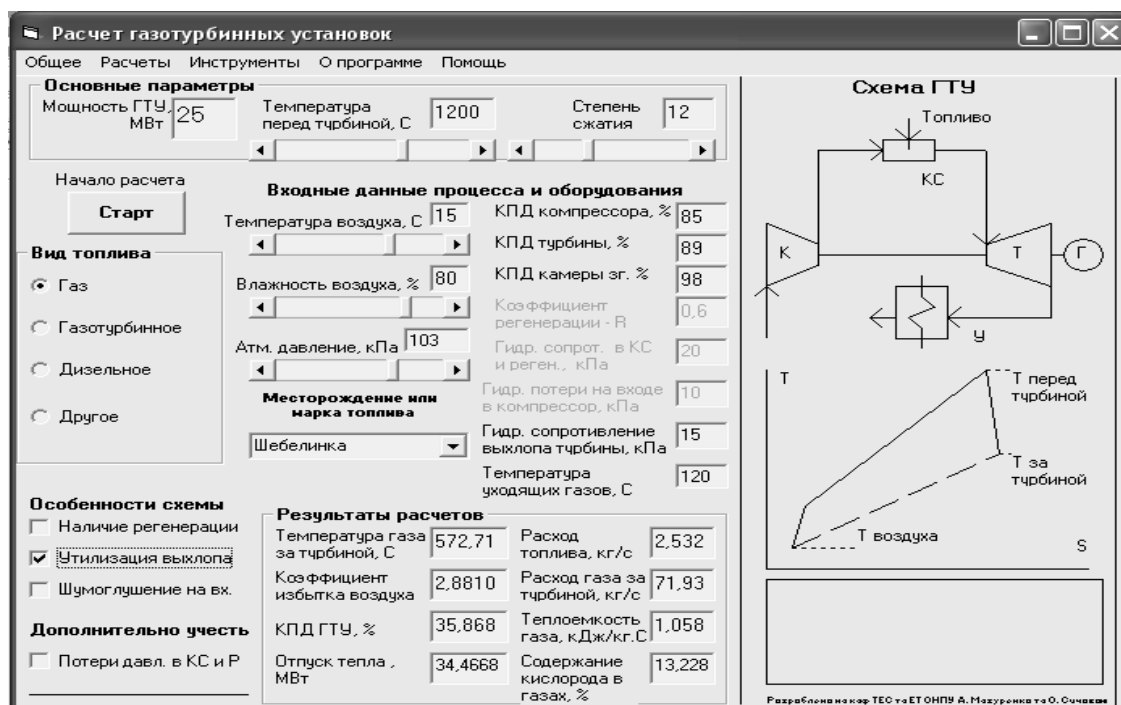


Рис. 2. Модель расчета когенерационной системы на базе ГТУ

Результаты расчетов влияния температуры t и давления p газа перед турбинной на соотношение Q/N представлены на рис. 3.

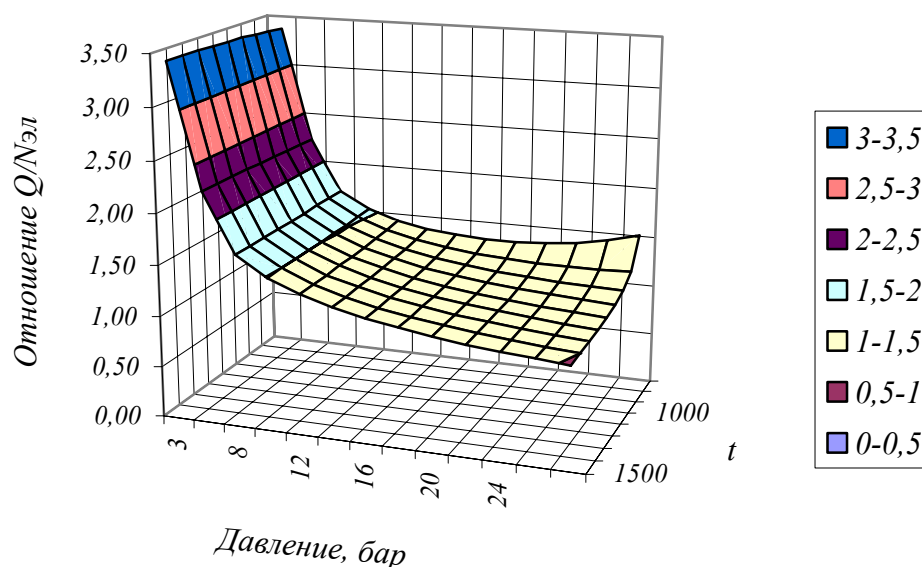


Рис. 3. Отношение отпущенного тепла к электрической мощности ГТУ в зависимости от начальных параметров газа перед турбиной

По представленным результатам расчетов можно определить, что отношение Q/N изменяется в широких пределах — от 1 до 3.5 при соответствующем изменении t от 700 до 1500 °C и p от 3 до 24 бар. Такой диапазон отношений Q/N соответствует потребляемой тепловой и электрической мощности для рассматриваемого в данном примере промышленного объекта (рис. 1) и позволяет решить задачу согласования графиков тепловой и электрических нагрузок предложенным способом.

Регулирование Q/N изменением t ограничено технологически допустимыми температурами газа от 700 до 1500 °C и осуществляется изменением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания. При этом диапазон изменения Q/N лежит в пределах от 1 до 1.5. Регулирование изменением p может осуществляться за счет скорости вращения компрессора, при соответствующей конструкции ГТУ и позволяет менять соотношение Q/N в более широких пределах: от 1 до 3.5.

Изменение начальных параметров газа оказывает существенное влияние на абсолютный электрический к.п.д. ГТУ (рис. 4.), диапазон изменения которого лежит в пределах от 5 до 45 %, поэтому задачу определения параметров газа, обеспечивающих заданное соотношение Q/N , необходимо решать совместно с задачей обеспечения максимальной экономичности установки (максимального значения η_s).

Поскольку аналитическое описание поверхностей, представленных на рис. 3 и 4 в явном виде отсутствует, то решение следует искать на основе численных методов, позволяющих интерполировать матрицы, описывающие указанные поверхности, и получить интерполяционные полиномы Ньютона на основе распределенных разностей [4]. Сплайн-интерполяция поверхностей выполнена в математическом редакторе Mathcad, который позволяет также решить и задачу оптимизации параметров ГТУ.

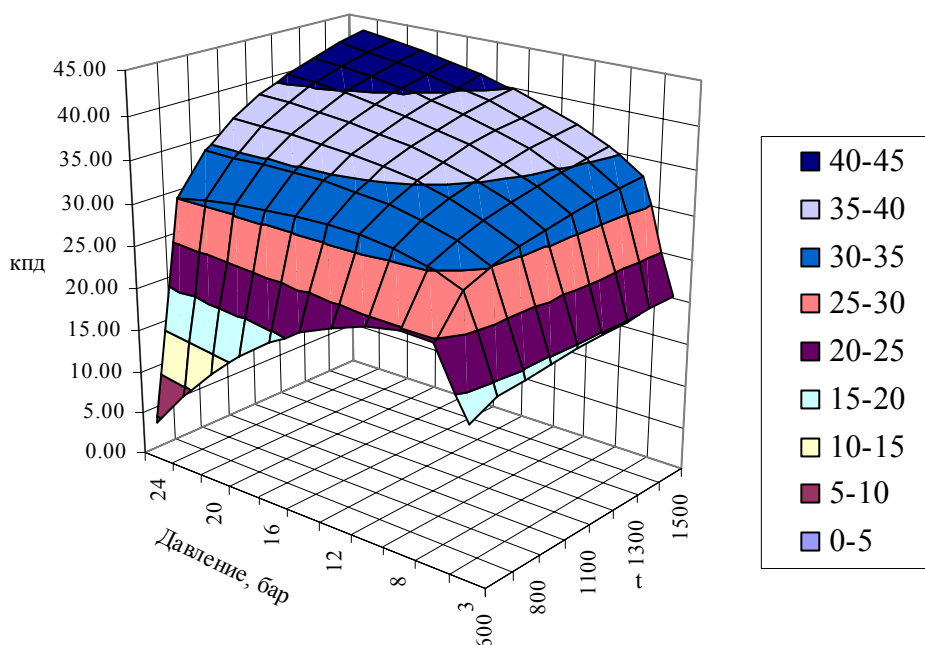


Рис. 4. Зависимость абсолютного электрического к.п.д. ГТУ от начальных параметров газа.

С математической точки зрения задача оптимизации представляет собой задачу поиска условного экстремума функции двух переменных (t, p) и в общем виде может быть записана:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_1(t, p) \rightarrow \max \\ F_2(t, p) = k \\ 700 \leq t \leq 1500 \\ 3 \leq p \leq 24 \\ 0 < k = const \end{array} \right. \quad (1)$$

где $F_1(t, p)$ – интерполяционный полином, описывающий поверхность на рис.4;
 $F_2(t, p)$ – интерполяционный полином, описывающий поверхность на рис.3;
 k – заданное значение отношения Q/N ;
 t, p – оптимизируемые параметры.

Представленная система включает целевую функцию, ограничение и граничные условия, а результатом ее решения являются значения t_{opt} и p_{opt} , обеспечивающие максимальное значение абсолютного электрического к.п.д. η_{\max} при заданном отношении Q/N .

На рис. 5 представлена зависимость значений абсолютного электрического к.п.д., полученных в результате решения задачи оптимизации (1), для диапазона значений Q/N от 1.1 до 2.3. Максимальная эффективность когенерационной ГТУ

наблюдается в пределах отношения Q/N от 1.1 до 1.7, дальнейшее увеличение этого отношения не приводит к существенному снижению $\eta_{\text{э max}}$.

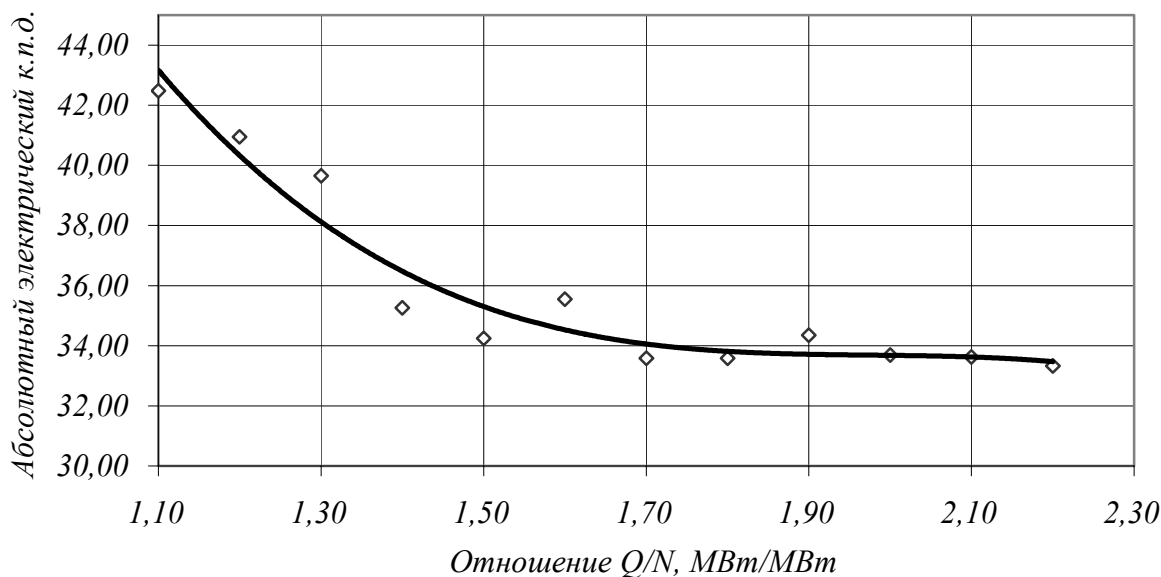


Рис. 5. Зависимость оптимальных значений абсолютного электрического к.п.д. от соотношения Q/N

Выводы

1. Рассмотрена проблема согласования графиков электрической и тепловой нагрузок когенерационной ГТУ с соответствующими нагрузками потребителя.
2. Предложено регулировать отношение утилизированного тепла к электрической мощности ГТУ изменением параметров газа перед турбиной.
3. Выполнена оценка эффективности предложенного способа регулирования.
4. Сформулирована и решена задача оптимизации параметров, обеспечивающих максимальную эффективность ГТУ.

Литература

1. Баласанян Г.А., Мазуренко А.С. Согласование графиков тепловой и электрической нагрузок для систем когенерации малой мощности // Пром. Теплотехника. — 2004. — № 6. — С. 71 — 76.
2. Трухний А.Д., Лосев С.М. Стационарные паровые турбины. — М.: Энергоиздат, 1981.— 454 с.
3. Смоленский А.Н. Паровые и газовые турбины. М.: Машиностроение, 1977. — 288 с.
4. Новіков Л. Щ., Обшта А. Ф. Чисельні та наближені методи прикладної математики. Лекції. — Львів: Львівська політехніка, 1998.

© Мазуренко А.С., Баласанян Г.А., Сычова Е.А., 2005

УДК 681. 523 (075. 8) : 681. 513. 3

Г.И. КАНЮК, канд. техн. наук, В.А. КОСТРЫКИН, канд. техн. наук,
Е.Н.БЛИЗНИЧЕНКО

Украинская инженерно-педагогическая академия (УИПА)

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО
РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ И МОЩНОСТИ (САР Ч И М) ПАРОВЫХ
ТУРБИН**

Електрогідравлічні системи регулювання (ЕГСР) частоти та потужності, які використовуються у енергоблоках теплових та атомних електростанцій, мають резерви підвищення якості регулювання та дозволили наблизитися по деяким показникам до рівня міжнародних стандартів. Вирішення задачі підвищення точності та швидкодії потребує старанного аналізу робочих процесів та характеристик ЕГСР, який повинен виконуватись на основі досить адекватних математичних моделей об'єкту. Деякі результати математичного моделювання та аналізу технічних характеристик ЕГСР приводяться у цій роботі.

В настоящее время на энергоблоках тепловых атомных электростанций используются электрогидравлические системы регулирования (ЭГСР) частоты и мощности, разработанные Харьковскими ПО «Турбоатом» и «Монолит». Эти системы имеют значительные резервы повышения качества регулирования и позволили приблизиться по ряду показателей к уровню международных стандартов. Вместе с тем, принципиально заложенные в ЭГСР резервы повышения точности и быстродействия используются не полностью. Это связано, с одной стороны, с использованием недостаточно эффективных алгоритмов управления исполнительными механизмами (алгоритмы пропорционального и интегрального управления), с другой стороны – нерациональными схемными и конструктивными решениями самих механизмов (общая система питания, низкие удельные энергетические характеристики, значительные габариты). В связи с этим, существующие ЭГСР имеют значительную погрешность регулирования мощности (до 5%) и недостаточно высокое быстродействие при увеличении нагрузки.

Решение задачи повышения точности и быстродействия требует тщательного анализа рабочих процессов и характеристик ЭГСР, который должен выполняться на основе достаточно адекватных математических моделей объекта. Некоторые результаты математического моделирования и анализа технических характеристик ЭГСР САР Ч и М приводятся в настоящей работе.

Функциональная схема объекта регулирования

Обобщенная функциональная схема базового объекта регулирования строилась с учетом следующих соображений:

1). В качестве базового (наиболее общего) способа регулирования турбин принято обводное регулирование, в котором процесс дросселирования пара осуществляется несколькими последовательно движущимися клапанами, изменяющими число открытых групп сопел в направляющих аппаратах парциальных регулировочных ступеней турбины (как первой, так и промежуточных). Такой способ

регулирования может оказаться наиболее эффективным при решении задачи повышения качества САР Ч и М, поскольку он допускает возможное использование алгоритмов управления с отдельными входами, являющихся наиболее эффективными в плане обеспечения оптимального качества регулирования. При этом другие способы регулирования (сопловое и дроссельное) являются частными случаями обводного регулирования (сопловое регулирование представляет частный случай обводного, когда последовательное открытие групп сопел осуществляется только в первой ступени турбины, а дроссельное регулирование - как частный случай соплового, когда открытие всех сопел осуществляется синхронно одним регулирующим клапаном.

2). В качестве базовых (наиболее характерных) режимов для исследований выбраны основные эксплуатационные режимы работы САР Ч и М – режимы поддержания частоты вращения и заданной мощности. Эти режимы, с точки зрения функциональной схемы и алгоритмов управления, во многом аналогичны, причем быстродействующее первичное регулирование частоты вращения по заданной статической характеристике “частота – электрическая мощность” является приоритетным и на всех остальных эксплуатационных режимах работы ЭГСР, и лишь после достижения требуемого значения частоты происходит последующее восстановление других режимных параметров.

3). При построении базовой функциональной схемы в структуре ЭГСР выделены лишь основные (постоянно функционирующие в эксплуатационных режимах и оказывающие определяющее влияние на статические и динамические характеристики системы) управляющие контуры и связи.

Функциональная схема базового варианта САР Ч и М, построенная с учетом отмеченных выше моментов, приведена на рис. 1.

Объектом регулирования является турбогенераторная установка (последовательно соединенные турбина и электрогенератор ЭГ), вырабатывающая переменный ток заданной мощности N и частоты ω и передающая ее вместе с другими параллельно работающими установками в энергетическую сеть (ЭС). Энергетическая сеть нагружается потребителями (П), потребляющими из сети активную мощность и, соответственно, создающими в ней электрическую нагрузку в виде моментов электромагнитных сил, действующих на роторы электрогенераторов. Турбина включает части высокого (ЧВД), среднего (ЧСД) и низкого (ЧНД) давлений, конденсатор (К) и систему промежуточного перегрева пара (СПП).

Поддержание требуемых технологических параметров первичного и перегретого пара (массового расхода G , давления P и располагаемого теплового перепада H) на входе в сопловые группы (СГ) турбины осуществляется при помощи регулирующих клапанов РК.

Перемещение регулирующих клапанов осуществляется гидравлическими сервомоторами СМ, перемещение $X_{см}$ которых определяется положением X_3 отсечного золотника ОЗ, которое, в свою очередь, зависит от перепада давлений P_3 , создаваемого в рабочих плоскостях золотника электрогидравлическим преобразователем ЭП.

Управляющее воздействие $U_{упр}$, поступающее на вход ЭП, формируется на выходе входного суммирующего усилителя (ВСУ). Управляющее воздействие представляет собой сумму соответствующим образом усиленных сигналов, поступающих от микропроцессорного регулятора ($U_{мп}$) и датчиков положения (ДП) сервомотора ($U_{хсм}$) и отсечного золотника ($U_{х3}$). два последних сигнала представляют собой внутренние стабилизирующие обратные связи, обеспечивающие необходимые запасы устойчивости системы.

Микропроцессорный регулятор включает контуры регулирования частоты (регулятор частоты) и мощности (регулятор мощности). Эти регуляторы получают задание по частоте (ω_3) и мощности (N_3) от центрального управляющего устройства (УУ).

Регулирующий сигнал микропроцессорного регулятора во всех эксплуатационных режимах содержит пропорциональную и интегральную составляющие, которые суммируются в сумматоре 1.

Математическая модель системы регулирования

В результате математического моделирования, получена замкнутая система уравнений, описывающая динамику электрогидравлического исполнительного механизма САР Ч и М, которая представляет собой систему из одиннадцати обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений со следующими одиннадцатью неизвестными функциями:

- положение золотника ЭГП (X_3);
- давление в линии управления отсечным золотником (P_y);
- положение отсечного золотника (X_{oz});
- давления P_b, P_r, P_d в соответствующих полостях отсечного золотника;
- давления в поршневой ($P_{гн}^n$) и штоковой $P_{гн}^{шт}$ полостях сервомотора;
- расходы жидкости через поршневую $Q_{гн}^n$ и штоковую $Q_{гн}^{шт}$ полости сервомотора;
- положение поршня сервомотора ($X_{гн}$).

С целью обоснованного упрощения исходной математической модели, а также анализа влияния различных факторов на характеристики системы регулирования, выполнялись оценочные статистические и динамические расчеты исполнительного механизма САР Ч и М.

Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Из расчетов следует, что на первом этапе упрощения исходной математической модели могут быть исключены из рассмотрения следующие факторы:

- гидродинамические силы, действующие на отсечной золотник;
- вес отсечного золотника;
- силы сухого трения в отсечном золотнике и сервомоторе (ввиду их малости по сравнению с основными технологическими нагрузками);
- потери давления (в т.ч. инерционные в соединительных каналах между отсечным золотником и сервомотором);
- упругая податливость опор корпуса сервомотора (ввиду большой жесткости опор).

С учетом этого упрощения линеаризованная (линеаризация проводилась путем разложения нелинейных функций в ряд Тейлора в окрестности среднего положения отсечного золотника и сервомотора) математическая модель электрогидравлического исполнительного механизма САР Ч и М может быть представлена в следующем виде:

$$\begin{cases}
 T_{\text{эмп}}^2 X_3 + 2\xi_{\text{эмп}} T_{\text{эмп}} X_3 + X_3 = K_{\text{эмп}} i \\
 T_y P_y = K_{x3}^{\text{рл}} X_3 - T_y K_{x3}^{\text{рл}} X_{03} \\
 T_d P_d = K_x^{\text{рл}} X_{03} - T_d K_x^{\text{рл}} X_{03} \\
 T_{03} X_{03} + X_{03} = K_{\text{рд}}^{\text{воо}} P_d - K_{\text{ру}}^{\text{воо}} P_y \\
 T_{\text{гц}}^{\text{пв}} P_v + P_v = K_{\text{рв}}^{\text{хо3}} X_{03} + K_{\text{рв}}^{\text{врг}} X_{\text{гц}} + K_{\text{рв}}^{\text{рг}} P_r \\
 T_{\text{гц}}^{\text{шгг}} P_r + P_r = K_{\text{рг}}^{\text{хо3}} X_{03} + K_{\text{рг}}^{\text{врг}} X_{\text{гц}} + K_{\text{гц}}^{\text{рв}} P_v \\
 T_{\text{гц}}^2 X_{\text{гц}} + 2\xi_{\text{гц}} T_{\text{гц}} X_{\text{гц}} = K_{\text{гц}}^{\text{рв}} P_v - K_{\text{гц}}^{\text{рг}} P_r + K_{\text{гц}}^{\text{фо}} F_{\text{гц}}^0
 \end{cases} \quad (1)$$

Таблица 1

Результаты оценочных расчетов значений параметров линейризованной математической модели исполнительного механизма САР и Ч

Параметр (обозначение)	Размерность	Значение
1	2	3
$K_{\text{эмп}}$	м/А	$0,5 \cdot 10^{-3}$
$T_{\text{эмп}}$	с	$4,8 \cdot 10^{-2}$
$\xi_{\text{эмп}}$	-	1,0
$K_{\text{ф}}^{x3}$	$\text{м}^2/\text{с}$	3,05
$T_{\text{ц}}$	с	$1,48 \cdot 10^{-3}$
$K_{x}^{\text{ру3}}$	Па/м	$7,12 \cdot 10^9$
K_Q	$(\text{м}^2/\text{с})/\text{Па}^{0,5}$	$1,53 \cdot 10^{-3}$
K_{Qd}^x	$\text{м}^2/\text{с}$	3,04
T_d	с	$6,78 \cdot 10^{-4}$
$K_{x}^{\text{рл}}$	Па/м	$3,36 \cdot 10^9$
T_{03}	с	0,01
$K_{\text{ру}}^{\text{во3}}$	(м/с)/Па	$2,35 \cdot 10^{-6}$
$K_{\text{ру}}^{\text{во3}}$	(м/с)/Па	$5,14 \cdot 10^{-6}$
$T_{\text{гц}}^{\text{п}}$	с	0,44
$T_{\text{гц}}^{\text{шгг}}$	с	0,25
$K_{\text{гц}}^{\text{Qп}} = K_{\text{гц}}^{\text{Qш}}$		$1,18 \cdot 10^{10}$
$K_{\text{гц}}^{\text{озп}} = K_{\text{гц}}^{\text{озш}}$	с	$7,7 \cdot 10^{-3}$
$T_{\text{гц}}^{\text{п}\Sigma}$	с	0,45
$T_{\text{гц}}^{\text{шгг}\Sigma}$	с	0,26
$K_{\text{гц}}^{\text{Vп}}$		$8,33 \cdot 10^8$
$K_{\text{гц}}^{\text{Vш}}$		$5,5 \cdot 10^8$
K_{Qv}^x		3,06
K_{Qr}^x		2,2
$K_{\text{гц}}^{\text{прг}} = K_{\text{гц}}^{\text{шрв}}$		1
$T_{\text{гц}}$	с	103,25

где

$$\begin{aligned}
 T_{ц} &= S_{ц} / K_{\phi}^{x3}, K_{x3}^{pц} = X / l_y, T_d = S_d / K_{Qd}^x, K_x^{pд} = x / l_d, K_{\phi}^{x3} = \mu_3 K_{S3}^{x3} \sqrt{\frac{2(P_o - P_y^o)}{\rho}}, \\
 T_{o3} &= m_{np}^{o3} / k_{шт}^{o3}, K_{pд}^{xо3} = S_d / k_{шт}^{o3}, K_{pц}^{vo3} = S_{ц} / k_{шт}^{o3}, T_{гц}^{пэ} = (T_{гц}^n - K_{гц}^{Qn} \frac{T_{пв}}{K_{pв}^Q}) / (1 - K_{гц}^{Qn} / K_{pв}^Q), \\
 K_{pв}^{xо3} &= -K_{гц}^{Qn} \frac{K_{pв}^x}{K_{pв}^Q} / (1 - K_{гц}^{Qn} / K_{pв}^Q), K_{pв}^{Vгг} = -K_{гц}^{Vn} / (1 - K_{гц}^{Qn} / K_{pв}^Q), K_{pв}^{pr} = 1 / (1 - K_{гц}^{Qn} / K_{pв}^Q), \\
 T_{гц}^{штэ} &= (T_{гц}^{шт} + K_{гц}^{Qшт} \frac{T_{пг}}{K_{pг}^Q}) / (1 + K_{гц}^{Qшт} / K_{pг}^Q), K_{pг}^{xо3} = K_{гц}^{Qшт} K_{pг}^x / K_{pг}^Q (1 + K_{гц}^{Qшт} / K_{pг}^Q), \\
 K_{pг}^{Vгг} &= K_{гц}^{Vшт} / (1 + K_{гц}^{Qшт} / K_{pг}^Q), K_{pг}^{pв} = K_{шт}^{pв} / (1 + K_{гц}^{Qшт} / K_{pг}^Q), T_{гц} = m_n / k_{fх}, T_{гц}^n = V_n^{np} / xk_{пер}, \\
 T_{гц}^{шт} &= V_{шт}^{np} / xk_{пер}, K_{гц}^{pв} = S_{гц}^n / k_{fх}, K_{гц}^{pr} = S_{гц}^{шт} / k_{fх}, K_{гц}^{FO} = 1 / k_{fх}, K_{гц}^{Qn} = 1 / k_{пер}, \\
 \xi_{гц} &= (k_{гц}^{гн} + k_{fв}) / 2T_{гц} k_{fх}, K_{pв}^x = K_{Qв}^x / K_{Qв}^p, K_{pв}^Q = -1 / K_{Qв}^p, K_{Qв}^x = K_Q \sqrt{P_o - P_b^o}, \\
 K_{Qв}^p &= 0,5K_Q X_{o3}^o (P_o - P_b^o)^{-0,5}, K_Q = \mu_{o3} K_{soo}^{xо3} \sqrt{2/\rho}.
 \end{aligned}$$

Анализ результатов оценочных расчетов показывает, что постоянные времени отсечного золотника $T_{ц}$, T_d , T_{o3} и механическая постоянная времени сервомотора $T_{гц}$ существенно меньше, чем постоянные времени электромеханического преобразователя ($T_{эмп}$) и гидравлические постоянные времени сервомотора ($T_{гц}^{пэ}$ и $T_{гц}^{штэ}$). С учетом этого, а также пренебрегая асимметрией поршневой и штоковой полостей сервомотора, линеаризованная система уравнений динамики исполнительного механизма может быть сведена к виду:

$$\begin{cases} T_3^2 \ddot{X}_{o3} + 2\xi_3 T_3 \dot{X}_{o3} + X_{o3} = K_{xо3}^i i \\ T_{гц}^x \dot{X}_{гц} + X_{гц} = K_x X_{o3} - F_{гц}^o / k_F^x \end{cases} \quad (2)$$

где

$$\begin{aligned}
 T_3 &= T_{эмп} = 4,8 * 10^{-2} \text{ с}, K_{xо3}^i = 1,05 * 10^{-3} \text{ М/А}, K_x = 4572,5, \\
 \xi_3 &= \xi_{эмп} = 1, E_{гц}^x = 103,25 \text{ с}, F_{гц}^o / k_F^x = 0.25.
 \end{aligned}$$

Структурные схемы автономного электрогидравлического контура регулирования положения регулирующего клапана, соответствующие системе (2) с традиционной структурой регулятора (обратные связи по положению отсечного золотника и сервомотора) приведены на рис. 2.

Предварительный статический и динамический анализ характеристик систем регулирования

Выполним предварительный статический и динамический анализ системы, описываемой уравнениями (2).

При смещении отсечного золотника в пределах от минимального до максимального значения $X_{оз} = 0,001 \dots 0,042 \text{ м}$ и номинальных значениях параметров нагрузки на сервомоторе $F_{гц}^o = 20 * 10^4 \text{ Н}$; $k_F^x = 80 * 10^4 \text{ Н/м}$, слагаемые в правой части второго уравнения системы (2) принимают следующие значения: $K_x X_{оз} = 4,57 \dots 192$, $F_{гц}^o / k_F^x = 0.25$.

Отсюда следует, что влиянием составляющей $F_{гц}^o / k_F^x$ на динамические характеристики системы можно пренебречь и ограничиться лишь исследованием влияния этой составляющей (в качестве возмущающего воздействия) на статистическую точность системы.

Выражения для передаточной функции разомкнутой части системы, главной передаточной функции и передаточной функции по возмущающему воздействию замкнутой системы (2) имеют вид:

$$W_p(S) = \frac{b_0}{a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0}, \quad (3)$$

$$W(S) = \frac{X_{гц}(S)}{X_{гц}^3(S)} = \frac{X_{гц}(S)}{a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + (a_0 + b_0)}, \quad (4)$$

где

$$b_0 = K_{xi} K_1 K_2 K_{хоз}^i, \quad a_3 = T_3^2 T_{гц}^x, \quad a_2 = 2\xi_3 T_3 T_{гц}^x + T_3^2, \quad a_1 = (1 + K_{xi}^{o3} K_2 K_{хоз}^i) T_{гц}^x + 2\xi_3 T_3, \\ a_0 = 1 + K_{xi}^{o3} K_2 K_{хоз}^i.$$

$$Wf(S) = \frac{X_{гц}(S)}{[F_{гц}^o / k_F^x](S)} = \frac{a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0}{(T_{гц}^x S + 1)[a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + (a_0 + b_0)]}. \quad (3)$$

Условие устойчивости замкнутой системы $a_2 a_1 > a_3 (a_0 + b_0)$ или

$$(2\xi_3 T_3 T_{гц}^x + T_3^2)(T_{гц}^x + T_{гц}^x K_{xi}^{o3} K_2 K_{хоз}^i + 2\xi_3 T_3) > T_3^2 T_{гц}^x (1 + K_{xi}^{o3} K_2 K_{хоз}^i + K_{xi} K_1 K_2 K_{хоз}^i). \quad (4)$$

Принимая значения коэффициентов передачи датчиков обратных связей

$$K_{xi} = K_{xi}^{o3} = \frac{i_{гц}^{таx}}{x_{гц}^{таx}} = \frac{3A}{0,2M} = 15A / M$$

и значение коэффициента усиления обратной связи по положению отсечного золотника $K_2=1$, определим из условия устойчивости максимальное значение коэффициента усиления главной обратной связи

$$K_1^{таx} = \frac{(2\xi_3 T_3 T_{гц}^x + T_3^2)(T_{гц}^x + T_{гц}^x K_{xi}^{o3} K_2 K_{хоз}^i + 2\xi_3 T_3) - T_3^2 T_{гц}^x (1 + K_{xi}^{o3} K_2 K_{хоз}^i)}{K_{xi} K_2 K_{хоз}^i}.$$

При принятых значениях параметров $K_1^{таx} = 6,58 * 10^4$ выражения (2) и (3) позволяют оценить максимальные ошибки регулирования, обусловленные статизмом гидравлического контура (перетечки рабочей жидкости в сервомоторе) и возмущающим воздействием (постоянной составляющей нагрузки на сервомоторе).

При отсутствии возмущающего воздействия ($F_{гц}^0 = 0$) относительная статическая ошибка замкнутой системы, обусловленная перетечками в сервомоторе (при объемном КПД сервомотора 99%)

$$\sigma_{ст}^{пер} = [1 - (\frac{X_{гц}}{X_{гц}^3})_{ст}] = [1 - W(o)] = 1 - \frac{b_0}{a_0 + b_0} = 9,8 * 10^{-4} \quad (0,098\%)$$

Абсолютная ошибка, обусловленная перетечками:

$$\Delta X_{гц} = \sigma_{ст}^{пер} X_{гц}^{таx} = 1,96 * 10^{-4} \text{ м}$$

Абсолютная ошибка, обусловленная возмущающим воздействием (постоянной составляющей нагрузки) при $x_{гц}^3 = 0$ и $F_{гц}^0 / k_F^x = 0,25$:

$$\Delta X_{гц} = Wf(o) * \frac{F_{гц}^0}{k_F^x} = \frac{b_0}{a_0 + b_0} * \frac{F_{гц}^0}{k_F^x} = 2,5 * 10^{-4} \text{ м}$$

Относительная (отнесенная к максимальному рабочему ходу сервомотора $X_{гц}^{таx} = 0,2\text{м}$) ошибка, обусловленная влиянием постоянной составляющей нагрузки

$$\sigma_{ст}^F = \frac{\Delta X_{гц}}{X_{гц}^{таx}} = 0,00125 \quad (0,125\%)$$

Таким образом, перетечки в сервомоторе и постоянная составляющая нагрузки могут оказывать заметное влияние на точность позиционирования регулирующего клапана (при регламентированных значениях нечувствительности гидравлической и электрогидравлической систем соответственно 0,3 и 0,06 % допустимые погрешности позиционирования сервомотора при принятом значении максимального рабочего хода $X_{гц}^{таx} = 0,2\text{м}$ составляют $6 * 10^{-4}$ м и $1,2 * 10^{-4}$ м).

Функциональная схема прецизионного быстродействующего регулятора электрогидравлического контура САР Ч и М

Из результатов оценочных расчетов следует, что для повышения точности и быстродействия электрогидравлического контура САР Ч и М могут быть использованы следующие мероприятия.

1). Поскольку динамические процессы в контуре описываются системой дифференциальных уравнений как минимум третьего порядка (система (2)), то, в соответствии с теорией модального управления [1], для обеспечения максимального быстродействия системы необходимо иметь регулятор как минимум третьего порядка, т.е., с тремя обратными связями по основным параметрам состояния (как следует из системы (2), такими параметрами являются положения ($X_{оз}$) и скорость ($\dot{X}_{оз}$) отсечного золотника и положение штока сервомотора ($X_{гц}$)).

Традиционный регулятор включает в себя две обратные связи – по положению отсечного золотника и сервомотора, и, таким образом, не обеспечивает максимального быстродействия системы. Попытки использовать в традиционном регуляторе сигнала по производной от положения отсечного золотника (эквивалент его скорости) не привели к положительным результатам, поскольку практическое выполнение операций дифференцирования аналоговых сигналов связано со значительными техническими трудностями (проблема шумов).

Таким образом, для повышения быстродействия системы необходимо иметь регулятор третьего порядка, не включающий дифференцирующих звеньев и, по возможности, использующий минимальную информацию о параметрах объекта регулирования (ограничение количества датчиков обратных связей). Использование регулятора третьего порядка позволит обеспечить максимальное значение суммарного коэффициента усиления системы, что положительно скажется и на ее статической точности.

2). Поскольку электронно-гидравлический контур САР Ч и М обладает статизмом, обусловленным перетечками рабочей жидкости в сервомоторе, а также может находиться под влиянием возмущающего воздействия (постоянная составляющая нагрузки на сервомоторе) и влияние этих факторов на статическую точность системы может быть существенным, то для повышения точности системы необходим астатический регулятор третьего порядка.

Наиболее эффективным в данном случае представляется использование регулятора, построенного на основе решения обратной задачи динамики управляемого объекта [2], поскольку такой принцип предполагает синтез регуляторов любого динамического порядка астатизма на основе информации по одному выходному параметру состояния (главная обратная связь) без использования операций дифференцирования (строится с использованием только пропорциональных и интегрирующих звеньев).

3). Для компенсации ошибок, связанных со статическими нелинейными характеристиками элементов электрогидравлического контура (зона нечувствительности, сухое трение и т.п.) предлагается использовать переменный суммарный коэффициент усиления регулятора (повышенное значение суммарного коэффициента в области малых уровней управляющих сигналов с дальнейшим переходом к номинальному значению).

4). Для компенсации систематических погрешностей датчика главной обратной связи (положения штока сервомотора) может использоваться программный блок коррекции в структуре управляющей ЭВМ, вычисляющий и учитывающий поправку показаний датчика в соответствии с его градуировочными характеристиками [3].

Функциональная схема прецизионного быстродействующего регулятора электрогидравлического контура САР и Ч и М, построенная с учетом изложенных выше соображений, представлена на рис. 3.

Таким образом, проведенный анализ, выполненный на основе математического моделирования и оценочных расчетов, позволил выявить значительные резервы повышения точности и быстродействия ЭГСА САР Ч и М. Реализация этих резервов может быть осуществлена на основе предложенной функциональной схемы прецизионного быстродействующего регулятора, построенного на основе решения обратной задачи динамики управляемого объекта с переменным коэффициентом усиления и коррекцией систематической погрешности датчиков обратной связи.

Литература

1. Кузовков Н.Т. Модальное управление и наблюдающие устройства. – М.: Машиностроение, 1976. – 184 с.: ил.
2. Крутько П.Д. Обратные задачи динамики управляемых систем: Линейные модели. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 328 с.:ил.
3. Пат.2020298 Российской федерации, МКИ 15В 9/03. Электрогидравлический следящий привод /Канюк Г.И. и др. – 487593/29г. Заявл.15.10.90. Опубл.30.09.99. Бюл.18.

© Канюк Г.И., Кострыкин В.А., Близниченко Е.Н., 2005