

Автор ер.
С 54

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. М. В. ЛОМОНОСОВА

Инженер Г. Д. Соболевский

**АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ
ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН
В ПУСКОВЫХ РЕЖИМАХ**

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Деп. упр. Д. 07

Одесса — 1965

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМ. М. В. ЛОМОНОСОВА

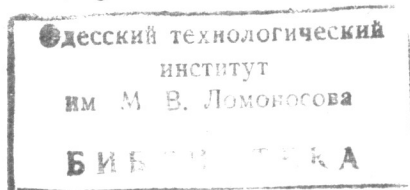
Инженер Г. Д. Соболевский

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ
ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН
В ПУСКОВЫХ РЕЖИМАХ

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук,
профессор И. И. Крипецкий

v0000.967



ОНАХТ 13.06.12
Автоматическое регул

Одесса — 1965



v000967

Одесский технологический институт им. М. В. Ломоносова направляет Вам для ознакомления автореферат диссертационной работы аспиранта Соболевского Г. Д. на тему «Автоматическое регулирование теплового состояния паровых турбин в пусковых режимах», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Защита состоится « » 196 г.

Ваши отзывы и замечания в 2-х экземплярах просим направлять по адресу: г. Одесса, ул. Свердлова, № 112, Одесский технологический институт.

Работа выполнена в Киевском институте автоматики Министерства приборостроения, средств автоматизации и систем управления.

Ученый секретарь Совета

(ЗАПОРОЖЕЦ Л. А.)

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время рост производства электроэнергии на тепловых электростанциях Советского Союза происходит, в основном, за счет ввода в эксплуатацию мощных энергетических блоков по 150, 200 и 300 Мвт. Заканчивается создание блоков мощностью 500 и 800 Мвт.

В связи с увеличением количества мощных блоков, предназначенных для несения базовой нагрузки, турбины мощностью до 100 Мвт, работающие от общего паропровода, будут в ближайшем будущем использоваться для покрытия пиков графика электрической нагрузки. Этот режим связан с необходимостью частых остановок и пусков турбоагрегатов, обусловленной провалами графика нагрузки в ночное время и в выходные дни. На тепловых электростанциях вместо остановок турбин часто практикуется работа их при сниженной нагрузке (до 50% и ниже).

Работа турбин на сниженной нагрузке не экономична и вызывает перерасход топлива, но все-таки имеет распространение в тех случаях, когда пуски турбин по каким-то причинам нежелательны или затруднительны. Пуски турбоагрегатов обычно производятся в соответствии с инструкциями завода-изготовителя турбин. Время пуска, как правило, является завышенным, что снижает маневренность турбоагрегата. Кроме того, во время пуска возрастает вероятность аварий, вызываемых недостаточным контролем состояния турбоагрегата и ошибками персонала.

Задача сокращения длительности пуска паровых турбин при одновременном повышении надежности и уменьшении вероятности аварий может быть решена посредством автоматизации процессов пуска.

Основными задачами рассматриваемой работы являются:

1. Исследование динамических характеристик прогрева паровой турбины;

2. Обоснование и разработка системы, позволяющей проводить пуск с автоматическим регулированием теплового состояния турбины;

3. Применение частотных методов к исследованию качества некоторых нелинейных САУ, в частности, нелинейного контура в разрабатываемой системе.

1. Современное состояние автоматизации пусков паровых турбин

Процесс пуска турбоагрегата можно разбить на следующие основные этапы: пуск вспомогательного оборудования, прогрев пароперпускных труб, толчок ротора и набор оборотов; набор нагрузки.

Резервы повышения надежности оборудования при пуске при одновременном сокращении длительности пуска заключаются в этапах, связанных с впуском пара в турбину. Длительность пуска определяется начальным тепловым состоянием турбины перед пуском и текущим тепловым состоянием характеризуемым так называемыми ограничивающими факторами.

Ограничивающие факторы являются следствием нестационарных тепловых процессов, происходящих при изменении расхода, температуры и давления пара, поступающего в турбину.

Основными ограничивающими факторами являются следующие:

- а) термические напряжения, возникающие в стенке цилиндра высокого давления (ц. в. д.) турбины;
- б) термические напряжения, возникающие во фланцах и шпильках горизонтального разъема ц. в. д.;
- в) удлинение ротора относительно цилиндра;
- г) тепловая деформация цилиндра турбины;
- д) тепловая деформация ротора турбины;
- е) ослабление посадки втулок концевых уплотнений.

Для осуществления автоматического регулирования теплового состояния турбины при пуске необходимо измерять эти ограничивающие факторы.

Не все они, однако, поддаются непосредственному измерению и о некоторых приходится судить по косвенным параметрам, связанным с указанными факторами определенной зависимостью.

Для каждого ограничивающего фактора или параметра, определяющего его косвенно, имеется предельно допустимое значение, задаваемое заводом-изготовителем из условий надежной работы турбины. Эти предельно допустимые значения не должны превышаться в процессе пуска. В то же время, очевидно, что следует поддерживать ограничивающие факторы по возможности ближе к предельным значениям, так как длительность пуска в этом случае будет минимальной.

Конкретными ограничивающими факторами, подлежащими контролю при пуске, например, для турбин серии высокого давления ЛМЗ мощностью до 160 Мвт, являются следующие величины: разность температур по толщине стенки ц. в. д.; то же по толщине фланца ц. в. д.; то же между фланцем и шпилькой; то же между фланцем и стенкой; то же между верхней и нижней точкой ц. в. д.; то же между корпусом и крышкой стопорного клапана; то же между втулкой переднего уплотнения и валом; относительные удлинения роторов высокого и среднего давления.

Разности температур в корпусе ц. в. д. обычно контролируются в зоне камеры регулирующей ступени, которое является наиболее опасным местом в смысле возникновения термических напряжений. Для турбин небольшой мощности со средними параметрами пара число ограничивающих факторов может сокращаться до двух-трех разностей температур.

2. Исследование статических и динамических характеристик теплового состояния паровых турбин

С точки зрения регулирования теплового состояния турбины следует рассматривать как объект с одним регулирующим воздействием — впуском пара, и целым рядом регулируемых величин — ограничивающих факторов.

При избранном способе регулирования теплового состояния (см. ниже) нет необходимости определять передаточные функции объекта по всем ограничивающим факторам. Достаточно лишь определить максимальные значения ограничивающих факторов, возникающие в результате определенного открытия регулирующего органа и соответствующего ему изменения параметров пара в камере регулирующей ступени турбины, то-есть достаточно знать характеристики

$$\Delta t_m = f(\Delta t_n) = \varphi(\Delta P_k) \quad (1)$$

где: Δt_m — максимальное значение ограничивающего фактора;

Δt_n , ΔP_k — прирост температуры и давления пара.

Эти характеристики могут быть получены теоретически или экспериментально.

а) Теоретические исследования

Для расчета прогрева, например, стенки ц. в. д. турбины обычно используется одномерное дифференциальное уравнение теплопроводности

$$\frac{dt}{d\tau} = a \frac{d^2t}{dx^2} \quad (2)$$

Это уравнение решается в предположении, что температура пара изменяется скачком. Эксперименты показывают, что это предположение, принимаемое до последнего времени в зарубежных (Паль) и отечественных (П. Г. Третьяков) работах, является слишком грубым допущением. В действительности максимальные разности температур меньше, чем при расчете с этим допущением, а время наступления максимума значительно больше. Это явление объясняется тем, что температура пара при скачкообразном открытии регулирующих клапанов изменяется по закону, близкому к экспоненциальному. В связи с этим было проведено исследование решения уравнения (2) для экспоненциального закона изменения температуры пара

$$t_{\text{п}} = t_{\text{шт}} + \Delta t (1 - e^{-\frac{t}{\tau}})$$

В этом случае относительное время наступления максимальной разности температур

$$\tau_m^* = \frac{\tau_m}{\tau_{\text{шт}}} = \Delta \tau_m^* + 1 = \frac{T^*}{\mu_1^2 T^*} \ln \frac{\mu_1^2 T^*}{2} \cdot \frac{N}{M} + 1 \quad (3)$$

где: $\tau_{\text{шт}} = \frac{R^2}{2a}$ — время запаздывания температурного возмущения от обогреваемой поверхности стенки до изолированной;

$T^* = \frac{T}{T_{\text{шт}}}$ — относительная постоянная времени изменения температуры пара;

M, N, μ_1 — коэффициенты, зависящие от T^* и критерия Био.

Относительная максимальная разность температур по стенке

$$\Delta t_m^* = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{\text{шт}}} = Me \frac{\Delta \tau_m^*}{T^*} - Ne \frac{\mu_1^2}{2} \Delta t_m^* \quad (4)$$

Зависимости

$$\tau_m^* = f_1(T^*, Bi); \quad \Delta t_m^* = f_2(T^*, Bi)$$

построены в логарифмическом масштабе и пригодны как для определения параметров ограничивающих факторов, так и для определения по экспериментальным данным коэффициента теплоотдачи α , входящего в критерий Био

$$Bi = \frac{\alpha}{\lambda} R$$

Экспериментальное снятие характеристик (1) было выполнено на турбине АК-12, мощностью 12 Мвт с параметрами свежего пара 28 ата, 385°C.

Для снятия характеристик в корпусе ц. в. д. турбины, в зоне камеры регулирующей ступени, были установлены термомпары, приваренные к металлу корпуса. Кроме того измерялись давление и температура пара в камере регулирующей ступени, температура пара перед турбиной и электрическая нагрузка турбогенератора.

Возмущение производилось скачкообразным открытием регулирующих клапанов. После каждого возмущения производилась выдержка при постоянной нагрузке до установления стационарного теплового состояния.

Экспериментальные и расчетные данные для разностей температур по толщине стенки и фланца приведены в таблице

Ограничивающие факторы	Данные расчета по формулам (3) и (4)			Экспериментальные данные (средние за 3 опыта)		
	Δt_m^*	τ_m , мин.	$\tau_{\text{з}}$, мин.	Δt_m^*	τ_m , мин.	$\tau_{\text{з}}$, мин.
Разность температур по стенке . .	0,16	5,65	1,07	0,219	5,83	1,17
Разность температур по фланцу . .	0,614	23,2	15,0	0,481	16,6	13,0

Постоянные времени прогрева стенки и фланца значительно отличаются по величине — в 2—5 раз, постоянные запаздывания — более чем в 10 раз.

Постоянная времени изменения температуры пара в камере регулирующей ступени составляет

$$T_{\text{п}} = 5,0 \text{ мин.}$$

Экспоненциальный закон изменения температуры пара объясняет значительное увеличение времени наступления максимума для стенки по сравнению с постоянной запаздывания, которой оно должно быть равно при скачке температуры пара. Для фланца, как более инерционного звена, это увеличение незначительно.

Для такого ограничивающего фактора, как разность температур между втулкой переднего уплотнения и валом (для турбин с насадными втулками), недоступная для непосредственного измерения, могут быть рассчитаны допустимые скорости изменения температуры пара, подаваемого на уплотне-

ние. Регулирование температуры пара, подаваемого на переднее уплотнение позволяет обеспечить надежность работы переднего уплотнения при пуске.

К статическим характеристикам прогрева турбины относятся зависимости параметров пара в камере регулирующей ступени от электрической нагрузки турбогенератора

$$P_k = f_1(N_{\text{э}}); \quad t_{\text{п}} = f_2(N_{\text{э}})$$

3. Система автоматического регулирования теплового состояния паровой турбины при пуске

Наличие ряда ограничивающих факторов с различной инерционностью требует применения устройства, осуществляющего опрос ограничивающих факторов и выбор наиболее опасного из них. Возникает вопрос, какой ограничивающий фактор считать в данный момент времени наиболее опасным. Например, если разности температур возрастают после скачкообразного открытия регулирующего органа, то измеряя эти разности в период нарастания, нельзя определить, какого максимального значения они достигнут в будущем. Так, если разность температур по стенке в некоторый момент достигла максимума, то это еще не означает, что этот ограничивающий фактор является наиболее опасным; разность температур по фланцу возрастает и через некоторое время достигнет максимума, который может быть более опасен по своей величине, чем предыдущая максимальная разность температур по стенке. Таким образом, можно сказать, что значения ограничивающих факторов в период их нарастания не характеризуют степени опасности этих факторов; степень опасности их в период нарастания следует оценивать по тем потенциальным возможностям, которыми эти факторы обладают в результате открытия регулирующего органа, то-есть по тем максимальным значениям, которых они достигнут в будущем.

Эта оценка может быть произведена, если известны рассмотренные выше характеристики

$$\Delta t_m = f(\Delta t_{\text{п}}) = \varphi(\Delta P_k)$$

показывающие, какие максимальные значения ограничивающих факторов возникают при определенном открытии регулирующего органа и соответствующем изменении параметров пара в камере регулирующей ступени турбины. Действительно, так как температура и давление пара в камере регулирующей ступени жестко связаны между собой, то по приросту любого из этих параметров можно определить будущие максимальные значения ограничивающих факторов.

Следовательно, в период нарастания ограничивающих факторов, вместо их значений в устройство опроса и выбора мак-

симум необходимо вводить значения прироста одного из параметров пара в камере регулирующей ступени.

Для выделения прироста параметров пара необходимо иметь простейшее вычислительное устройство, так как датчики дают абсолютные значения этих параметров.

Поскольку установлено, что оценку ограничивающих факторов в период их нарастания можно производить по приросту параметров пара, а в период убывания — по собственным значениям, то необходимо определять знак производной этих факторов. Эти основные принципы использованы при разработке системы регулирования теплового состояния турбины при пуске. В качестве параметра для косвенной оценки ограничивающих факторов выбрано давление пара в камере регулирующей ступени, так как в первом варианте система использовалась только при наборе нагрузки. Система выполняет следующие функции: приведение ограничивающих факторов к одному масштабу для того, чтобы их можно было сравнивать между собой; определение знака производной ограничивающих факторов; выработка сигнала, пропорционального приросту давления пара; сравнение (по собственному значению или по косвенной оценке) ограничивающих факторов и выбор наиболее опасного из них; набор нагрузки по одному из двух законов регулирования: при возрастании наиболее опасного ограничивающего фактора

$$\Sigma = \Delta t_{\text{доп}} - \Delta P_k \quad (5)$$

при убывании наиболее опасного ограничивающего фактора

$$\Sigma = \Delta t_{\text{доп}} - \Delta t_i - \Delta P_k \quad (6)$$

В закон регулирования (5) величина ΔP_k входит в качестве косвенного критерия будущей максимальной величины ограничивающего фактора. В закон регулирования (6) величина ΔP_k введена для того, чтобы получить единую настройку регулятора для ограничивающих факторов различной инерционности. Действительно, постоянные времени ограничивающих факторов значительно различаются — от минут до десятков минут, а давление пара имеет инерционность порядка секунд. В этом случае величину ΔP_k можно считать единственной регулируемой величиной, а значение ограничивающего фактора Δt_i — величиной, практически постоянной во время набора нагрузки. Благодаря этому динамика ограничивающих факторов может быть исключена из рассмотрения.

Следует отметить, что температура пара, которая может быть использована для косвенной оценки ограничивающих факторов на всех этапах пуска (а не только при нагружении — как давление пара) имеет инерционность того же порядка, что и сами факторы. В этом случае уже нельзя было бы считать

Δt_i постоянным во время набора нагрузки. Для уменьшения инерционности температуры пара в контур регулирования можно ввести электронное форсирующее звено, которое, например, в применении с термopарами «уменьшает» их постоянную времени в 30—40 раз. Тогда сохранится рассмотренное выше условие постоянства Δt_i во время набора нагрузки.

Благодаря этому условию, на устойчивость и качество переходных процессов исследуется только основной контур регулирования, состоящий из следующих звеньев: паровая турбина, датчик давления (температуры) пара, сумматор, усилитель, реле, мотор синхронизатора системы регулирования скорости турбины. Этот контур является нелинейным, так как содержит существенно нелинейные элементы — реле и двигатель с постоянной скоростью.

Рассмотрение примерного процесса пуска с поддержанием на заданном уровне двух ограничивающих факторов различной инерционности показывает, что в начале пуска наиболее опасным является фактор, менее инерционный; в дальнейшем скорость набора нагрузки ограничивает фактор, более инерционный.

4. Применение частотных методов к исследованию качества некоторых нелинейных систем автоматического регулирования

В настоящее время частотные методы широко используются для исследования переходных процессов в линейных САР. Представляет интерес возможность применения частотных методов для исследования качества нелинейных автоматических систем. Эта возможность основана на использовании формул гармонической линеаризации характеристик нелинейных звеньев.

Как указано Е. П. Поповым, метод гармонической линеаризации, разработанный для незатухающих переходных процессов, применим и к затухающим колебательным процессам, имеющим хотя бы одно перерегулирование.

Получаемый при гармонической линеаризации эквивалентный коэффициент передачи нелинейного звена может быть использован для получения частотной характеристики замкнутой нелинейной системы, состоящей из нелинейного звена и линейной части. Подобная частотная характеристика является функцией как частоты, так и амплитуды сигнала на входе нелинейного звена, то-есть представляет собой некоторую поверхность в трехмерном пространстве. Практически эта поверхность может быть представлена семейством частотных характеристик, вычисленных для нескольких дискретных значений амплитуды и соответствующих значений коэффициента передачи нелинейного звена.

В зарубежной литературе (Гэллр и Пестель) используется метод итераций для построения переходного процесса по частотным характеристикам нелинейной системы.

Поскольку частотная характеристика нелинейной системы и амплитуда сигнала на входе нелинейного звена определяют друг друга, то представляется возможным найти графическое решение задачи, которое позволило бы избежать применения метода итераций. Желательно использовать при этом широко применяемый для линейных систем метод трапециодальных характеристик В. В. Солодовникова.

Если имеется нелинейная САР, состоящая из нелинейного звена с коэффициентом передачи $K_n(A)$ и линейной части, удовлетворяющей гипотезе фильтра, с коэффициентом передачи $K_d(j\omega)$, то амплитудно-фазовая характеристика замкнутой системы

$$K_s(j\omega, A) = \frac{K_n(A) \cdot K_d(j\omega)}{1 + K_n(A) \cdot K_d(j\omega)} = P(\omega, A) + jQ(\omega, A) \quad (7)$$

Тогда переходный процесс в системе при единичном возмущении на входе

$$x(t_1, A) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{P(\omega, A)}{\omega} \sin \omega t d\omega \quad (8)$$

Если положить

$$A = \text{const}$$

то зная вещественные частотные характеристики $P(\omega, A)$ и применяя метод трапециодальных характеристик, можно построить ряд переходных процессов (назовем их частными).

По этим переходным процессам определяются зависимости первого, второго и т. д. экстремумов кривой переходного процесса от амплитуды

$$\Delta x_1 = f_1(A); \quad \Delta x_2 = f_2(A) \dots \Delta x_k = f_k(A) \quad (9)$$

а также зависимость полупериода колебаний от амплитуды

$$\frac{T}{2} = f_0(A) \quad (10)$$

Учитывая, что в действительности

$$\Delta x = A \quad (11)$$

и проведя эту прямую на графике $\Delta x = f(A)$, в точках пересечения прямой и кривых (9) найдем действительные значения амплитуд переходного процесса в нелинейной системе. По най-

денным амплитудам определим полупериод каждого колебания. По этим данным можно полностью построить переходный процесс.

Следует отметить, что непосредственное вычисление ВЧХ нелинейной системы весьма громоздко. Оказалось возможным применить для этой цели графический метод определения ВЧХ линейной системы с помощью круговой диаграммы, разработанный В. В. Солодовниковым. При этом используются применяемые для исследования устойчивости нелинейных систем по методу Л. С. Гольдфарба АФХ линейной части и эквивалентный импеданс нелинейного звена (взятый с обратным знаком)

$$Z_{\text{н}}(A) = \frac{1}{K_{\text{н}}(A)}$$

построенные на комплексной плоскости. Для определения ВЧХ круговая диаграмма, выполненная на прозрачном материале, накладывается на комплексную плоскость так, чтобы центр круговой диаграммы находился на кривой эквивалентного импеданса, в точке, соответствующей выбранной амплитуде, а ось круговой диаграммы проходила через начало координат. В точках пересечения окружностей с АФХ считываются индекс окружности k и частота ω . Ордината ВЧХ определяется по формуле

$$P(\omega) = (k - 1) |Z_{\text{н}}| + 1 \quad (12)$$

где: $|Z_{\text{н}}|$ - модуль эквивалентного импеданса для выбранной амплитуды.

Описанным способом были построены переходные процессы в нелинейном основном контуре системы регулирования теплового состояния. Для проверки было выполнено моделирование системы на электронной моделирующей установке ЛМУ-1. Переходные процессы, полученные при моделировании, хорошо совпадают с расчетными.

5. Промышленные испытания системы автоматического пуска паровой турбины с регулированием теплового состояния

Автоматическое регулирование теплового состояния было применено в системе автоматического пуска паровой турбины АК-12 (ТЭЦ-2, Киевэнерго) для набора нагрузки.

При этом были выбраны следующие ограничивающие факторы: разность температур по толщине стенки ц. в. д.; разность температур по толщине фланца ц. в. д. Эти же разности температур, а также разность температур между верхней и нижней точкой ц. в. д. используются в качестве разрешающих

факторов при наборе оборотов, которые в данной системе выполняются по программе, заданной во времени.

Для косвенной оценки максимальных значений ограничивающих факторов используется давление пара в камере регулирующей ступени турбины.

Испытания системы проводились в режиме автоматического набора нагрузки с поддержанием ограничивающих факторов на допустимом уровне. Регистрация температур металла производилась с помощью термопар, используемых для получения разностей температур. При этом чередовались во времени цикл регистрации и цикл сравнения, выбора опасной разности температур и нагружения.

Результаты испытаний качественно соответствуют предполагаемому процессу пуска по двум ограничивающим факторам. Так, при задании допустимой разности температур по стенке $\Delta t_{\text{ст доп}} = 12^\circ\text{C}$ в начале пуска эта разность поддерживалась в пределах $8 \div 9^\circ\text{C}$. В дальнейшем разность температур по фланцу достигла допустимого значения $\Delta t_{\text{фл доп}} = 36^\circ\text{C}$ и начала, в свою очередь, ограничивать скорость пуска. Отличие действительной разности температур по стенке от заданной объясняется тем, что каждый этап набора нагрузки отличается от скачка, и продолжается некоторое конечное время. Характеристики же

$$\Delta t_m = z(\Delta P_{\text{к}})$$

были получены при скачкообразном открытии регулирующих клапанов. Для того, чтобы учесть конечную длительность этапа набора нагрузки, указанные характеристики следует снимать при скачке задания на входе регулятора, настроенного на требуемое качество переходных процессов в основном контуре системы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведенные исследования показали, что расчет динамических характеристик факторов, определяющих тепловое состояние турбины, следует выполнять с учетом постоянной времени изменения температуры пара в камере регулирующей ступени. Получена формула для расчета времени запаздывания температурного возмущения в стенке, обогреваемой паром с одной стороны. Получены зависимости в критериальной форме, позволяющие рассчитать величину и время наступления максимальной разности температур в стенке с учетом экспоненциального закона изменения температуры пара. Эти зависимости пригодны также для определения коэффициента теплоотдачи по экспериментальным данным. Расчеты по этим зависимостям удовлетворительно совпадают с опытными данными.

2. Предложен способ регулирования теплового состояния турбины, как объекта, имеющего одно регулирующее воздействие — впуск пара, и целый ряд регулируемых величин — ограничивающих факторов.

Разработана система регулирования теплового состояния турбины, обеспечивающая поддержание ограничивающих факторов на допустимом уровне.

3. Предложен частотный способ построения переходных процессов в некоторых нелинейных системах. Способ основан на применении круговой диаграммы В. В. Солодовникова для определения семейства ВЧХ нелинейной системы и метода трапециoidalных характеристик для построения частных переходных процессов при фиксированных значениях коэффициента передачи нелинейного звена. Переходный процесс с учетом изменения коэффициента передачи нелинейного звена в ходе процесса определяется по частным переходным процессам с помощью графического решения.

Переходные процессы, рассчитанные предложенным способом, хорошо совпадают с результатами моделирования на электронной моделирующей установке.

4. Автоматическое регулирование теплового состояния паровой турбины применено в системе автоматического пуска турбины АК-12, ТЭЦ-2, Киевэнерго. Система прошла испытания и принята в промышленную эксплуатацию.

Основные положения диссертации опубликованы в статьях:

1. Г. Д. Соболевский, В. Б. Сорокин. Автоматическое регулирование прогрева паровых турбин при пуске. Сборник «Автоматизация энергетики». Институт технической информации, Киев, 1964.

2. И. И. Крицкий. Регулирование двигателей внутреннего сгорания. «Машиностроение», М., 1965, стр. 99—104.

3. Г. Д. Соболевский, В. П. Марчевский. Измерение и автоматическое регулирование температуры с динамической коррекцией термодар. Сборник докладов конференции «Приборы промышленного контроля и средства автоматизации». Гостехиздат УССР, 1963.

4. Г. Д. Соболевский. Исследование качества нелинейных автоматических систем частотным методом. Сборник «Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении». Львов, 1965 г.

✓ 000964