



AH

ESPAÑA

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.

477264

ES

11

21

22

NÚMERO

FECHA DE PRESENTACION

29-1-79

A1

PATENTE DE INVENCION

60 PRIORIDADES:		
61 NÚMERO	62 FECHA	63 PAIS
876,397	9-2-78	Estados Unidos
64 FECHA DE PUBLICIDAD	65 CLASIFICACION INTERNACIONAL	66 PATENTE DE LA QUE ES DIVISORIA
	G05B	
67 TÍTULO DE LA INVENCION		
CONTROL DE PROTECCION CONTRA SOBREVOLOCIDAD PARA SISTEMA DE TURBINA DE VAPOR.		
68 SOLICITANTE (S)		
WESTINGHOUSE ELECTRIC CORPORATION.		
DOMICILIO DEL SOLICITANTE		
Westinghouse Building, Gateway Center, PITTSBURGH, Pennsylvania 15222, ESTADOS UNIDOS.		
69 INVENTOR (ES)		
PATRICK LEE McGAHA y MILLARD FILLMORE SMITH, ambos de nacionalidad estadounidense.		
70 TITULAR (ES)		
71 REPRESENTANTE		
DON BERNARDO UNGRIA GOIBURU		

1

EXTRACTO DE LA DESCRIPCION

La presente invención se refiere a un control de protección contra sobrevelocidad mejorado (OPC) para ajustar la velocidad supervisada de una turbina de vapor a una velocidad de sincronismo después de la activación del OPC. El OPC cierra las válvulas reguladoras (22) y las válvulas interceptadoras (26) cuando es activado, bien por la detección de una abertura de un disyuntor principal del generador (30) o bien por la detección de una velocidad de la turbina supervisada superior a, por ejemplo, el 103% de la velocidad de sincronismo. El cierre de las válvulas da lugar a una interrupción de la circulación del vapor hasta las secciones de alta y baja presión de la turbina (10, 12) del sistema de turbina que hace que la energía del vapor quede retenida en el recalentador (24). Se desactiva el OPC cuando la velocidad supervisada de la turbina deja de ser superior al 103% de la velocidad de sincronismo. En respuesta a esta desactivación, el OPC controla la velocidad de rotación de la turbina situando las válvulas interceptadoras en una posición que permite la admisión de vapor a partir del recalentador en las secciones de turbina de presión más baja de acuerdo con una función continua basada en la diferencia entre la velocidad supervisada de la turbina y la velocidad de sincronismo. De este modo, la energía del vapor retenida en el recalentador se utiliza para mantener la turbina a la velocidad de sincronismo, lo que permite una resincronización rápida del sistema de turbina con la carga del sistema de energía (18).

15

20

25

DESCRIPCION GENERAL DE LA INVENCION

La invención se refiere a controles de protección contra sobrevelocidad para sistemas de turbina de vapor en general, y más particularmente a un sistema para utilizar la energía del

30

1 vapor almacenado que está contenido en el recalentador de un
sistema de turbina de vapor después de la activación del con-
trol de protección contra sobrevelocidad para mantener la velo-
2 cidad de rotación de la turbina a la velocidad de sincronismo
5 efectuando una resincronización rápida.

En la figura 1 se representa un sistema de turbina de
vapor típico, Una turbina de vapor de tipo convencional está
constituida por una sección de turbina de alta presión 10 y una
o varias secciones de turbina de baja presión 12 que están gene-
10 ralmente acopladas mecánicamente con un eje común 14 para arras-
trar un generador eléctrico 16. El generador eléctrico 16 se
utiliza para suministrar energía eléctrica a una carga 18. Se
admite el vapor a la entrada de la turbina de alta presión 10
a partir de una fuente de vapor 20 y generalmente se regula es-
15 ta cantidad de vapor por una o varias válvulas reguladoras 22.
El vapor que sale de la sección de turbina de alta presión 10
es recalentado por un recalentador 24 antes de suministrarse,
rio abajo, a la entrada de una o varias secciones de turbina de
baja presión 12. Una o varias válvulas interceptadoras 26 pue-
20 den utilizarse para interrumpir la circulación de vapor entre
la entrada de las secciones de turbina de baja presión 12 y el
recalentador 24. El vapor que sale de la sección o de las varias
secciones de turbina de baja presión 12 puede ser conducido a
un condensador 28.

25 La energía mecánica desarrollada en las secciones de
turbina de alta presión y de baja presión 10 y 12, respectiva-
mente, arrastra mecánicamente el generador eléctrico 16 el cual,
a su vez, transforma la energía mecánica en energía eléctrica
que se suministra a la carga eléctrica 18. Puesto que el aco-
30 plamiento entre el generador eléctrico 16 y la carga eléctrica

1 18 es muy sensible a las frecuencias de los dos sistemas, se
ha previsto un disyuntor 30 para conectar el generador eléctri
co 16 con la carga 18 solamente cuando la frecuencia de la
energía eléctrica generada por el generador 16 es síncrona con
5 la de la carga 18, de acuerdo con una fase predeterminada. De
manera típica, los equipos auxiliares 32 de la central eléctri
ca, tales como motores eléctricos, bombas eléctricas, alumbr
do, etc, se energizan generalmente por medio del generador eléc
trico 16 independientemente de la posición del disyuntor 30.
10 Se suministra la energía eléctrica a los equipos auxiliares 32
esté abierto o cerrado el disyuntor 30 que alimenta la carga
del sistema de energía 18.

Generalmente se utiliza un control de velocidad/carga
36 para regular la velocidad y la carga del sistema de turbina
15 controlando la posición de la válvula o de las varias válvulas
regulador s utilizando un sistema de accionamiento de válvula
reguladora de tipo hidráulico convencional 40 de acuerdo con
los parámetros de medición, tales como la velocidad SPD, la po
tencia en megavatios MW, y la posición BR de los contacto del
20 disyuntor. Unos ejemplos de un control de velocidad/carga 36
que se emplea para controlar la velocidad y la carga de un sis
tema de turbina de vapor se describen en las patentes de los
Estados Unidos n°s. 3.878.401 y 4.934.128. La velocidad de ro
tación mecánica de la turbina se supervisa generalmente utili
25 zando una rueda dentada 33, que está montada en el eje 14 de
la turbina y que gira a la misma velocidad angular que éste, y
un captador de velocidad 34 de tipo magnético que está situado
en un punto adyacente a la periferia de la rueda 33 para sumi
nistrar al control 36 una señal SPD representativa de la velo
30 cidad de la turbina. Además, una señal MW se suministra al con

1 trol 36 a partir de un transductor de potencia típico 38 que
supervisa la energía eléctrica producida por el generador 16.
Y, por consiguiente, una señal representativa del estado de
los contactos 30 del disyuntor se suministra al control 36 por
5 una línea de señalización marcada BR.

Los contactos 30 del disyuntor sirven también para
desconectar el sistema de turbina de vapor de la carga del sis
tema de energía 18 cuando se detecta un fallo eléctrico impor
tante. Se entiende que en el caso de que el disyuntor 30 desco
10 necte el sistema de turbina de vapor de la carga del sistema
de energía 18 en el momento en que se le suministra energía eléc
trica, la energía mecánica producida por el sistema de turbina
de vapor producirá una sobrevelocidad mecánica. Por estos moti
vos, se ha previsto un control de protección contra sobreveloci
15 dad (OPC) 42 para detectar esta sobrevelocidad y reducir rápi
damente la energía mecánica producida por las secciones de tur
bina 10 y 12 mediante interrupción del vapor admitido en ellas.
Se describen unos sistemas OPC típicos en las patentes de los
Estados Unidos n°s. 3.643.437, 3.826.095 y 3.826.094. Este tipo
20 de unidad OPC (véase bloque 42 en la figura 1) supervisa las se
ñales de SPD, MW y BR, y activa un control de protección con
tra sobrevelocidad de acuerdo con condiciones lógicas predeter
minadas, tal como las que se representan en la figura 2, por
ejemplo.

25 Haciendo referencia a la figura 2, existen, por lo
menos, dos condiciones que pueden activar el control de protec
ción contra sobrevelocidad. Una de ellas consiste en que la se
ñal SPD es superior a un valor predeterminado, normalmente el
103% de la velocidad de sincronismo. Otra condición puede ser
30 la interrupción de la circulación de la energía eléctrica desde

1 el generador 16 hasta la carga 18 del sistema de energía median
te la abertura del disyuntor 30 (marcado \overline{BR}) con la condición
de que la potencia en megavatios (MW) producida en el momento
de la interrupción sea superior a un valor predeterminado, ge
5 neralmente un 30% aproximadamente. Estas condiciones pueden ser
utilizadas independientemente, como se representa en la figura
2, para activar un control de protección contra sobrevelocidad
(OPC). Un control de protección contra sobrevelocidad consiste,
principalmente, en la energización de un cierto número de sole
10 noides OPC para accionar unas válvulas de descarga hidráulicas
situadas en los dispositivos de accionamiento hidráulicos de la
válvula reguladora y de la válvula interceptora, 40 y 41, res
pectivamente. Estas válvulas de descarga, al ser activadas, sir
ven para descargar los dispositivos de accionamiento hidráuli
15 cos en los drenajes 44 y 46 que se representan en la figura 1,
y para interrumpir simultáneamente el suministro de fluido hí
dráulico a los dispositivos de accionamiento de la válvula re
guladora y de la válvula interceptora. La válvula reguladora
22 y la válvula interceptora 26 responde cerrándose inmediata
20 mente. De acuerdo con la lógica de la figura 2, para desacti
var las válvulas de descarga mediante la desenergización de los
solenoides OPC, después de que el disyuntor 30 se ha abierto
puede producirse un retardo de tiempo que puede ser ajustado
en un valor predeterminado de un intervalo de retardo de tiempo
25 de, por ejemplo, 1 a 10 segundos. Al final de este intervalo de
retardo de tiempo, en el caso de que la velocidad sea inferior
al valor predeterminado elegido típicamente como siendo el 103%
de la velocidad de sincronismo, el control de protección contra
sobrevelocidad se desactivará, desenergizando así los solenoi
30 des OPC y haciendo que las válvulas de descarga abandonen el

1 estado de descarga del fluido hacia los drenajes 44 y 46. Du
rante esta misma operación, el fluido hidráulico será suminis
trado de nuevo a los dispositivos de accionam~~iento~~ hidráulicos
de la válvula reguladora y de la válvula interceptora. En cier
5 tos sistemas, las válvulas interceptoras 26 responderán al nue
vo suministro de fluido hidráulico a los dispositivos de accio
namiento hidráulicos abriéndose de nuevo inmediatamente en su
posición completamente abierta. En estos mismos sistemas, las
válvulas reguladoras 22 permanecerán bajo la dependencia del
10 control de velocidad/carga 36 después de que se ha suministrado
de nuevo el fluido hidráulico a los dispositivos de accionamien
to hidráulicos 40. Con el tipo de control de protección contra
sobrevelocidad que se describe más arriba, puede preverse que
la velocidad de rotación de la turbina será idéntica a la que
15 se representa por medio de la curva de línea continua 50 en la
figura 3 en el caso en el cual el generador eléctrico 16 sumi
nistra casi el 100% de la potencia eléctrica nominal a la carga
18 del sistema de energía y los contactos del disyuntor 30 es
tán abiertos.

20 Haciendo referencia a la figura 3, se ve que la marca
de tiempo t_0 en la abscisa del gráfico designa un momento en
el que están abiertos los disyuntores 30 de la figura 1. Ya que
la energía eléctrica producida por el generador 16 justo antes
de la marca de tiempo t_0 se suponía muy próxima a la potencia
25 de salida eléctrica nominal, se inicia una activación del OPC
simultáneamente con la abertura de los contactos 30 del disyun
tor. La descarga del fluido hidráulico como resultado de la
activación del OPC obliga a las válvulas reguladoras y las vál
vulas interceptoras 26 a cerrarse, generalmente en una fracción
30 de segundo. Sin embargo, como se indica por la curva 50 en la

1 figura 3, se prevé que la velocidad subirá más allá de la ve
 locidad de sincronismo después del tiempo t_0 principalmente en
 razón de la inercia acumulada en el sistema de turbina. Con la
 interrupción de la entrada de vapor en las secciones 10 y 12
5 de las turbinas, las fuerzas de amortiguación tales como las
 pérdidas por rozamiento en el aire y las pérdida por fricción
 en el sistema de turbina hacen que la velocidad de la turbina
 disminuya de nuevo hasta algún valor predeterminado, tal como el
 103% representado en el tiempo t_1 de la figura 3. El intervalo
10 de tiempo previsto entre t_0 y t_1 es del orden de 50 a 60 segun
 dos, pudiendo sin embargo variar de una turbina a otra.

 En el tiempo t_1 la señal OPC se desactiva de acuerdo
 con la lógica representada en la figura 2, permitiendo así que
 las válvulas interceptoras 26 sean accionadas a su posición am
15 pliamente abierta y que el vapor que había sido almacenado en
 el recalentador 24 durante la activación del OPC sea admitido
 a través de las válvulas interceptoras 26 en las secciones de
 baja presión 12 de la turbina. La velocidad de rotación de la
 turbina aumenta de nuevo hasta un valor superior al 103% del
20 valor de velocidad de sincronismo, lo que da lugar a otra acti
 vación del control de protección contra sobrevelocidad bajo la
 dependencia de la lógica de la figura 2. Estas activaciones y
 desactivaciones del control de protección contra sobrevelocidad
 seguirán produciéndose, (véanse tiempos t_2 , t_3 y t_4 de la figu
25 ra 3) hasta que una cantidad sustancial de la energía del vapor
 haya sido disipada a partir del recalentador 24. En la figura
 3, se representa por medio de la línea de puntos 52 una curva
 de disipación típica. Se ha calculado que el número de oscila
 ciones de velocidad que se producen típicamente entre los inter
30 valos de tiempo representados en el gráfico de la figura 3,

1 puede llegar a 10 o 12 en un período de tiempo de aproximada
mente 10 a 12 minutos.

En los tipos de sistemas OPC que se acaban de descri
bir, es improbable que la resincronización del sistema de tur
5 bina con la carga pueda producirse mientras las oscilaciones
de frecuencia de la figura 3 no se hayan detenido. Es evidente
que, para obtener una resincronización rápida, estas oscilacio
nes han de ser eliminadas, sin dejar de proporcionar una protec
ción contra sobrevelocidad para el sistema de turbina. Un con
10 trol de protección contra sobrevelocidad capaz de proporcionar
una curva de respuesta de velocidad de rotación tal como la que
se ilustra por medio de la línea de puntos 54 en la figura 3
es conveniente. En este ejemplo, la protección contra sobreve
locidad se obtiene inmediatamente después de la abertura del
15 disyuntor 30 en el tiempo t_0 , pero en el tiempo t_1 no se reali
za ninguna reactivación del control de protección contra sobre
velocidad y a continuación la velocidad es controlada al valor
de velocidad de sincronismo. Si la velocidad de rotación pudie
se ser controlada de esta manera, la resincronización de la car
20 ga del sistema de energía podría efectuarse en cualquier momen
to después de t_1 . Incluso en el caso en que la resincronización
no es necesaria, el suministro de energía eléctrica a los auxi
liares 32 de la central se mantendrá a un nivel de frecuencia
casi fijo después de la variación de frecuencia entre los tiem
25 pos t_0 y t_1 como resultado de la abertura de los contactos 30
del disyuntor.

Por consiguiente, un objeto de la presente invención
consiste en proporcionar un control de protección contra sobre
velocidad de tipo mejorado para sistema de turbina de vapor,
30 destinado a superar las deficiencias de la técnica anterior.

1 La invención consiste en un control de protección
contra sobrevelocidad para un sistema de turbina de vapor que
incluye: un generador eléctrico; una turbina de vapor que com
prende una sección de alta presión y por lo menos una sección
5 de presión más baja y que funciona a una primera velocidad de
rotación predeterminada; una fuente de vapor; por lo menos una
válvula reguladora que sirve para controlar la admisión de va
por procedente de dicha fuente de vapor a dicha sección de alta
presión de la turbina; un recalentador conectado entre dicha
10 sección de alta presión y por lo menos una sección de presión
más baja de la turbina para calentar el vapor conducido a tra
vés de él hasta dicha sección de presión más baja de la turbi
na; por lo menos una válvula interceptora que sirve para contro
lar la admisión de vapor procedente de dicho recalentador a di
15 cha sección de presión más baja de la turbina, por lo menos;
un disyuntor principal del generador que sirve en posición de
cierre para conectar eléctricamente dicho generador con una
carga del sistema de energía; y un dispositivo de control para
controlar la cantidad de dicha energía eléctrica suministrada
20 a dicha carga del sistema de energía, siendo dicho control de
protección contra sobrevelocidad capaz de proteger la turbina
de vapor contra cualquier sobrevelocidad que se produzca princi
palmente como resultado de la abertura de dicho disyuntor prin
cipal del generador, y que incluye unos medios para generar una
25 primera señal en tiempo real representativa de la velocidad de
rotación real de dicha turbina; un dispositivo electrohidrául
ico que sirve para cerrar rápidamente cada una de dichas válvu
las reguladoras e interceptoras, activándose dicho dispositivo
electrohidráulico, bien por una detección de la abertura de
30 dicho disyuntor o la detección de dicha primera señal cuando

1 es superior a un segundo valor de velocidad de rotación prede-
terminado, con lo cual la circulación de vapor que penetra en
dichas secciones de la turbina se interrumpe y la energía del
vapor queda retenida en dicho recalentador, desactivándose di-
5 cho dispositivo electrohidráulico cuando dicha primera señal
deja de ser superior a dicho segundo valor de velocidad de ro-
tación predeterminado; y un dispositivo que actúa en respuesta
a la desactivación de dicho dispositivo electrohidráulico para
controlar la velocidad de rotación de dicha turbina de vapor si-
10 tuando las válvulas interceptoras en una posición en la cual
admiten vapor a dicha sección de presión más baja de la turbina
de acuerdo con una función continua basada en la diferencia en-
tre dicha primera señal y un valor representativo de dicha pri-
mera velocidad de rotación predeterminada, con la cual la ener-
15 gía de vapor aprisionada en dicho recalentador se utiliza para
mantener dicha turbina de vapor a dicha primera velocidad de ro-
tación predeterminada con el fin de permitir la reconexión rá-
pida de dicho sistema de turbina con dicha carga del sistema
de energía.

20 De acuerdo con un modo de realización preferido de
la invención, un control de protección contra sobrevelocidad
(OPC) de tipo mejorado está incorporado como parte de un siste-
ma de control de velocidad/carga de turbina con el objeto de
controlar la velocidad de la turbina a un primer valor de velo-
25 cidad predeterminado después de la activación del OPC. Más par-
ticularmente, el OPC proporciona un dispositivo electrohidráu-
lico que actúa para cerrar rápidamente cada una de las válvulas
reguladoras e interceptoras del sistema de control de velocidad/
carga de la turbina cuando es activado bien por la detección de
30 la abertura del disyuntor principal 30 del generador durante un

1 período de tiempo en el cual la energía eléctrica generada por
el sistema de turbina es superior a un valor predeterminado de
potencia eléctrica o por la detección de una velocidad de turbin
na supervisada superior a un segundo valor de velocidad predere
5 terminado. Por consiguiente, la circulación de vapor admitida
en las secciones de alta y baja presión de la turbina se inter
rumpe y la energía del vapor queda retenida en el recalentad
dor que está conectado entre las secciones de alta y baja prere
sión de la turbina. Por tanto, el dispositivo electrohidráulico
10 se desactiva en un momento que sigue un intervalo de tiempo
predeterminado inmediatamente después de la detección de la
abertura del disyuntor principal del generador cuando la velore
cidad supervisada ha dejado de ser superior al segundo valor
de velocidad predeterminado. Además, el OPC mejorado proporcióre
15 na un dispositivo de control que sirve, en respuesta a la desacre
tivación del dispositivo hidráulico, para controlar la velocire
dad de rotación de la turbina situando las válvulas interceptore
ras en una posición que permite la entrada de vapor en las secre
ciones de baja presión de la turbina de acuerdo con una función
20 continúa basada en la diferencia entre la velocidad supervisare
da de la turbina y el primer valor de velocidad predeterminado,
con lo cual la energía del vapor retenida en el recalentador se
utiliza para mantener la turbina al primer valor de velocidad
predeterminado, lo que permite una rápida resincronización del
25 sistema de turbina con la carga del sistema de energía.

La invención podrá entenderse más claramente leyendo
la siguiente descripción de un modo de realización de la misma
que se da a título de ejemplo, tomada conjuntamente con los dire
bujos adjuntos, en los cuales:

30 la figura 1 es un diagrama esquemático en bloques de

1 un sistema de turbina típico;

la figura 2 es un diagrama lógico de un control de protección contra sobrevelocidad (OPC) adecuado para ser utilizado en el sistema de turbina de la figura 1;

5 la figura 3 es un gráfico que representa la velocidad de rotación de la turbina en función del tiempo, después de una activación del OPC;

la figura 4 es un diagrama esquemático en bloques de un OPC de acuerdo con un modo de realización de la presente invención;

10 la figura 5 es un esquema electrohidráulico de un servocontrol de posicionamiento de válvula adecuado para ser utilizado en los modos de realización preferidos;

15 la figura 6 es un gráfico que representa las señales de referencia de punto de reglaje del servocontrol de las válvulas reguladoras e interceptoras respecto a la demanda de velocidad/carga;

20 y la figura 7 es un diagrama esquemático en bloques de un OPC de acuerdo con otro modo de realización de la invención;

la figura 8 es un esquema del circuito de un control de válvula reguladora destinado a ser utilizado en el OPC de la figura 7.

25 Haciendo referencia a la figura 4, se ve que en el control de velocidad/carga 36 está incorporada una parte del control de protección contra sobrevelocidad (véase figura 1). La señal de velocidad SPD se aplica a la entrada menos de un generador de función de diferencia 60 y a una posición de un interruptor unipolar de una dirección 61 (SPST). Esta señal SPD
30 es representativa de la velocidad de rotación real de la turbi

1 na. Un control de referencia de demanda de velocidad/carga 62
proporciona a la entrada positiva del generador de función de
diferencia 60 una señal 63. La señal 63 es generalmente un va
lor fijo representativo de la velocidad de sincronismo del sis
5 tema de turbina. El control de referencia de demanda de veloci
dad/carga 62 supervisa también el disyuntor principal 30 del
generador del sistema de turbina (véase figura 1) y además, su
pervisa el estado digital de demanda 100 del control de protec
ción de sobrevelocidad que se deriva normalmente de la lógica,
10 como se representa en la figura 2. El control de referencia 62
genera una señal 65 de control de referencia de velocidad y car
ga que se aplica a la entrada positiva de un control de circui
to cerrado 67. La salida de error de velocidad del generador
de función de diferencia 60 se amplifica por medio de un ampli
15 ficador 69 que tiene una ganancia representativa del factor de
regulación K que se elige normalmente de modo que, a una velo
cidad superior en un 5% a la velocidad de sincronismo, se pro
duzca a la salida del amplificador 69 una señal representativa
de una carga del 100%. La señal de salida del amplificador 69
20 se aplica a una posición del segundo interruptor SPST 71. La
otra posición de los interruptores 61 y 71 se conectan con las
entradas negativas del control 67. Los interruptores 61 y 71
se controlan por medio del control de referencia de velocidad/
carga 62 utilizando las líneas de señalización 73 y 75, respec
25 tivamente.

La salida del control de circuito cerrado 67 está co
nectada con una posición de conmutación 77 de la función de
conmutación unipolar de dos direcciones (SPDT) 79. Una segunda
posición del conmutador 79 está conectada con un control manual
30 de posición de válvula 83 que está generalmente asociado con el

1 control de velocidad y carga 36. La función de conmutación unipolar de dos direcciones 79 asegura, además, la transferencia progresiva desde el control automático de circuito cerrado 67 al control manual 84 de acuerdo con el estado actual de la técnica. Para una descripción más detallada de esta transferencia progresiva y del control manual de posición de válvula, se hará referencia a la patente de los Estados Unidos n° 3.741.346 concedida a Braytenbah el 26 de Junio de 1973. El polo de la función de conmutación 79 está conectado con la entrada de una función amplificadora intermedia 85. Se entiende que la representación de la figura 4 es muy simplificada y sirve principalmente para destacar aquellas partes relacionadas con la invención, y se entiende que otras funciones, tales como el control de carga utilizando una señal de realimentación de carga o un control directo de posición de válvula o un control en circuito cerrado de cámara de presión de impulso puede también realizarse sin alejarse del alcance de la invención.

La salida de la función amplificadora 85 es la entrada de punto de reglaje 86 a un grupo de uno o varios servosistemas hidráulicos 87 de válvula reguladora que funcionan para situar las válvulas reguladoras correspondientes 22 de modo que controlen la admisión de vapor desde la fuente de vapor 20 hasta la turbina de alta presión 10 (véase figura 1). Una descripción más detallada de un servosistema hidráulico típico se dará más adelante con relación a la figura 5. Los puntos de reglaje 86 del servosistema de válvula reguladora se suministran además a una función amplificadora 89 que tiene una señal de desplazamiento ajustable 90 conectada además como entrada. La función amplificadora 89 multiplica la señal de punto de reglaje 86 por una ganancia adecuada G, produciendo así una salida

1 da 91 que es el punto de reglaje 86 desplazado por la señal 90
y multiplicado por la ganancia G. La señal 91 es el punto de
reglaje de un conjunto de servosistemas hidráulicos 93 de válvu
las interceptoras. Estos servosistemas hidráulicos de válvulas
5 interceptoras funcionan correspondientemente con sus válvulas
interceptoras asociadas 26 para situar las válvulas intercep
toras 26 de acuerdo con los puntos de reglaje proporcionados por
91. Esto se describirá más detalladamente con relación a la
descripción de la figura 5 que sigue. El posicionamiento de la
10 válvulas 26 regula la admisión de vapor desde el recalentador
24 hasta que las secciones 12 de baja presión de la turbina de
la misma manera que la que se ilustra en la figura 1. Además,
una polarización permanente es generada por la función 97 y se
aplica a través de la función de conmutación SPST 99 a la fun
15 ción amplificadora 85. La función de conmutación 99 se energiza
para cerrarse conjuntamente con la señal de estado de demanda
de control de protección contra sobrevelocidad 100.

En la figura 5 se ilustra un servosistema hidráulico
típico adecuado para ser utilizado como servosistema hidráuli
20 co 87 de válvula reguladora o como servosistema hidráulico 93
de válvula interceptora, como se representa en la figura 4.
Más particularmente, la señal de referencia de punto de regla
je 86 (91) se aplica a la entrada positiva de una unión sumado
ra 110. Una señal de error de velocidad 112 que resulta de la
25 función de la unión sumadora 110 se aplica a un servo-amplifi
cador 114 que puede estar constituido por cualquier servocon
trol de tipo convencional, tal como un control proporcional,
un control proporcional-integral, o un control proporcional-
integral-derivado. La salida del servo-amplificador 114 accio
30 na una servo-válvula hidráulica 116 normalmente del tipo fabri

1 cado por Moog, Inc.

El fluido hidráulico a alta presión se aplica generalmente a los servosistemas hidráulicos 87 y 93 a partir de una fuente 118 a través de una válvula de aislamiento convencional 119 y de un filtro de fluido hidráulico 120 a un orificio de alimentación 122 de la servo-válvula 116. El fluido hidráulico a presión elevada después del filtro 120 se conduce también al lado, río arriba de una válvula de retención 124 a través de un orificio 126. El fluido hidráulico aplicado en el lado del orificio de la válvula de retención se suministra también a una válvula de solenoide 128. Un orificio de drenaje 130 de la servo-válvula 116 está conectado con el lado río arriba de una segunda válvula de retención 132. La extremidad río abajo de la válvula de retención 132 está conectada con una tubería de drenaje. Un orificio de control de fluido 134 de la servo-válvula 116 está conectado con un orificio 135 de un dispositivo de accionamiento 137. Un pistón de accionamiento 139 está situado en el interior del dispositivo de accionamiento y puede ser desplazado por el fluido hidráulico que penetra o que sale del orificio 135 del dispositivo de accionamiento 137 al ser controlado por la servo-válvula 116. Este pistón de accionamiento 139 está unido de manera convencional por medio de una articulación, al vástago de una válvula de admisión de vapor de tal manera que el vástago se desplace de acuerdo con el movimiento del pistón de accionamiento 139. Cuando el pistón de accionamiento 139 se desplaza hacia arriba a través del dispositivo de accionamiento 137, el vástago de la válvula de admisión de vapor se desplaza en la dirección que permite la penetración de una mayor cantidad de vapor a través de la válvula de admisión de vapor. Un instrumento de medición de posición

1 141, típicamente del tipo de transformador diferencial varia
ble lineal (LVDT) está conectado con el pistón de accionamien
to 139 y genera una señal 143 que es representativa de la posi
ción de abertura de la válvula de admisión de vapor. De manera
5 general, la señal 143, cuando es producida por un LVDT, está
modulada en corriente alterna y puede ser demodulada por una
función de demodulación 145 de modo que la señal de posición
desarrollada a partir de ella corresponda al punto de reglaje
86 (91). La señal 147 representativa de la posición de eleva
10 ción que es desarrollada por el demodulador 145 puede utilizar
se directamente como señal de realimentación o entrada negati
va de la función sumadora 110 cuando el punto de reglaje 86
(91) es representativo de la demanda de posición de la válvula
de admisión de vapor. En otros casos, cuando el punto de regla
15 je es representativo de una demanda de caudal de la válvula de
admisión de vapor, la señal 147 representativa de la posición
puede estar caracterizada por alguna función basada en el caudal
en función de la elevación similar al que se representa en el
bloque 148 de la figura 5. La señal de realimentación o entrada
20 negativa de la unión sumadora 110 constituye, entonces, la sa
lida del caracterizador 148 y es compatible con un punto de re
glaje de referencia de demanda de caudal de la válvula.

Una válvula de descarga 151 está igualmente conectada
con el orificio 135 del dispositivo de accionamiento 137. Este
25 tipo de válvula de descarga que se representa en la figura 5,
tiene la capacidad de descargar grandes volúmenes de fluido hi
dráulico a partir del dispositivo de accionamiento hacia una
tubería de descarga 153 en un período de tiempo extremadamente
corto. Además, la válvula de descarga 151 puede suministrar
30 fluido hidráulico a través de otro orificio 155 del dispositivo

1 de accionamiento 137 para incrementar el movimiento del pistón
de accionamiento en una dirección de cierre rápido de las vál-
vulas de admisión de vapor. La válvula de descarga 151 funciona
en cooperación con la válvula de solenoide 128, de tal manera
5 que cuando la válvula de solenoide 128 es energizada por el con-
trol de protección contra sobrevelocidad (OPC) la señal de de-
manda del control de protección contra sobrevelocidad (OPC) 100
(véase figura 2), el fluido hidráulico en la válvula de descar-
ga 151 que está manteniendo la válvula de descarga en posición
10 cerrada, se descarga por la tubería hidráulica 159, aliviando
así la fuerza de presión ejercida en un muelle de orientación
161 contenido en la válvula de descarga 151. Como resultado de
ello, el muelle de orientación 161 obliga a abrirse la válvula
151 para permitir que la circulación de fluido hidráulico se
15 haga desde el orificio 135 del dispositivo de accionamiento hi-
dráulico 137, a través de la válvula 151 hasta una tubería de
descarga 153. Además, la válvula de solenoide 128 puede ser
energizada hidráulicamente por la descarga de fluido hidráulico
en una tubería de fluido de emergencia 162 como resultado de
20 un desenganche de la turbina. En tal caso, el fluido hidráulico
es conducido desde la tubería 161, a través de la válvula de
retención 124 y de la tubería 162 a un drenaje (no representa-
do en la figura 5).

El funcionamiento de este modo de realización se
25 describirá ahora con relación a las figuras 1-6. Se supondrá
inicialmente que el sistema de turbina está bajo control de
carga con generación de potencia superior, aproximadamente, en
un megavatio con relación a un valor predeterminado, por ejem-
plo, el 30% de la potencia de salida eléctrica nominal del sis-
30 tema de energía, y que se ha producido un fallo que da lugar a

1 la abertura del disyuntor principal 30 del generador. Como re
sultado de estas condiciones que se representan en la lógica
de la figura 2, se genera una señal de demanda de control de
protección contra sobrevelocidad (OPC). En condiciones de con
5 trol de carga el estado de las referencias de punto de reglaje
de posición de la válvula reguladora y de la válvula intercep
tora se representan típicamente en el gráfico de la figura 6.
Las curvas 200 y 202 representan las referencias de punto de
reglaje 86 y 91, respectivamente, generadas por el control de
10 circuito cerrado 67 que funciona en cooperación con el control
de referencia de velocidad/carga 62. Típicamente, las válvulas
interceptoras están ampliamente abiertas y las válvulas regula
doras están parcial o ampliamente abiertas en condiciones de
carga superiores a 30%. Normalmente, en condiciones de control
15 de carga, es decir estando cerrado el disyuntor 30, el conmuta
dor 71 (véase figura 4) está cerrado, lo que permite la conduc
ción de la señal de salida del amplificador 69 hasta el control
67. El conmutador 61 está abierto en estas condiciones.

Cuando la señal de demanda de control de protección
20 contra sobrevelocidad (OPC) 100 es recibida por el control de
referencia de velocidad/carga 62, la posición de conmutación
del conmutador 71 está abierta por ser controlada por la línea
75 y el conmutador 71 está cerrado por ser controlado por la
línea de señal 73. Simultáneamente, la señal de referencia de
25 velocidad/carga 65 se lleva a un valor que ajusta las posicio
nes de las válvulas interceptoras y de las válvulas reguladoras
a aquellas posiciones designadas por los puntos 204 y 206, res
pectivamente, tal y como se representa en la figura 6. Además,
y simultáneamente con la iniciación de la demanda de control
30 de protección contra sobrevelocidad, se cierra el conmutador 99

1 para aplicar una polarización fija a la función amplificadora
85 que energiza las válvulas de solenoide 128 en cada uno de
los servosistemas hidráulicos, obligando la válvula de descarga
151 a abrirse y permitiendo que el fluido hidráulico sea descarg
5 gado desde el dispositivo de accionamiento hidráulico 137, lo
que hace que el pistón de accionamiento caiga rápidamente en
una dirección que da lugar al cierre mecánico rápido de las
válvulas de admisión de vapor. Se entiende que uno de estos serv
vosistemas hidráulicos está conectado con cada una de las váll
10 vulas reguladoras e interceptoras que controlan la admisión
del vapor en las secciones de alta y baja presión 10 y 12 de
la turbina, respectivamente. De este modo, una señal de demanda
de control de protección contra sobrevelocidad 100 (véase figur
ra 5) dará lugar a la energización de cada una de las válvulas
15 de solenoide 128, lo que producirá la activación de las válv
ulas de descarga 151 que descargarán el fluido procedente de los
dispositivos de accionamiento hidráulicos 137, dando lugar a
un cierre rápido de cada una de las válvulas reguladoras e int
terceptoras asociadas con ellos.

20 Estando abierto el disyuntor principal 30 del generad
dor, se interrumpe la aplicación de carga eléctrica al generad
dor y, simultáneamente con la abertura del disyuntor se produc
ce en el sistema de turbina un desequilibrio entre energía mec
cánica y energía eléctrica, que hace que la velocidad de rotat
25 ción de la turbina aumente. Sin embargo, ya que las válvulas
de admisión de vapor GV e IV se cierran al mismo tiempo que se
abre el disyuntor 30, se interrumpe también la fuerza de accion
namiento mecánica. Normalmente, la velocidad del sistema de
turbina aumenta durante un corto período de tiempo a consecuenc
30 cia de la inercia, pero, a continuación, esta velocidad dismi

1 nuye en razón de las pérdidas por rozamiento en el aire y en
razón de las pérdidas por fricción (véase lo que está represen
tado entre los tiempos t_0 y t_1 en la figura 3).

Haciendo referencia a la lógica de la figura 2, se
5 ve que después de un retardo de tiempo ajustable predetermina
do de, por ejemplo, 1 a 10 segundos, a partir del momento en
que se ha abierto el disyuntor 30 (indicado por \overline{BR}), la señal
de velocidad de rotación SPD se controla para detectar un mo
mente en el cual la señal SPD disminuye por debajo de un nivel
10 de señal representativo de un valor de velocidad predeterminado,
ajustado típicamente en 103% de la velocidad de sincronismo.
Esta condición se representa en el tiempo t_1 en la figura 3. En
sistemas de control de protección contra sobrevelocidad de tipo
convencional, las válvulas interceptoras se accionan hidráuli
camente de modo que se abran ampliamente en respuesta a la de
15 senergización de la válvula de solenoide 128, lo que desactiva
la válvula de descarga 151, interrumpiendo la descarga del flui
do hidráulico a partir del orificio 135 a través de la tubería
de descarga 153. En la mayoría de los sistemas hidráulicos de
20 válvula interceptora, una tubería de fluido a presión elevada
llega directamente al orificio de entrada 135 a través de un
orificio convencional, lo que permite abrir la válvula inmedia
tamente después del cierre de la válvula de descarga 151. Cuan
do las válvulas interceptoras se abren como resultado de la
25 desactivación de las válvulas de descarga 151, el vapor reteni
do en el recalentador 24 como resultado del cierre rápido de
las válvulas de admisión de vapor GV e IV será conducido a tra
vés de las válvulas interceptoras y proporcionará una energía
mecánica suficiente para elevar de nuevo la velocidad más allá
30 del 103% de la velocidad de sincronismo. Por tanto, las oscila

1 ciones que se representan por medio de la curva en línea contí
nua 50 de la figura 3 se manifestarán hasta que toda la energía
del vapor contenido en el recalentador 24 se haya disipado.

Sin embargo, el modo de realización preferido no per
5 mite abrir ampliamente las válvulas interceptoras como resulta
do de la desactivación de la válvula de descarga 151. El modo
de realización del OPC que se describe más arriba, controla la
posición de las válvulas interceptoras de acuerdo con la velo
cidad de rotación medida de la turbina (es decir la señal SPD).

10 Más precisamente, el control 67 está regulado por la
diferencia entre una señal de referencia de velocidad 65 propor
cionada por el control de referencia 62 y la señal SPD que es
representativa de la velocidad de rotación real de la turbina.
El control 67, que puede ser típicamente un control proporci
15 nal, controla los puntos de reglaje de las válvulas reguladoras
e interceptoras por la línea de señalización 86 que está aco
plada a través de la posición de conmutación 77 de la función
de conmutación 79 y a través de la función amplificadora 85.
Como se ha descrito más arriba, el punto de reglaje 86 de los
20 servosistemas hidráulicos 87 de válvulas reguladoras está so
metido a un desplazamiento y al efecto de la función amplifica
dora de ganancia 89 para producir los puntos de reglaje 91 de
los servosistemas hidráulicos 93 de válvulas interceptoras. Unos
ejemplos típicos del movimiento de las válvulas reguladoras y
25 de las referencias de puntos de reglaje de válvulas intercepto
ras después de una abertura de disyuntor se representan en la
figura 6 bajo la forma de dos puntos 206 y 204, respectivamen
te. La discontinuidad que aparece en la curva 200 para las vál
vulas interceptoras y 202 para las válvuls reguladoras es pro
30 ducida por el control de referencia de velocidad /carga 62 al

1 producirse el cierre del disyuntor 30. Esta demanda de caudal
escalonada que se representa bajo la forma de la discontinui
dad de las curvas de la figura 6, se realiza de manera conven
5 cional en los controles de sistema de energía accionados por
turbina para compensar cualquier variación de frecuencia que
se produce al cerrarse el disyuntor. La diferencia de ganancia
entre las curvas 200 y 202 se debe a la ganancia G de la fun
ción amplificadora 89 y se ajusta para que sea de 4 para el
caso del ejemplo ilustrado en la figura 6.

10 Por consiguiente, en resumen, cuando existen condi
ciones lógicas para activar la señal de demanda de control de
protección contra sobrevelocidad (OPC) 100 (véase figura 2),
las válvulas reguladoras e interceptoras se cierran rápidamen
te como resultado de la energización de los relés de solenoí
15 de 128 y de la activación de las válvulas de descarga 151 en
cada uno de los servosistemas hidráulicos 87 y 89 de válvulas
reguladoras y válvulas interceptoras. Estando cerradas las vál
vulas, la velocidad de rotación de la turbina aumentará en pri
mer lugar, principalmente en razón de la inercia del sistema
20 de turbina, y a continuación disminuirá lentamente en función
de las pérdidas debidas al rozamiento con el aire y a la fric
ción de las partes mecánicas. Mientras están cerradas las vál
vulas reguladoras y las válvulas interceptoras, la energía del
vapor queda retenida en el recalentador 24.

25 Después de la abertura del disyuntor y después de un
retardo de tiempo predeterminado dado, la señal de velocidad
SPD se supervisa para detectar el momento en que disminuye por
debajo de un valor de velocidad predeterminado de, por ejemplo,
103% de la velocidad de sincronismo. Cuando esto ocurre, la se
30 ñal de demanda de control de protección contra sobrevelocidad

1 se desactiva, abriendo así el conmutador 99 y desenergizando
cada una de las válvulas de solenoide del servosistema hidráu-
lico de válvulas reguladoras y válvulas interceptoras, lo que
da lugar, por consiguiente, a la desactivación de las válvulas
5 de descarga 151 asociadas con ellas y cerrándose el orificio
135 en cada uno de los dispositivos de accionamiento 137 con-
tenidos en ellos.

Simultáneamente con la abertura del disyuntor 30, el
control de referencia de velocidad/carga 62 abre el conmutador
10 71 y cierra el conmutador 61 asociado con el control 67. El
error de velocidad constituido por la diferencia entre las se-
ñales 65 y SPD regula el control 67 para proporcionar puntos
de reglaje a los servosistemas hidráulicos de válvulas regula-
doras y válvulas interceptoras. Después de la desactivación de
15 las válvulas de descarga 151 de cada uno de los servosistemas
hidráulicos 87 y 93, los servosistemas están en condiciones de
responder a sus puntos de reglaje para posicionar las válvulas.
Se entiende que los puntos de reglaje pueden ser, bien la refe-
rencia de posición, o bien la referencia de demanda de caudal.
20 Ya que el control de referencia de velocidad 62 ajusta su señal
de referencia 65 de manera que sea sustancialmente igual a la
velocidad de sincronismo de la turbina, las posiciones de vál-
vula o las referencias de punto de reglaje de válvula se con-
trolarán principalmente alrededor de los puntos 204 y 206 como
25 se representa en las curvas 200 y 202, respectivamente en la
figura 6. La velocidad de rotación de la turbina responderá al
funcionamiento del control de velocidad que se describe más
arriba de la misma manera que al que se representa en la curva
54 de la figura 3. En cualquier momento, durante el control de
30 la velocidad de rotación de la turbina a un valor dado utili-

1 zando la energía del vapor del recalentador mediante el posi
cionamiento de las válvulas interceptoras, el sistema de turbi
na puede ser resincronizado (reconectado) con la carga del sis
tema de energía cerrando los disyuntores principales 30 del
5 generador. Después de cerrar el disyuntor 30 se necesita, auto
máticamente el 5% de la carga de la turbina y a continuación
se controlan las válvulas interceptoras y reguladoras de acuer
do con las curvas 200 y 202, respectivamente, que se represen
tan en la figura 6, por ejemplo.

10 En la figura 7 se representa una variante de realiza
ción que puede utilizarse para situar las válvulas intercepto
ras de modo que controlen la velocidad de rotación de la turbi
na a un valor de velocidad de sincronismo después de una acti
vación del OPC. Haciendo referencia a la figura 7, se ve que
15 un punto de reglaje fija predeterminado 300 que puede tener el
valor representativo de la velocidad de sincronismo de la tur
bina se aplica a la entrada positiva de una unión sumadora 301.
La entrada negativa de la unión sumadora 301 se conecta con la
señal de velocidad medida SPD. El error de velocidad resultan
20 te de la unión sumadora 301 está sometida a la acción del con
trol 305. La salida del control 305 se conecta a través de dos
conmutadores unipolares de una sola dirección 307 y 308 en cas
cada con una entrada de una función amplificadora intermedia
310. El primer conmutador 307 está controlado en posición abier
25 ta para abrir la conexión entre el control 305 y la función am
plificadora intermedia 310 cuando la válvula de descarga 151
se abre de acuerdo con una señal de demanda de control de pro
tección contra sobrevelocidad (OPC) 100. La señal lógica de
válvula de descarga abierta 315 se obtiene a partir de un pre
30 sostato 311 que mide la presión hidráulica en la válvula de

1 descarga 151 del servosistema hidráulico, como se representa
en la figura 5. El segundo conmutador 308 está controlado en
posición abierta como resultado de una señal de control de ve
5 locidad de inhibición (ISC) producida por una función flip-
flop 312. La señal de control de velocidad de inhibición (ISC)
313 puede ser activada por un operario que actúa sobre el pul
sador PB1 o como resultado de una señal de desenganche de tur
bina 314. Por consiguiente, el flip-flop 312 puede volver al
estado $\overline{\text{ISC}}$ al mismo tiempo que se cierra el disyuntor princi
10 pal 30. La señal de control producida por el control 305 se
aplicará a la entrada del amplificador intermedio 310 solamente
cuando la señal de control de velocidad ISC no está inhibida y
las válvulas de descarga 151 de los servosistemas hidráulicos
87 y 93 están cerradas.

15 Se aplica una segunda señal 316 a otra entrada de la
función amplificadora intermedia 310 a partir de un convertidor
digital/analógico convencional 318 acoplado a través de una fun
ción de conmutación unipolar de una sola dirección 320. El con
vertidor digital/analógico (D/A) 318 responde, de manera conven
20 cional a un contador digital 322. Unos impulsos de ritmo se
aplican al contador 322 a partir de un circuito de ritmo típi
co 324 a través de una función de conmutación unipolar de una
sola dirección 326 que actúa, a veces, para interrumpir la co
nexión entre el generador de ritmo 324 y el contador 322. La
25 salida de la función amplificadora intermedia 310 se conduce a
los servosistemas hidráulicos de válvulas interceptoras 93 uti
lizando la línea de señalización 91. La función amplificadora
89 que se representa en la figura 4 puede sustituirse por el
sistema que se representa en la figura 7, con la excepción de
30 que no se efectúa acoplamiento entre el control de velocidad/

1 carga 36 y el sistema que se representa en la figura 7.

En esta variante de realización, una función suplementaria que se representa en la figura 8 puede añadirse al control 36 para desactivar el control de válvula reguladora de acuerdo con un grupo de condiciones predeterminado. Haciendo referencia a la figura 8 se ve que un error de velocidad se desarrolla a partir de la diferencia entre un valor de velocidad de sincronismo y el valor de velocidad medida (SPD) utilizando la función de diferencia 400. Este error de velocidad se aplica a la entrada positiva de una función comparadora 401. La entrada negativa del comparador 401 se ajusta en un valor de umbral representativo de manera típica de 5 revoluciones por minuto. La salida de la función comparadora 401 se aplica a una entrada de una función de puerta AND 403. Una combinación de las señales de posición IV que se desarrollan en los servosistemas hidráulicos (véase figura 5, señal 147) se aplica a la entrada positiva de otra función comparadora 405. La entrada negativa de la función comparadora 405 se ajusta en otro valor de umbral representativo del 20% de la posición de válvula interceptora. La salida del segundo comparador 405 se aplica a la segunda entrada de la función AND 403. La salida de la función AND 403 se utiliza para inhibir la operación de control de las válvulas reguladoras en caso de error. El punto de control de acoplamiento con el control 36 es una entrada de la función amplificadora 85. Cuando la señal 407 es verdadera, la función amplificadora 85 puede realizar su funcionamiento normal. Sin embargo, cuando la señal 407 es falsa, la función amplificadora 85 se inhibe convencionalmente de tal manera que la salida 86 de punto de reglaje de referencia de válvulas reguladoras tome un valor que obligue los servosistemas hidráulicos de válvula

1 las reguladoras 87 a mantener las válvulas reguladoras en posi
ción de cierre.

Se entiende que durante el funcionamiento las válvu
las reguladoras y las válvulas interceptoras podrán continuar
5 a cerrarse rápidamente de manera hidráulica al producirse la
señal de demanda de control de protección contra sobrevelocidad
100. Además, los conmutadores 307 y 308 se controlan en posi
ción abierta como resultado de la señal de demanda de control
de protección contra sobrevelocidad 100. El conmutador 307 se
10 controlará en posición cerrada para reconectar la señal de
control desarrollada por el control 305 y aplicada al amplifi
cador intermedio 310 como resultado de la desactivación de cada
una de las válvulas de descarga 151. Las referencias de punto
de reglaje de los servosistemas hidráulicos 93 de válvulas in
15 terceptoras se controlan ahora de acuerdo con el error de ve
locidad generado por la función sumadora 301 utilizandc la fun
ción de control 305. En este modo de realización, la función
de control 305 puede ser realizada por cualquier control pro
porcional, por un control proporcional-integral, o por un con
20 trol proporcional-integral-derivado, según el caso. Las válvu
las interceptoras seguirán controlando la velocidad de la tur
bina aproximadamente a un valor igual a la velocidad de sincro
nismo utilizando la energía del vapor aprisionado en el reca
lentador.

25 Durante este período de control de velocidad, las
válvulas reguladoras se mantendrán cerradas por la señal de
desactivación 407. En el caso de que el control de velocidad
utilizando las válvulas interceptoras sea mantenido hasta que
la energía del vapor del recalentador se haya disipado y las
30 válvulas interceptoras se hayan acercado a una posición en la

1 cual no puedan seguir admitiendo vapor en las turbinas de pre
sion más baja para controlar la velocidad de rotación del sis
tema de turbina, las válvulas reguladoras se activan por la
señal 407 de acuerdo con la lógica de la figura 8 para admitir
5 vapor en la sección de turbina de presión más elevada por el
fin de controlar la velocidad de la turbina. El esquema funcio
nal que se representa en la figura 8 ha sido previsto para de
tectar esta situación. Cuando la velocidad medida SPD disminu
ye por debajo del valor de la velocidad de sincronismo, en más
10 de 5 rpm, por ejemplo, la salida del circuito comparador 401
pasa a ser verdadera. De la misma manera, si la combinación de
las señales de posición de válvulas interceptoras toma un va
lor superior al reglaje de umbral del comparador 405 ajustado
típicamente en 20%, la salida del comparador 405 pasa también
15 a ser verdadera. Cuando estas dos condiciones existen simultá
neamente, la puerta AND 403 responde ajustando su salida 407
en un valor verdadero, lo que permite de manera convencional
el funcionamiento de posicionamiento de las válvulas regulado
ras a través de la función amplificadora 85 de acuerdo con el
20 error de velocidad desarrollado en el control de velocidad 36.
Cuando se desea resincronizar (reconectar) el sistema de ener
gía accionado por turbina con la carga de sistema de energía,
se cierra el disyuntor principal 30 del generador. Esta condi
ción es detectada por las señales lógicas 408 y 409 como se
25 representa en la figura 7. La señal lógica 408 pasa a ser ver
dadera y controla la función del conmutador SPST 326 a la posi
ción cerrada que permite que los impulsos de ritmo procedentes
del generador de ritmo 324 incrementen el contador 322 hasta
su capacidad máxima. Igualmente, el cierre del disyuntor da lu
30 gar a que una señal falsa aplicada a una entrada de la puerta

1 AND 410 desactive la señal que se utiliza para mantener abierta
ta la función de conmutador SPST 320, lo que permite que la señal
ñal resultante del convertidor D/A 318 sea conducida a la entrada
trada de la función amplificadora 310. En este estado, el conta
5 tador 322 es activado hasta su cuenta máxima que es representativa
tativa de una señal de demanda de abertura amplia de las válvulas
las interceptoras. Esta señal de demanda del contador se transforma
forma por medio del convertidor digital/analógico 318 y se suministra
ministra bajo la forma de la señal 316 al amplificador intermedio
10 medio 310 a través del conmutador 320. La señal 316 actúa en
prioridad respecto a la señal de control de velocidad procedente
te del control de velocidad 305 para obligar las referencias
de punto de reglaje de válvulas interceptoras a tomar un valor
de demanda de abertura amplia. Por tanto, durante el control
15 de carga, las válvulas interceptoras se mantienen en sus posicione
s ampliamente abiertas, lo que impide que se produzcan, a
través de ellas, pérdidas por entalpia.

Es posible inhibir esta variante de realización de la
función de control de velocidad que se describe con relación a
20 las figuras 7 y 8 para impedir que funcione, bien cuando un operario
rario acciona el pulsador PBI o bien como resultado de la detección
tección de un desenganche de la turbina transmitida por la línea
nea de señalización 314. En cualquier caso, la señal de control
de velocidad de inhibición ISC se dispara de acuerdo con el
25 funcionamiento del flip-flop 312 y controla el conmutador 308
a su posición abierta utilizando la línea de señalización 313
e interrumpiendo así la conexión de la señal de control desde
el control 305 hasta las referencias de punto de reglaje de
las válvulas interceptoras.

1 TRADUCCION DE LAS INSCRIPCIONES DE LOS DIBUJOS ORIGINALES

Figura 1

- a - Técnica anterior

Figura 2

- 5
- a - Técnica anterior
 - b - Energización de los solenoides de OPC
 - c - Retardo de tiempo de 1-10 segundos

Figura 3

- 10
- a - Velocidad de rotación de la turbina
 - b - Velocidad de sincronismo
 - c - Tiempo

Figura 4

- 15
- a - Desde 30
 - b - Desde 34
 - c - Hacia GV 22
 - d - Hacia IV 26

Figura 5

- 20
- a - Suministro de fluido de alta presión
 - b - Fluido de desconexión de emergencia
 - c - Caudal característico
 - d - Elevación
 - e - Posición
 - f - Drenaje

Figura 6

- 25
- a - Referencia de reglaje de PT.
 - b - Desplazamiento de IV.
 - c - Demanda de velocidad/carga
 - d - Demanda de carga inicial (~ 5%)

Figura 7

- 30
- a - Reposición

- 1 b - Hacia referencias de punto de reglaje de IV (91)
- c - Válvula de descarga abierta
- d - Inhibición
- e - Desenganche de la turbina

5 Figura 8

- a - Valor de velocidad de sincronismo
- b - Habilita los GV
- c - Umbral (aproximadamente 20%)
- d - Umbral (aproximadamente 5 rpm)

10 En resumen, la presente patente de invención que se solicita deberá recaer en las siguientes

REIVINDICACIONES

1. Control de protección contra sobrevelocidad pa
ra sistema de turbina de vapor que incluye un generador eléc
15 trico; una turbina de vapor que incluye una sección de turbina
de alta presión y, por lo menos, una sección de turbina de pre
sión más baja que puede funcionar a una primera velocidad de
rotación predeterminada; una fuente de vapor; por lo menos una
válvula reguladora que sirve para controlar la admisión del va
20 por a partir de dicha fuente de vapor en dicha sección de turbi
na de alta presión; un recalentador conectado entre dicha sec
ción de alta presión y por lo menos una sección de presión más
baja de la turbina para calentar el vapor conducido a través
de él hasta por lo menos dicha sección de turbina de presión
25 más baja; por lo menos una válvula interceptora que sirve para
controlar la admisión del vapor a partir de dicho recalentador
en, por lo menos, dicha sección de turbina de presión más baja;
un disyuntor principal del generador que sirve, en posición de
cierre, para conectar eléctricamente dicho generador con una
30 carga del sistema de energía; y un dispositivo de control para

1 controlar la importancia de la energía eléctrica suministrada
a dicha carga del sistema de energía, siendo dicho control de
protección contra sobrecarga capaz de proteger la turbina de
vapor contra cualquier condición de sobrevelocidad generada,
5 principalmente, como resultado de la abertura de dicho disyuntor principal del generador, e incluyendo unos medios para generar una primera señal en tiempo real representativa de la velocidad de rotación real de dicha turbina; un dispositivo electrohidráulico que sirve para cerrar rápidamente cada una
10 de dichas válvulas reguladoras e interceptoras, activándose dicho dispositivo electrohidráulico, bien por la detección de la abertura de dicho disyuntor, o por la detección de dicha primera señal cuando es superior a un segundo valor de velocidad de rotación predeterminado, con lo cual el caudal de vapor admitido en dichas secciones de la turbina se interrumpe y la energía
15 del vapor queda retenida en dicho recalentador, desactivándose dicho dispositivo electrohidráulico cuando dicha primera señal deja de ser superior a dicho segundo valor de velocidad de rotación predeterminado; y un dispositivo que funciona en respuesta a la desactivación de dicho dispositivo electrohidráulico
20 para controlar la velocidad de rotación de dicha turbina de vapor situando las válvulas interceptoras en una posición que permite la entrada del vapor por lo menos en dicha sección de turbina de baja presión de acuerdo con una función continua basada
25 en la diferencia entre dicha primera señal y un valor representativo de dicha primera velocidad de rotación predeterminada, con lo cual se utiliza la energía del vapor aprisionado en dicho recalentador para mantener dicha turbina de vapor a dicha primera velocidad de rotación predeterminada con el fin de permitir la reconexión rápida de dicho sistema de turbina con di
30

1 cha carga del sistema de energía.

2. Control de protección contra sobrevelocidad de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado porque cada una de dichas válvulas interceptoras se sitúa por medio de un servo
5 sistema accionado electrohidráulicamente que tiene un punto de reglaje proporcionado por dicho dispositivo de control de velo
cidad de rotación y una señal de realimentación representativa de manera correspondiente de la posición de la válvula asocia
da con él; y porque dicho dispositivo electrohidráulico inclu
10 ye una válvula de descarga y una válvula de solenoide que coo
pera con ella por cada válvula interceptora, cada válvula de solenoide al ser energizada da lugar a la activación de dichas válvulas
de descarga para interrumpir simultáneamente el fun
cionamiento de dichos servosistemas y cerrar rápidamente las válvulas
15 interceptoras asociadas correspondientemente con ellas, y cuando se desenergizan dan lugar a la desactivación de dichas válvulas
de descarga para permitir el funcionamiento de cada servosistema de manera que sitúen de nuevo las válvulas inter
ceptoras de acuerdo con los puntos de reglaje que se les sumi
20 nistran.

3. Control de protección contra sobrevelocidad según la reivindicación 2, caracterizado porque cada señal de reali
mentación de cada servosistema es una señal de caudal de válvu
la caracterizada, que está basada en una señal representativa
25 de la posición real de la válvula, y el punto de reglaje de ca
da servosistema es una señal de demanda de caudal de válvula.

4. Control de protección contra sobrevelocidad se
gún la reivindicación 1, 2 o 3, caracterizado porque la prime
ra velocidad de rotación predeterminada es sustancialmente pro
30 porcional a la frecuencia de la carga del sistema de energía.

1 5. Control de protección contra sobrevelocidad se
gún la reivindicación 1, 2, 3 o 4, caracterizado porque la se
gunda velocidad de rotación predeterminada es sustancialmente
equivalente al 103% de la primera velocidad de rotación prede
5 terminada.

6. Control de protección contra sobrevelocidad se
gún la reivindicación 1, 2, 3, 4 o 5, caracterizado porque la
activación de dicho dispositivo electrohidráulico en razón de
la abertura del disyuntor se produce solamente cuando la ener
10 gía eléctrica generada es superior a un valor predeterminado
de energía eléctrica.

7. Control de protección contra sobrevelocidad se
gún una cualquiera de las anteriores reivindicaciones, carac
terizado porque dicho dispositivo electrohidráulico se desac
15 tiva después de un intervalo de tiempo predeterminado que sigue
la detección de dicha abertura del disyuntor cuando dicha pri
mera señal es superior a dicho segundo valor predeterminado de
la velocidad de rotación.

8. Control de protección contra sobrevelocidad se
20 gún una cualquiera de las anteriores reivindicaciones, carac
terizado porque la función continua del dispositivo de control
de velocidad es un control proporcional regulado por dicho
error de velocidad entre dicha primera señal y el valor repre
sentativo de dicha primera velocidad de rotación predeterminada
25 para situar en la posición adecuada las válvulas interceptoras.

9. Control de protección contra sobrevelocidad se
gún una cualquiera de las anteriores reivindicaciones, carac
terizado porque las posiciones de las válvulas reguladoras se
controlan simultáneamente de manera proporcional por medio del
30 dispositivo de control de velocidad de rotación de acuerdo con
la misma función continua.

1 10. Se reivindica por último como objeto sobre
el que ha de recaer la Patente de Invención que se solicita:
CONTROL DE PROTECCION CONTRA SOBREVOLOCIDAD PARA SISTEMA DE
TURBINA.

5 Todo conforme queda descrito y reivindicado en
la presente memoria descriptiva que consta de treinta y siete
páginas mecanografiadas y dibujos que se acompañan.

Madrid, 29 de Enero 1.979

10 HERNARDO UNGRIA

H. P.



15

20

25

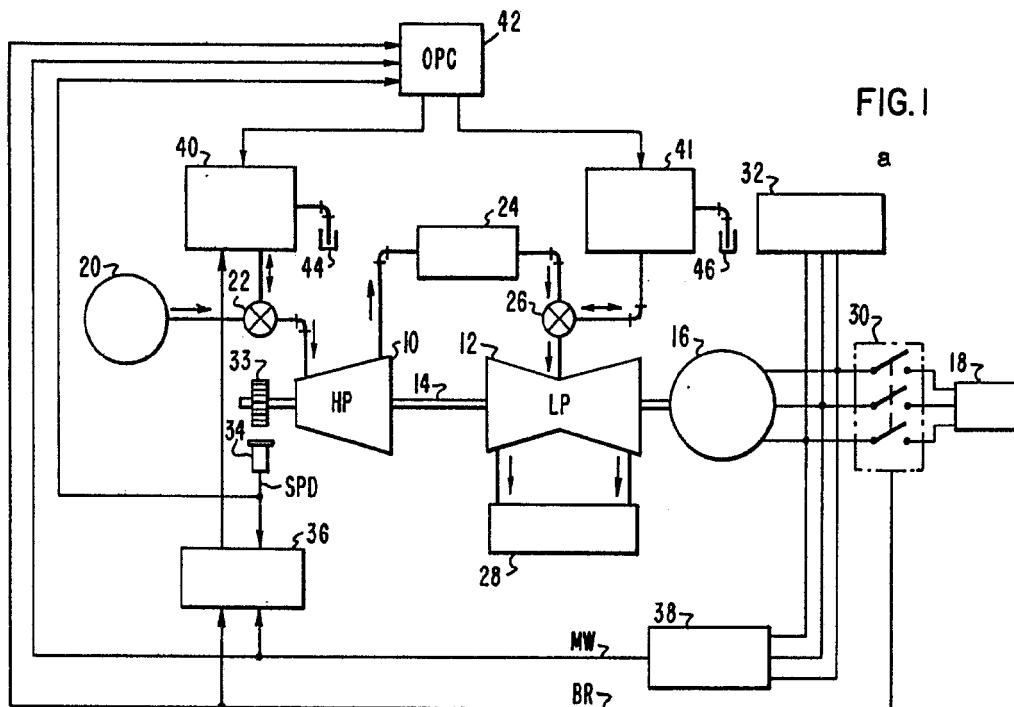


FIG. 1

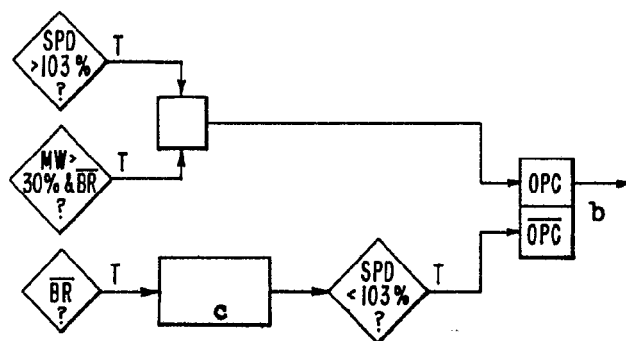


FIG. 2

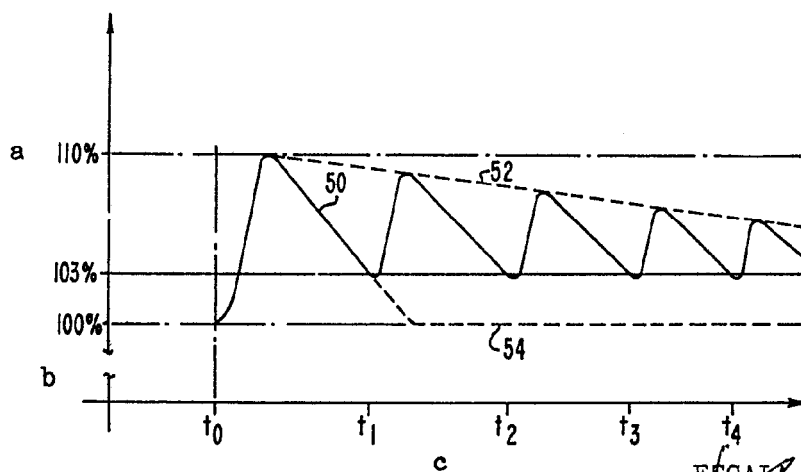


FIG. 3

ESCALA VARIABLE
 Madrid, 29 Enero 1.979
 BERNARDO UNGRIA
 p.p.

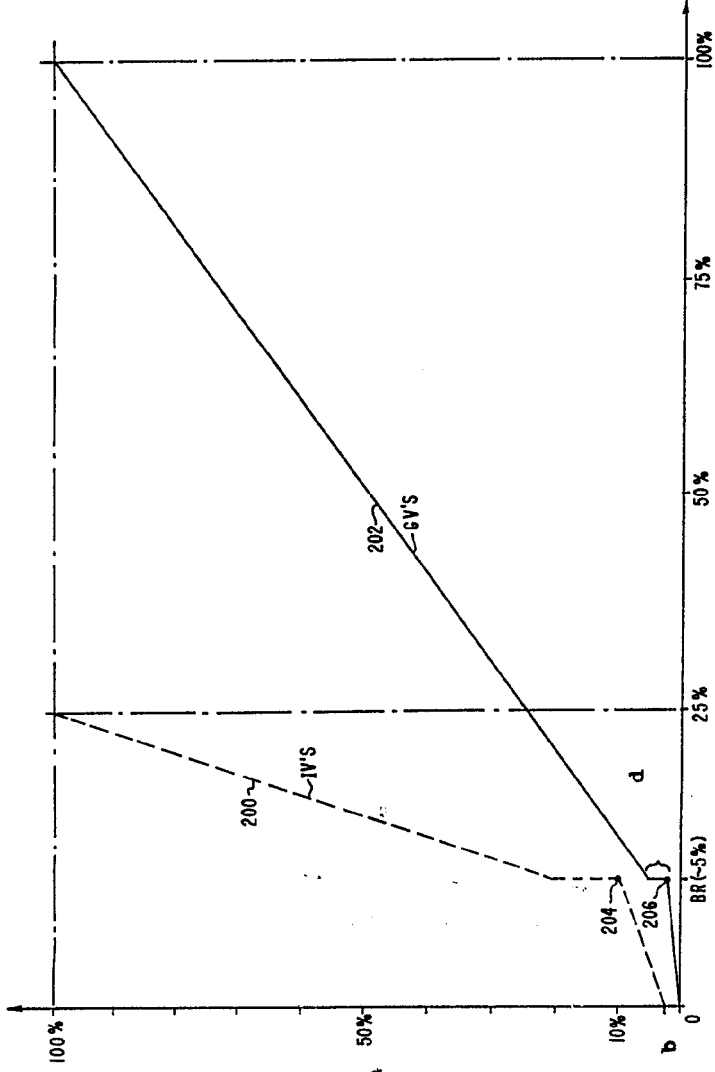


FIG. 6

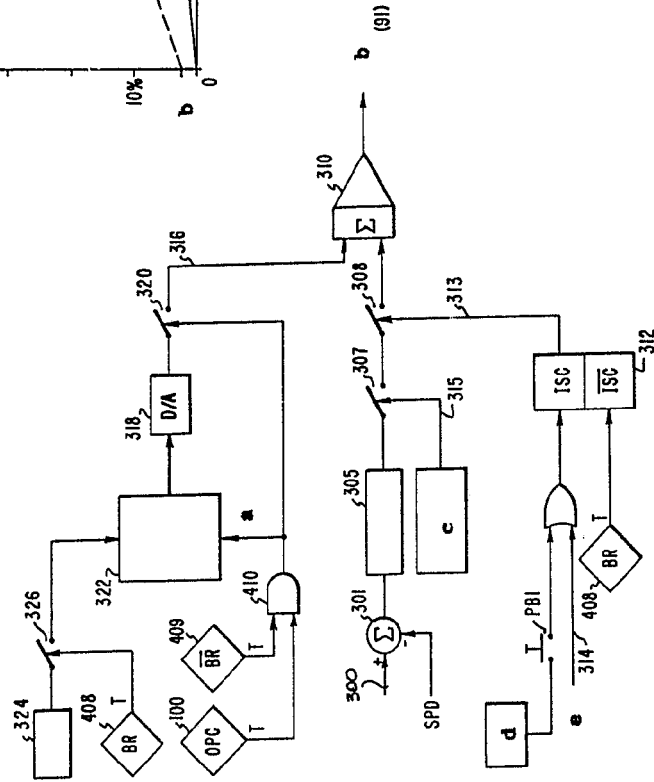


FIG. 7

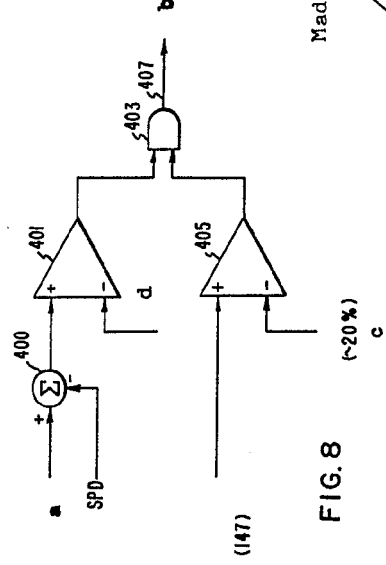


FIG. 8

ESCALA VARIABLE
 Madrid, 29 Enero 1979
 BENJAMIN UNGRIA
 P.F.

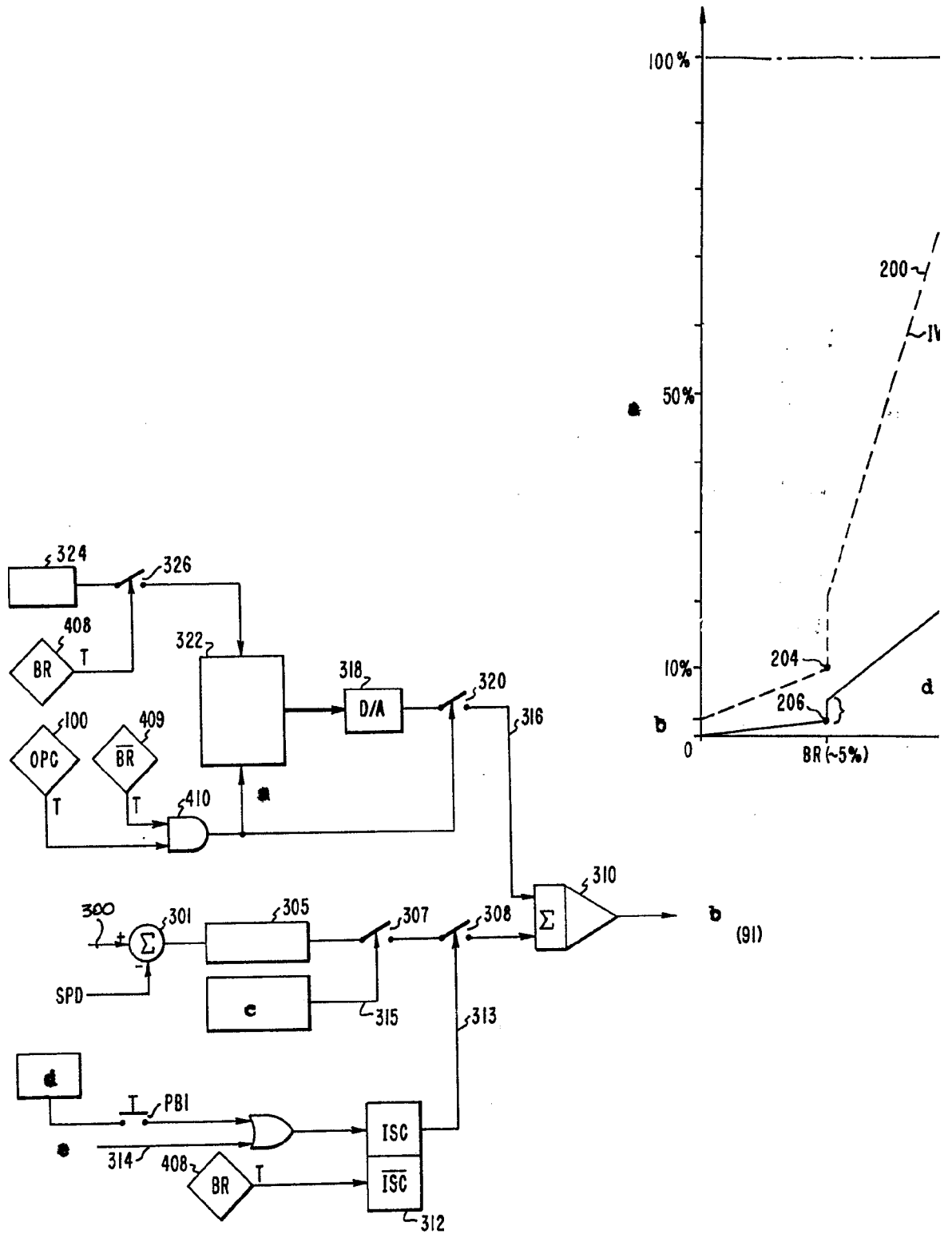


FIG. 7

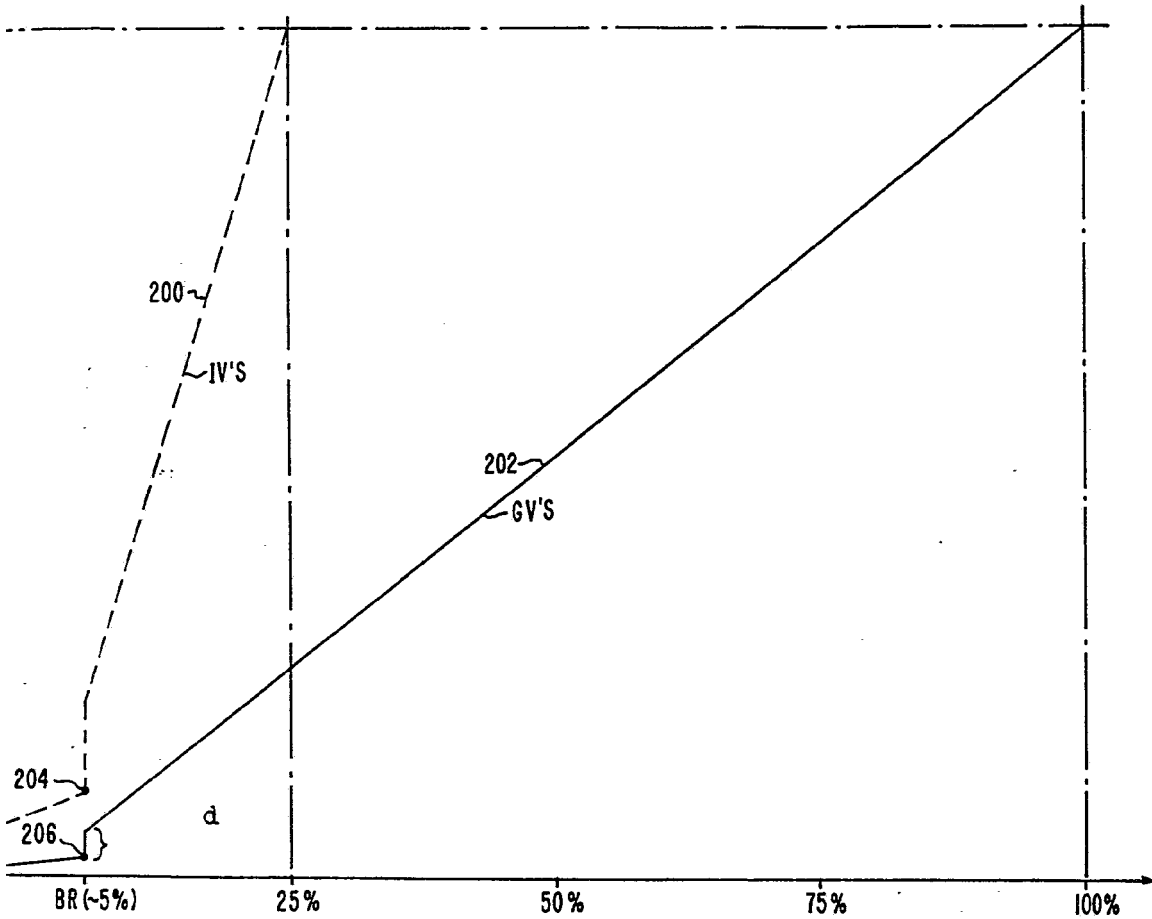


FIG. 6

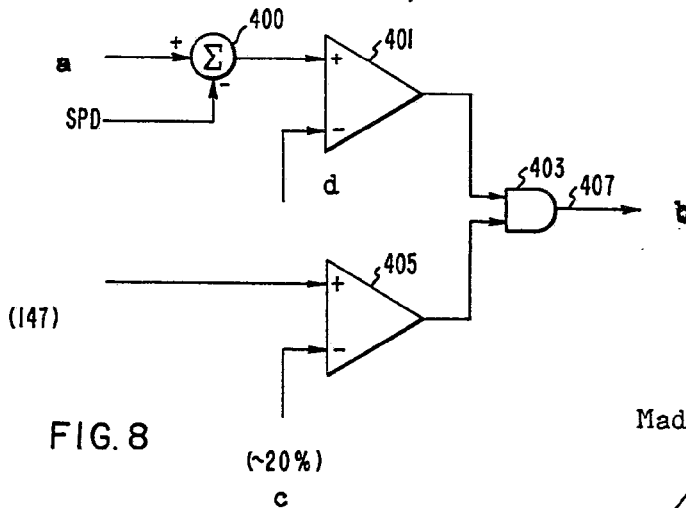


FIG. 8

ESCALA VARIABLE

Madrid, 29 Enero 1.979

BERNARDO UNGRIA

P.P.