

4 0 2 2 6 5

13



P.- 50.798

Australian Patent Appln.
Nº 4769/71

MEMORIA DESCRIPTIVA

para solicitar PATENTE DE INVENCION por 20 años

A nombre de EDWARD PRITCHARD

de nacionalidad australiana

residente en 339 Balaclava Road, Caulfield, Victoria,
Australia.

por: "UN SISTEMA DE CONTROL DE GENERADOR DE VAPOR"

(Clase Internacional F22d)



La presente invención se refiere al control del agua de alimentación y del paso de agua de inyección a los generadores de vapor del tipo conocido bajo la denominación de calderas de vaporización muy rápida y en los generadores de vapor de un solo paso que tienen serpentines simples o en paralelo. En generadores de vapor similares es posible usar otros fluidos que no sean el agua. Es de señalar, por lo tanto, que donde se dice "agua" puede entenderse "fluido", y el término de "vapor" se ha de entender en su sentido más lato, y no sólo en el de "vapor de agua".

Uno de los principales problemas con que se tropieza en el desarrollo de generadores de vapor "compactos" o de poco volumen específico de ocupación, como los usados en sistemas de máquinas de vapor automotrices, tiene que ver con el control o gobierno del generador. En gran proporción, los proyectos de vehículos de vapor experimentales han fracasado por la incapacidad de los proyectistas para resolver el problema del control. Lo que se tiende a obtener es una presión y temperatura de vapor prudencialmente constantes a la salida del generador de vapor. Durante el funcionamiento normal en toda una amplia gama de variación de cargas, el control no debe



ría estar a expensas de una reducción en la salida
de los quemadores, que origina una reducción nada
deseable en la presión del generador de vapor, a fin
de mantener dentro de unos límites de seguridad las
5 temperaturas en todo el generador de vapor.

El principio del generador de vapor de un
solo paso ("oncethrough") resulta engañosamente sen-
cillo en apariencia. Por un extremo se introduce el
agua mediante bombeo, y del otro se toma el vapor
10 recalentado. Un examen de la información técnica,
bastante voluminosa, relativa a patentes sobre el te-
ma de los sistemas de control demuestra, no obstan-
te, que se ha propuesto una amplia variedad de "pro-
gramas" o disposiciones de control. Por los extensos
15 ensayos experimentales y la apreciación de las pro-
puestas anteriores, está claro para el presente so-
licitante que el control apropiado de un generador
de vapor no resulta obvio ni siquiera para las per-
sonas a las que se supone versadas en la materia.
20 Algunos de los problemas planteados en relación con
ello son:

Control del quemador: No es éste un proble-
ma difícil. Es posible obtener una realimentación o
respuesta rápida con el control, sea de la presión,
25 sea de la temperatura.



12 JUN 1952

Control de la alimentación de agua: Este es un problema más difícil. Aunque, por ejemplo, un aumento en el suministro de agua de alimentación produzca una respuesta casi inmediata en la sección economizadora o de calentamiento del agua de alimentación del generador de vapor, sección en la cual el fluido es en gran parte incompresible, habrá un retardo en la realimentación a un termostato montado en el generador de vapor, en una zona de formación de vapor o de recalentador, caso en el cual existe un fluido compresible (el vapor) entre las bombas de alimentación y el termostato.

A continuación se hace referencia, de manera general, a varios sistemas de control de la técnica ya conocida:

a) Control de la presión de las bombas de alimentación (por ejemplo, el caso del primitivo vehículo de vapor de White). Una desventaja de este sistema era la excesiva facilidad de funcionamiento de la válvula de seguridad, especialmente cuando un retardo en el control de presión hacía que se introdujera demasiada agua en el generador de vapor. El quemador, bajo control termostático, se empeñaría en volver a hacer subir la temperatura, incluso con una salida de potencia cero.

13 JUN 1972

b) Control de la temperatura de las bombas de alimentación y del suministro de agua. El control principal del quemador solía ser del tipo de presión, con corte dominante de las altas temperaturas.

5 Algunas de las variantes de los sistemas de control de temperatura aludidos en el apartado (b) son:

I - Tipo de termostato al final: El control termostático está situado en la zona del recalentador. Desventaja: demasiado retardo en la respuesta.

10 II - Termostato en el extremo de la zona evaporativa (por ejemplo, el caso de la patente británica 254.774 de W.M. Cross, 1926): Desventaja: demasiado retardo en la respuesta.

15 III - Termostato(s) en la zona evaporativa (por ejemplo, el caso de la patente de EE.UU. Re 20045 de J. Fletcher, 1936). Desventaja: Demasiado retardo en la respuesta. También, afectado por cambios de temperatura de ebullición, inherentes a las variaciones en la presión del vapor. Esto último se aplica en particular a los sistemas de automoción, en los cuales tienen lugar ciertos cambios de la presión del vapor en funcionamiento normal.

20 IV - Termostato en la zona de calentamiento del agua de alimentación. Pequeño retardo en la res-



puesta con este sistema; pero el termostato está situado tan lejos de la zona final del generador de vapor que puede producirse un control deficiente como consecuencia de efectos secundarios, tales como la acumulación de hollín en los serpentines generadores, que modifique las posiciones de zona de agua-vapor.

V - Termostato más inyector de agua. En la Memoria de la patente británica 568.722 de M.H. Lewis, 1945, éste declara que a la tobera de inyección de agua de la zona del recalentador sólo se lleva un 5% de la capacidad total de agua de alimentación. De lo contrario, existe el riesgo de tener una cresta de alta temperatura antes del punto de inyector. Véase más adelante la argumentación que demuestra que esta proporción sería insuficiente para obtener como resultado un buen control; pero que, en algunos sistemas, es posible introducir incrementos adicionales de agua de "base", iguales a la cantidad de agua inyectada.

Se han ensayado y propuesto ya diversas combinaciones de sistemas termostáticos y de inyección de agua. Se han hecho estimaciones que demuestran que un sistema termostático y de inyección, por sí solo, no puede dar base suficiente para un control



adecuado pero que, partiendo de determinadas consideraciones, puede usarse para controlar hasta sólo un 65% aproximadamente del agua total. Por lo tanto, es preciso prever una forma adicional de control.

5 Los primitivos sistemas a base de usar quemadores de vaporización de capacidad variable proporcionaban el agua y el combustible (por ejemplo, los vehículos de vapor de Serpollet, más tarde de White). Nótese que, con el tipo de quemadores de vaporización usado, se mantenían unas relaciones de aire a
10 combustible aproximadamente proporcionales. Con los modernos quemadores de atomización a presión, los sistemas que utilizan alimentaciones variables de aire y combustible son complejos y relativamente costosos,
15 en particular aplicados a máquinas o unidades pequeñas.

 Vienen existiendo sistemas a base de usar turbinas o motores alternativos auxiliares para mover bombas de agua de alimentación (y otros elementos auxiliares) a fin de contribuir a igualar el gasto de agua con la demanda de los quemadores. En algunos sistemas se usan válvulas dosificadoras de agua dependientes, a veces, de un ajuste manual. En el caso de algunos sistemas de inyección de agua, se in-
20 yectan cantidades relativamente grandes de agua, a
25



veces relativamente fría, en el vapor recalentado, ocasionando choques térmicos en el sistema de tuberías. El choque térmico constituye un grave problema, especialmente en las difíciles condiciones con que se tropieza al variar las necesidades de potencia de un sistema de motor de vapor en un vehículo automóvil, donde puede necesitarse un frecuente funcionamiento del control de la inyección. Así, con tales sistemas no es deseable en modo alguno inyectar en la zona del recalentador.

Los sistemas de bomba principal movida por motor tienen la desventaja de que, a poca velocidad y, en particular, con el motor frío, las bombas de alimentación no bombean agua suficiente. Algunos de los sistemas ya conocidos no son fundamentalmente cabalés, ya que no pueden hacer frente a una amplia gama de variación de la demanda de fuerza motriz. En algunos también, para prevenir un recalentamiento local, se corta o interrumpe el quemador. Esto puede reducir la potencia disponible.

En la anterior patente australiana número 226.096 por "Perfeccionamientos en centrales de vapor para el control de elementos auxiliares, proporcional al vapor consumido", del mismo solicitante de la presente, se decía lo siguiente: "... de preferencia,



13

la disposición de accionamiento por fuerza motriz con
forme a la invención se hace funcionar en unión de
medios usuales activados por la temperatura (termos-
táticos) que controlan una bomba de alimentación se-
5 cundaria, la cual se intercala para reforzar la bom-
ba primaria, capaz de responder a cambios de la tem-
peratura del vapor en el interior de la unidad produc-
tora de vapor". En la práctica, tales medios usuales
no demostraron su idoneidad. Se realizó un trabajo
10 muy considerable, experimental y teórico, antes de
que se desarrollara el sistema de control conforme al
presente invento.

Como se describe en la citada solicitud an-
terior de patente número 226.096, las cantidades de
15 agua guardan una relación directa con las cantidades
de vapor de escape, y no con los gastos de régimen
del quemador. Esto significa que el control del agua
en el generador de vapor puede ser en gran parte in-
dependiente del funcionamiento del quemador. Así,
20 pues, el refuerzo del quemador no afectará directa-
mente al sistema de control de agua.

Es objeto principal del presente invento
superar los problemas mencionados y habilitar un sis-
tema de control de generador de vapor en el que se
25 controlan los componentes cuantitativos que afectan

13 JUN.



al funcionamiento del sistema: a saber, los medios de bomba de alimentación de agua, el sistema de inyección de agua de alimentación y el quemador.

Otro objeto del presente invento es un sistema de control de generador de vapor en el cual los elementos auxiliares son movidos por un motor de vapor perfeccionado, de escape proporcional, en combinación con un sistema de inyección de agua, en el que los gastos o caudales de agua de alimentación y de inyector se controlan dentro de ciertas proporciones calculadas empíricamente.

Otro objeto del presente invento reside en un sistema de control de generador de vapor en el que unas cantidades definidas y conocidas de agua se introducen automáticamente en la base de los serpentines del generador de vapor por medio de bombas de alimentación proporcionalmente accionadas, o de medios medidores controlados, y se inyectan unas cantidades de agua definidas y conocidas (según necesidades) en un punto o zona de evaporador conveniente y conocido del serpentín del generador de vapor, dando lugar así a una rápida respuesta y un control estable con un mínimo de choque térmico en el punto de inyección, y permitiendo la utilización completa, en funcionamiento normal, de la salida del quemador pa-



ra una capacidad dada del generador de vapor.

Conforme al presente invento, se habilita un sistema de control de generador de vapor que comprende: un generador de vapor; un quemador; un serpentín de un solo paso calentado por dicho quemador y que suministra vapor recalentado a un aparato consumidor de vapor; un termostato de recalentador dispuesto en el serpentín en o cerca de la extremidad de salida del serpentín, en las proximidades de dicho quemador, dispuesto para detectar la temperatura del vapor recalentado; un circuito de inyección de agua conectado en paralelo con por lo menos un tramo de dicho serpentín y dispuesto para transportar fluido de alimentación en derivación o evitando que pase por dicho tramo de serpentín, hasta inyectar dicho fluido de alimentación en una zona del serpentín que transporta fluido de mayor temperatura, incluyendo dicho circuito de inyección unos medios de válvula y de dosificar para controlar el paso de fluido de alimentación por él; unos medios de suministro de agua de alimentación dispuestos para proveer normalmente de agua de alimentación con un gasto o caudal inferior a las necesidades del generador de vapor y para suministrar intermitentemente un mayor caudal de paso de agua de alimentación cuando haya un paso de flui-



do en el circuito de inyección, dando lugar dicho ma-
yor caudal a un gasto total de agua de alimentación
superior a lo requerido por el generador de vapor;
y un motor de desplazamiento positivo accionado por
5 el vapor de escape procedente del aparato consumidor
de vapor y dispuesto para controlar por lo menos di-
chos medios de suministro del agua de alimentación
con un gasto sensiblemente proporcional al volumen
de vapor consumido por el aparato consumidor.

10 El termostato de recalentador puede estar
situado en cualquier lugar de la zona de recalenta-
dor del generador. En otro aspecto de la invención
se prevé, conforme al presente invento, un sistema
de control de generador de vapor que comprende: un
15 generador de vapor; un quemador; un serpentín de un
solo paso calentado por dicho quemador y que sumi-
nistra vapor recalentado a un aparato consumidor de
vapor; un termostato de recalentador dispuesto en el
serpentín en o cerca de la extremidad de salida del
20 serpentín en las proximidades de dicho quemador, dis-
puesto para detectar la temperatura del vapor reca-
lentado; un circuito de inyección de agua conectado
en paralelo con por lo menos un tramo de dicho ser-
pentín y dispuesto para transportar fluido derivado
25 o evitando que pase por dicho tramo de serpentín, has



ta inyectar dicho fluido en una zona del serpentín que transporta fluido de mayor temperatura, incluyendo dicho circuito de inyección medios de válvula y de dosificar para controlar el paso de fluido por él;

5 unos medios de suministro de agua de alimentación dispuestos para proveer normalmente de agua de alimentación con un gasto o caudal comprendido entre el 60% y el 90% de las necesidades del generador de vapor, y suministrar intermitentemente un mayor caudal

10 de paso de agua de alimentación cuando haya un paso de fluido en el circuito de inyección, dando lugar dicho mayor caudal a un gasto total de agua de alimentación comprendido entre el 120% y el 180% de las necesidades del generador de vapor, siendo el volumen

15 de fluido dispuesto para ser inyectado por el circuito de inyección de un 30% a un 90% del aumento de gasto de agua de alimentación por encima del obtenido de otro modo; y un motor de desplazamiento positivo accionado por el vapor de escape procedente del

20 aparato consumidor de vapor y dispuesto para controlar por lo menos dichos medios de suministro de agua de alimentación con un gasto sensiblemente proporcional al volumen de vapor consumido por el aparato consumidor.

25 Los medios de suministro del agua de alimen



tación pueden comprender unos medios de bombeo y medios medidores asociados para suministrar agua de alimentación con el gasto deseado. De preferencia, el suministro comprende una bomba de agua de alimentación movida por dicho motor de desplazamiento positivo.

La salida de los medios de bombeo del agua de alimentación puede aumentarse haciendo mayor la velocidad de la bomba, la carrera de la bomba, o bien disponiendo una bomba auxiliar o de reserva.

Convenientemente, los medios de bomba de agua de alimentación incluyen una bomba de agua de alimentación primaria destinada y dispuesta para suministrar continuamente agua de alimentación al generador de vapor estando en funcionamiento, y una bomba de agua de alimentación secundaria dispuesta para suministrar intermitentemente agua de alimentación al generador bajo el control de dicho termostato de recalentador.

El termostato de recalentador está dispuesto para activar dichos medios de válvula del circuito de inyección permitiendo el paso de fluido en él, y activar simultáneamente dicha bomba de agua de alimentación secundaria para suministrar agua de alimentación adicional al serpentín del generador de vapor.



El circuito de inyección está dispuesto para derivar o cortocircuitar un tramo del serpentín y, de preferencia, la entrada del circuito va conectada a la zona de calentamiento del agua de alimentación, del serpentín, y la salida del circuito va conectada a una zona de vapor de rápido movimiento. Las bombas de alimentación están movidas por una transmisión de accionamiento proporcional, de manera que es posible obtener un buen control con el punto de inyección situado tan atrás como en un punto de la zona de evaporador del generador de vapor, a pesar de las difíciles condiciones con que se tropieza en un sistema de automoción por vapor, que tiene necesidades de potencia o energía ampliamente variables. Es preferible que la cantidad de agua de alimentación en el circuito de inyección se limite, para no empobrecerse la cantidad de agua aguas arriba de la salida de inyección, ayudándose de ese modo a impedir la producción de vapor recalentado aguas arriba de la salida de inyección.

La presente invención permite obtener un estrecho control sobre: (i) la cantidad de fluido inyectada por el circuito de inyección; y (ii) la cantidad de agua de alimentación adicional administrada por la bomba de alimentación de agua secundaria, dán-



dose con ello una respuesta rápida a la escasez de agua señalada por el termostato de salida en el generador de vapor. Además, el agua de alimentación adicional actúa como consecuencia de la rápida respuesta dada por el inyector.

Según se ha descubierto, este sistema de inyector-termostato de salida da efectivamente una respuesta rápida a la escasez de agua de alimentación, si bien pueden aparecer todavía fluctuaciones en la temperatura final del vapor, especialmente cuando el serpentín esté hecho de tubería de peso ligero, con poca reserva de calor. Para reducir aún más estas fluctuaciones, se prevén también, por la presente invención, unos medios para controlar con mayor exactitud el motor de accionamiento proporcionador, en toda su gama de variación de velocidad, compensando para ello los efectos de fuga de vapor y los de contrapresión en la tubería de escape de vapor que va al motor de accionamiento, a velocidades de motor bajas y altas, respectivamente. Dichos medios incluyen una válvula de derivación, o bien un motor-generador eléctrico, que controle la velocidad del motor en la gama de velocidades intermedias o en la de velocidades intermedias y altas. Convenientemente, el motor de accionamiento es un simple motor

13
10 JUN 1972
SIA GTR

rotatorio.

La invención se describirá en lo que sigue con mayor detalle, haciendo referencia a los dibujos adjuntos, en los cuales:

5 - la figura 1 es una vista semiesquemática de una instalación o central general de vapor, y representa diversos elementos auxiliares dispuestos con arreglo a la presente invención;

10 - la figura 2 muestra una curva de variación de la temperatura del vapor, del generador de vapor, en función del calor añadido al generador de vapor;

15 - la figura 3 ilustra una curva de funcionamiento de las bombas de alimentación de agua, que representa el caudal Q de agua bombeada, en tanto por ciento del peso total R de vapor necesario, en función de la potencia;

20 - la figura 4 da asimismo una curva similar del agua bombeada Q, en tanto por ciento del peso total R de vapor necesario, en función de la potencia, e ilustra el efecto de la corrección por derivación mediante válvula dosificadora, en el motor de accionamiento de la bomba de alimentación;

25 - la figura 5 muestra una curva similar a la de las figuras 3 y 4, en la cual se obtiene median

13 JUL 1972

te un generador eléctrico la corrección de velocidad, en la gama de velocidades intermedias y elevadas de accionamiento de la bomba de alimentación; y

5 - la figura 6 representa, vista en sección, una válvula dosificadora calibrada para aliviar contrapresiones elevadas en la tubería de vapor de escape, y también para derivar algo de vapor de escape, dando la corrección indicada en la curva representada por la figura 4.

10 Con referencia a la figura 1, se representa un generador de vapor 10 destinado a suministrar vapor a un motor 11, por medio de un tubo 12 y una válvula reguladora o de mariposa 13. Hay un sistema de agua de alimentación que comprende un depósito 19,
15 una bomba 16 de desplazamiento positivo y una tubería 17 de agua de alimentación, destinado a alimentar los tubos inferiores 18 del generador de vapor a través de unos precalentadores 20 y 20a dispuestos en el conducto de escape 21 que sale del motor 11 y
20 del motor 24, respectivamente.

La disposición de bomba 16 de agua de alimentación indicada en la figura 1 incluye una bomba auxiliar o secundaria 40 de agua de alimentación en paralelo con una bomba primaria 16a, estando ambas
25 bombas, de preferencia, movidas por medio de una trans



misión común 26. En esta disposición, la bomba secundaria marchará libremente mientras esté excitado el solenoide 43. El solenoide 43 está dispuesto para activar una armadura 42 que constituye una válvula, la cual gobierna la admisión de agua a la bomba 40 desde el depósito 19. La corriente que va al solenoide 43 viene mandada por el termostato 14 de recalentador. Ambos termostatos están conectados a unos brazos giratorios 15 y 28 respectivamente dispuestos para activar unos elementos de contacto 14b y 27b entre unos puntos de contacto bidireccionales 14a y 27a. El solenoide 43 está conectado a la alimentación de energía eléctrica por medio del elemento de contacto 14b, y se halla excitado mientras el termostato 14 de recalentador esté percibiendo una temperatura inferior a una máxima prefijada.

Si se sobrepasa la temperatura máxima prefijada, el brazo 15 se mueve en una distancia suficiente para abrir el circuito del solenoide y cerrar, prácticamente de modo simultáneo, el circuito de la válvula de inyector por medio del otro punto de contacto 14a. La válvula de inyector, que está también, de preferencia, activada por solenoide como se indica en 50, se excita con tal que los elementos de contacto 27a y 27b del termostato de seguridad estén en



la posición normal indicada. El termostato de seguridad 27 está dispuesto para detectar un recalentamiento en la parte del serpentín del generador de vapor conectada en paralelo con la tubería de inyección. Como alternativa, en lugar de cerrarse la tubería de inyector puede hacerse variar temporáneamente el punto de inyección de agua, llevándolo a una posición (no representada) situada aguas arriba del punto normal. O bien puede disponerse el termostato de seguridad de modo que reduzca o corte (no representado) la salida del quemador 31. Así, si el termostato de seguridad detecta una temperatura superior a un máximo prefijado, el circuito del solenoide 50 se abre a consecuencia del movimiento del elemento de contacto 27_b, que se separa del contacto 27_a, abriendo así el circuito que va al solenoide 50 del inyector y haciendo que la válvula de inyector 52 cierre la tubería de inyector 51 y con ello restablezca la plena alimentación en el tramo derivado o cortocircuitado del serpentín.

Se prevé un interruptor 58 de mando manual, para controlar el funcionamiento del sistema. Se prevé asimismo un interruptor 53 de presión de salida de vapor, dispuesto para abrir y cerrar el interruptor 54 y de ese modo desconectar y volver a conectar



tar la energía de alimentación al motor del quemador, cuando la presión de vapor exceda de un máximo prefijado o caiga por bajo de un mínimo prefijado, respectivamente.

5 Como precaución, el termostato 14 del recalentador está también dispuesto para controlar el funcionamiento del motor del quemador. Este control se representa en la figura 1 como comprendiendo un interruptor de quemador 55 controlado por un brazo
10 15 conectado al termostato de recalentador 14. Los contactos del interruptor de quemador se abren al percibir el termostato de recalentador una temperatura de vapor que sobrepase (en una magnitud prefijada) la temperatura del vapor que hace que el termostato
15 de recalentador abra el contacto 14a. Así, la apertura del interruptor 55 del quemador es una operación de segunda etapa, que corta o desactiva el quemador en apoyo del control del interruptor de presión, y de la introducción de agua de inyector y de
20 agua adicional de alimentación si (a pesar de la introducción del agua adicional) la temperatura del vapor continúa subiendo hasta un nivel no deseable.

 El conducto de escape 21 lleva vapor de escape desde el motor principal 11 al motor giratorio
25 24 a través del transmisor de calor 20a, y de aquí

13 JUN 1972

a un condensador 23. El agua procedente del condensador se devuelve al depósito 19 de agua de alimentación. El motor giratorio 24 mueve un árbol o eje 25 que a su vez acciona la bomba de agua de alimentación 16 por medio de la correa 26. El motor giratorio está dispuesto para accionar otros elementos o aparatos auxiliares, tales como el ventilador 33 del condensador, el motor-generador 56 y otros similares. El accionamiento del ventilador del condensador puede venir de uno u otro lado del embrague unidireccional 57.

El motor generador 56 actúa como motor al ponerse en marcha principalmente para mover la bomba 16 de agua de alimentación. Puede funcionar como generador para cargar la batería de alimentación durante la marcha normal del sistema, y también puede emplearse para otro fin útil, cual es el de regular la velocidad del motor giratorio. Este último fin se describirá con mayor detalle más adelante. El embrague unidireccional 57 está previsto para transmitir fuerza motriz desde el motor giratorio al motor-generador 56 y la bomba 16 de agua de alimentación y el ventilador 33 del condensador cuando el motor giratorio 24 esté dando fuerza motriz, pero no transmitirá fuerza motriz desde el motor-generador 56 cuando

13 JUN 1972

do éste funcione como motor, como sucede en el arranque o puesta en marcha, evitando así una carga innecesaria en el motor-generador 56. El embrague unidireccional 57a está dispuesto para marchar libremente o desembragado e impedir así que el motor 36 del quemador transmita fuerza motriz a los elementos auxiliares del otro lado del embrague 57a.

La presente invención ha analizado el funcionamiento de los diversos componentes del sistema arriba descrito, habilitando un sistema de control de generador de vapor que consta de:

1) un quemador, de preferencia del tipo de control "todo o nada", controlado principalmente por un dispositivo capaz de responder a la presión de vapor del generador, y también a un regulador de temperatura dominante capaz de responder a la temperatura del vapor en la zona de recalentador;

2) un sistema de motor giratorio, de vapor de escape, que de preferencia mueve a dos bombas de alimentación.

Se ha descrito ya el funcionamiento de la bomba de alimentación según el cual hay una bomba de alimentación 16 que puede ponerse en acción para bombear agua siempre que se haga girar mientras el funcionamiento de la segunda bomba 40 está bajo el con-



trol del termostato 14 de recalentador que hay en el
serpentín 18 del generador. La disposición es tal
que el termostato de recalentador 14 controla tam-
bién el paso de agua de inyección por el circuito
5 paralelo 51 de inyector en el serpentín del generador,
al mismo tiempo que la segunda bomba 40 de agua de
alimentación está funcionando según las condiciones
normales de temperatura del tramo derivado o corto-
circuitado del serpentín del generador.

10 El análisis de las componentes variables
controladas por la invención se ilustra del mejor mo-
do haciendo referencia a las diversas ecuaciones que
más adelante se describen, en las cuales se utiliza-
rán los siguientes símbolos:

15 P_1 = caudal de agua en peso, bombeado por
la primera bomba;
 P_2 = caudal de agua en peso, bombeado por
la segunda bomba;
EW = caudal de agua (adicional) en peso in-
20 yectado por la tobera del inyector
cuando está circulando agua por el cir-
cuito del inyector;
R = gasto (requerido) de vapor, en peso,
que sale del generador de vapor.

(I) La primera consideración a bosquejar aquí

es la de la cantidad de agua adicional EW a inyectar, en comparación con la de agua bombeada por la segunda bomba P_2 . Esto es, la relación o razón de EW a P_2 .

5 Como se ha dicho ya más arriba, una de las razones que explican el largo retardo en la respuesta del termostato de recalentador, situado en la zona de recalentador, ante un cambio o variación en la cantidad de agua de alimentación introducida en la base del generador de vapor, es debida a la "compresibilidad" del fluido entre estos dos puntos.

10 Para ilustrar un aspecto, podría decirse que el efecto de una variación en la alimentación del agua de "base" es semejante (en la parte del generador de vapor que contiene fluido compresible, esto es, vapor) al de un frente de onda que llevase un nivel superior (de "marea alta") o un nivel inferior (de "marea baja") de la densidad del fluido de detrás del frente de onda.

15 La onda puede considerarse como progresiva, trasladándose a la velocidad del fluido real y efectivo en su recorrido por el generador de vapor. En la zona de vapor evaporativa, donde la fracción de sequedad del vapor o proporción de vapor seco es reducida, la velocidad también será reducida.



13 JUN 1972

La respuesta de un termostato situado en la zona de recalentador, a una variación de la alimentación procedente de un inyector de agua situado en un punto tras del cual el vapor tenga una fracción de sequedad de 50% o más, o esté recalentado, es rápida. En este caso, la velocidad del vapor es relativamente alta, y sólo se necesita un breve intervalo de tiempo antes de que la mezcla pase desde el punto de inyección al termostato. Con tan rápida respuesta, el control termostático puede dar y cortar el paso de inyección de agua con la rapidez o frecuencia suficiente para que no haya grandes fluctuaciones resultantes en la temperatura final del vapor.

Según se ha visto, una cantidad adicional de agua, que no exceda de un gasto aproximadamente igual al introducido por el inyector de agua, puede ser llevada como alimentación a la base del generador de vapor, de acuerdo con la inyección de agua llevada directamente desde un suministro de agua de alimentación, recurriendo para ello a dividir el agua adicional introducida en la base. Como variante o alternativa, se lleva como alimentación a la base toda el agua adicional, y se obtiene el agua de inyección de una zona de economizador, de calentamiento del



agua de alimentación, indicada en las figuras 1 y 2. En uno y otro caso se sigue el análisis expuesto a continuación, si bien tiene aplicación en particular al primer caso, en el que se divide el agua adicional de base.

5 El termostato de recalentador 14 actúa regulando la cantidad de agua de inyección requerida y, podría decirse, haciendo de regulador de "advertencia precoz" acerca de la cantidad de agua que entra en la base del generador de vapor. Si, por otra parte, el aumento en la cantidad de agua introducida en la base del generador de vapor es mayor que la cantidad de agua de inyección, existe la probabilidad de que, cuando este mayor gasto le llegue al termostato de la zona de recalentador, sea excesivo y sea demasiado tarde para cortarlo con la prontitud suficiente para impedir que le siga una oscilación excesiva de descenso en la temperatura final del vapor.

10 Así, el sistema de control del agua funciona del modo siguiente: P_1 es siempre menor que R y, por lo que antecede, la alimentación de agua adicional introducida en la base del generador de vapor cuando la segunda bomba esté trabajando, esto es, $(P_2 - EW)$, debe ser igual o menor que EW ; es decir:

25



$$P_2 - EW \ll EW, \text{ y}$$

$$EW \gg 0,50 P_2 \quad (1)$$

(II) De importancia principal en el control de un generador de vapor es la aptitud del sistema para controlar los acontecimientos que siguen a una variación del bombeo, yendo de una cantidad menor de agua (tal como P_1) a una cantidad mayor de agua (tal como P_1 más P_2). Considérese el caso en que la temperatura esté subiendo en el termostato de salida del recalentador, y este último haya hecho que se pongan en marcha la segunda bomba y el agua de inyección. El paso de vapor después del punto de inyección en el generador de vapor debe igualar a "R" sin esperar a que haya una alimentación adicional procedente de la base del generador de vapor. El peor caso sería aquél en que el gasto en el generador de vapor inmediatamente antes del punto de inyección de agua pueda haber descendido a P_1 ("marea baja").

Para satisfacer lo que antecede, debe ser $P_1 + EW \gg R$. Si no se satisface este requisito, en el caso anterior, las temperaturas continuarán subiendo y el termostato se hará cargo predominantemente del control, cortando o desactivando el quemador. Esto conducirá a una pérdida de la energía disponible



13 JUN 1960

si la presión del generador de vapor ha descendido al intervalo de variación en el que, de otro modo, se requiere que el quemador esté funcionando.

5 Para tener en cuenta factores tales como el retardo térmico del generador de vapor, la suma $P_1 + EW$ ha de tener algún margen por encima de R , en especial si se requiere un control del agua de inyección más rápidamente fluctuante a fin de ayudar a suavizar o reducir las fluctuaciones de la alimentación de agua por la base del generador de vapor. 10 Con un 10% de margen, se tiene $P_1 + EW > 1,10 R$.

Además de lo que antecede, es preciso tener en cuenta un factor adicional en el caso en que se use un quemador de "todo o nada". Considérese el caso en que el sistema esté marchando con poca carga, el quemador esté funcionando y la segunda bomba y el circuito de inyección hayan sido activados por la subida de temperatura en el termostato de recalentador 14. En la zona evaporativa se requiere una variación de temperatura que vaya desde, por ejemplo, 20 284°C a 308°C; es decir, un aumento de 24°C, para elevar las presiones de punto de ebullición desde 70 kg/cm² a 100 kg/cm², presión está última a la que se supone que el quemador sería desactivado. El aumento de temperatura indicado puede lograrse con una 25

13



elevación de temperatura correspondiente del doble de esta cantidad: es decir, de 48°C (según la disposición de tuberías del generador de vapor, etc.) en el termostato del recalentador. Ahora bien, no es conveniente tener que fijar la temperatura, para el funcionamiento del control predominante o de alcance del quemador, a un nivel grande por encima del de la temperatura a la que el control hace funcionar la segunda bomba y el inyector de agua, a fin de que el control dominante del quemador no actúe en condiciones de normalidad.

Es posible obtener un aumento de presión suficiente, en todo el generador de vapor, con una elevación de temperatura más moderada en el termostato de recalentador 14, si se aumenta la cantidad de agua y vapor en el generador de vapor. Así, si se aumenta $P_1 + EW$ hasta que sea mayor que R en un margen adicional (esto es, que la alimentación tienda en cierto modo a adaptarse mejor al régimen momentáneo del quemador que al gasto de salida de vapor), pueden obtenerse resultados satisfactorios con ajustes más estrechos de temperatura para el control de bomba-inyector y el control dominante del quemador.

Así, al dejar dicho margen adicional para el sistema quemador de "todo o nada", se tiene:

13 JUN 1972



$$\underline{P_1 + EW} \gg 1,20 R \quad (2)$$

5 Considerando el caso arriba indicado pero
con un quemador modulador que se adapte a la carga
más estrechamente, no cabría esperar que las tempe-
raturas subiesen apreciablemente con las dos bombas
y la alimentación EW, con la relación $P_1 + EW \gg 1,10 R$.
Así, cabría esperar que se lograsen resultados satis-
factorios con la cantidad $P_1 + EW$ menor que para el
10 caso del sistema quemador de "todo o nada". Para un
sistema quemador de "todo o nada" a plena carga, en
el que los gastos o regímenes de agua y de quemador
se hallen más igualados o mejor adaptados, parecería
aplicable una relación similar a la que sirve para
15 el sistema de quemador modulador.

Es de notar que existen muchos factores
que producen algún efecto en relación con la expre-
sión (2) arriba citada. No obstante, el solicitante
de la presente invención ha visto que los resultados
20 experimentales tienden efectivamente a apoyar el ra-
zonamiento expuesto. (III) Para evitar crestas de
temperatura interiores en el generador de vapor ha
de ejercerse un control sobre la proporción de agua
de inyección prevista.

25 El método siguiente sirve para calcular

13 JUN 1972

el gasto máximo de agua de inyección "EW" inyectada, de modo que la fracción de vapor seco q_B del vapor, inmediatamente antes de la salida del circuito de inyección, sea del 100%: es decir, justamente no
5 recalentado.

Con referencia a la figura 2, la línea
llena "I" de la gráfica indica las condiciones de
agua y vapor por toda la superficie de calefacción
del generador de vapor en condiciones de régimen per
10 manente cuando toda el agua de alimentación se sumi
nistra por la parte inferior del generador de vapor,
y es equivalente a la capacidad de evaporación del
quemador para la carga particular. Nótese que un
quemador controlado a base de "todo o nada" puede
15 dar resultados aproximadamente similares a los de un
quemador modulador en cuanto a su adaptación a la
carga. La línea "II" de trazo interrumpido indica la
variación respecto a lo dicho más arriba cuando el
agua total de alimentación bombeada es igual, como
20 antes, a la capacidad del quemador, pero parte del
agua "EW" adicional se toma de una zona de calenta
miento del agua de alimentación (como es bueno en la
práctica para los sistemas de inyección) situada en
el punto "W", y se inyecta en un punto "Z" inmedia
25 tamente después del cual la fracción de vapor seco



es $q_A = 60\%$. Se suponen asimismo condiciones de régimen permanente.

La proporción de calor recibida por el agua-vapor a continuación de la línea I entre los puntos "W" (donde la temperatura es de 232°C) y "Z" es igual a $11,2 + 28,8 = 40\%$, produciéndose vapor a $q = 60\%$ en "Z".

Teniendo en cuenta el peso unitario de agua/vapor, la proporción de calor para producir vapor a $q = 100\%$ partiendo de agua a 232°C es igual a $11,2 + 48 = 59,2\%$ del calor total añadido.

Como puede verse, si el calor suministrado a la sección o tramo del generador de vapor entre W y Z permanece constante, y la cantidad de agua que recorre esta sección se reduce en la relación de 40 a 59,2, esto es, cae al $40 \times 100/59,2 = 67,6\%$ de su valor primitivo, se formará vapor de $q_B = 100\%$ justamente antes de A, esto es, con $EW = 100 - 67,6 = 32,4\%$ del agua total bombeada. Si EW es mayor del 32,4%, el valor se recalentará justamente antes de Z.

Es posible utilizar un punto de inyección "precoz" para hacer posible que EW sea mayor. Ahora bien, en este caso se produciría un mayor retardo en la respuesta al termostato. Recíprocamente, con un punto de inyección "tardío", EW tendría que ser menor,

13 JUN 1972



pero también sería menor el retardo en la respuesta. Puede ser conveniente reducir EW para adaptarse a las consideraciones analizadas en el epígrafe I anterior. Se considera que el punto de inyección indicado está aproximadamente en la posición óptima.

Podría argüirse que sería posible tolerar un pequeño recalentamiento antes de Z. Si se supone esto, es necesario tener cuidado cuando el proyecto esté basado en una gráfica "ideal". En los ejemplos que anteceden se suponen condiciones de régimen permanente y, en la práctica, las condiciones no son estables. Pueden aparecer variaciones tales como cambios de carga que, debido a factores tales como la inercia en la respuesta de circulación ante la variación de carga, pueden conducir a efectos que hagan que el vapor antes de Z llegue a estar más húmedo o más seco (recalentado) de lo estimado para las condiciones de régimen permanente. Sobre las gráficas "ideales" indicadas para las condiciones de régimen permanente se requiere un margen de seguridad. Así, de las consideraciones anteriores se desprende que el control del inyector de agua podría controlar tan sólo el 2 x 32,4, o sea el 64,8%, del agua total de alimentación. Por lo tanto, se necesita un sistema de control adicional.



Por los cálculos anteriores puede verse que, para evitar crestas de temperatura interiores, la alimentación de agua de base ha de ser igual o mayor que 0,676 R. Como la alimentación de agua de base puede a veces aproximarse a P_1 ("marea baja"), pues, se tendría $P_1 \gg 0,676 R$.

En ciertas condiciones, $P_1 + EW$ puede ser aproximadamente igual a R, y entonces $P_1 \gg 0,676 (P_1 + EW)$, de donde:

10

$$EW \leq 0,48 P_1 \quad (3)$$

En condiciones tales como las que pueden aparecer inmediatamente después de la puesta en marcha, el flujo o corriente que llega a "Z" en la curva indicada en la figura 2, desde la base del generador de vapor, puede ser temporáneamente menor que P_1 .

La temperatura delante de "Z", pues, según cabría esperar, podría subir, y entonces funcionaría posiblemente el termostato de seguridad 27 (fig. 1).

(IV) Consideraciones que implican reducciones en las fluctuaciones de temperatura del vapor.

25 Algunas causas de las fluctuaciones de tem-

13 JUN 1972



peratura en el vapor que sale del generador de vapor
son: (a) retardo en la respuesta del termostato 14
de recalentador en la detección de la idoneidad de
la mezcla en "Z"; y (b) la magnitud del "error" de
5 la mezcla que llega al termostato de recalentador
14.

Suponiendo un tiempo de retardo fijo de la
respuesta, es posible lograr reducciones en las fluc-
tuaciones de la temperatura haciendo P_1 más próximo
10 a R y reduciendo al mínimo EW y P_2 . Así, hay argu-
mentos en favor de que P_2 sea menor que P_1 : es de-
cir, que las bombas sean de distinta capacidad, a lo
que se hace referencia con mayor detalle más adelan-
te.

15 (V) Consideración de las cantidades y relacio-
nes entre P_1 , P_2 y R, en lo afectado por
las características del motor giratorio.

La gráfica de la figura 3 ilustra los efec-
tos de las fugas y la contrapresión en el sistema de
accionamiento que comprende el motor giratorio, la
20 bomba de alimentación y el ventilador del condensa-
dor. El efecto de las fugas es grande con bajas poten-
cias, conduciendo así a bajas velocidades de motor
giratorio. La elevada contrapresión del ventilador,
25 que sube con el cuadrado de la velocidad, produce un

13 JUN 1972

rápido aumento de la contrapresión necesaria para hacer funcionar el motor giratorio con grandes potencias, lo cual conduce también a reducidas velocidades del motor giratorio.

5 Como puede verse por la gráfica, y utilizando las consideraciones simplificadas según las cuales el intervalo útil es aquél en el que $P_1 < R$ y $(P_1 + P_2) > R$, puede verse que las dificultades para obtener un amplio intervalo de utilización aumentan al hacerse pequeño P_2 en proporción con P_1 . (Véase más adelante lo referente a los dispositivos de corrección de velocidad de rotación que contribuyen a superar este factor.)

10

15 Las consideraciones de los epígrafes I a V que anteceden son de por sí bastante estrechas. No se tienen en cuenta factores tales como el fallo de una de las bombas, la acumulación de calor en los tubos del generador de vapor, los cambios de posiciones de zona de vapor en relación con las variaciones de carga, la inercia del contenido del generador de vapor al seguir las variaciones de carga. A causa de las variaciones en el funcionamiento del sistema de motor giratorio al variar la carga, P_1 no guardará, por ejemplo, una relación fija con R .

20

25 Ahora bien, el sistema generador de vapor



13

descrito en esta Memoria está protegido por la acción de un termostato "de seguridad" y del termostato de recalentador, así como de un interruptor de presión de vapor, como antes se ha descrito. La rápida acomodación a las variaciones de carga se logra con la acción rápida del sistema de control de inyección de agua.

Resumiendo, las relaciones más arriba desarrolladas son:

$$EW \geq 0,50 P_2 \quad (1)$$

$$P_1 + EW \geq 1,2 R \quad (2)$$

$$EW \leq 0,48 P_1 \quad (3)$$

Utilizando un sistema con el punto "Z" de inyección de agua situado en la posición indicada en la figura 2 (esto es, de modo que la fracción de vapor seco después de "Z" sea de 0,60 con una alimentación de agua adaptada a la salida para las condiciones de régimen permanente), y utilizando bombas de alimentación gemelas de modo que sea $P_1 = P_2$, con $EW = 0,5 P_2$, se satisfará la relación (1) y también, de modo aproximado, se satisfará la relación (3). De la relación (2) se tiene:

$$1,5 P_1 \geq 1,2 R \text{ y } P_1 \geq \underline{0,80 R.}$$

Nótese que, de aumentar EW, la relación

(3) no se satisface. Esto significa que existe la posibilidad, en condiciones anormales, de que haya una cresta de temperatura antes de "Z". El termostato de seguridad funcionaría, de ser necesario, pero esto puede producir una pérdida más grave de buen control que si no aumentara EW. En este último caso, el termostato de recalentador puede reducir la salida del quemador, si es necesario, en condiciones anormales.

Alguna mayor libertad de variación se puede permitir para EW en un sistema en el que se usen bombas de distinto tamaño. Con $P_1 = 1,15 P_2$, se deduce de la relación (3):

$$EW \leq 0,48 P_1$$

$$\leq 0,552 P_2$$

Así, EW puede valer de 0,50 a $0,552 P_2$.

Para $EW = 0,50 P_2$, de la relación (2) sale $P_1 \geq 0,837 R$.

Para $EW = 0,552 P_2$, de la relación (2) sale $P_1 \geq 0,81 R$.

Inyección precoz e inyección múltiple: Inyectando el agua antes de lo indicado en la figura 2, se puede aumentar EW sin riesgo, y es posible lograr un margen de trabajo mayor para P_1 en función de R. El retardo de respuesta puede reducirse inyectando por más de un punto de inyección.

Ejemplo: Sea un primer punto de inyección tal que,



en condiciones de régimen permanente, sin inyección de agua, se tenga una fracción o proporción de vapor seco igual a 0,50. Usando un método semejante al empleado para hallar la relación (3), se tiene
5 un total de $EW \ll 0,66 P_1$. La mitad de EW puede inyectarse por un segundo punto de inyección, después del cual, en condiciones de régimen permanente, la fracción de vapor seco sería, por ejemplo, 0,75.

Dosificación y proporcionamiento del agua
10 de inyección: La tubería 51 del agua de inyección, en la figura 1, lleva incorporado un surtidor dosificador que, en la disposición preferida, es el orificio de la válvula de solenoide 52 de control (véase la fig. 1). Este surtidor se proyecta de modo
15 que permita el paso de unas cantidades de agua aproximadamente iguales a $0,50 P_2$, o calculadas mediante el uso de las relaciones arriba indicadas.

El método de estimación del tamaño del surtidor puede ser el siguiente:

20 Partiendo de una proporción (tanto por ciento) de carga supuesta, se calcula la pérdida de carga (caída de presión) del agua y el vapor que pasan recorriendo el generador de vapor propiamente dicho, entre "W" y "Z" (fig. 2). A continuación se calcula el tamaño del surtidor de modo que
25

13 JUN 1972

pase la cantidad adecuada de agua, con la pérdida de carga estimada.

Efecto de la variación de carga sobre EW:

5 La pérdida de carga o caída de presión desde "W" a "Z" variará aproximadamente con el cuadrado de la carga. Los pesos de vapor y de agua que pasan por el generador de vapor propiamente dicho entre "W" y "Z", y también por el inyector de agua, variarán pero conservarán aproximadamente las mismas pro-
10 porciones.

Efecto de la pérdida de carga en EW: Con

bajas presiones en el generador de vapor, tales como las que pueden aparecer inmediatamente después de la puesta en marcha, las pérdidas de carga a tra-
15 vés del generador de vapor serán elevadas (para la misma carga útil), debido a ser menor la densidad del vapor y mayores las velocidades de vapor. La proporción de agua a través del inyector de agua ten-
derá, pues, a subir. Ahora bien, la acción del ter-
20 mostato de seguridad protegerá al generador de vapor, si a causa de lo que antecede se produce algún transitorio importante de temperatura en sentido as-
cendente.

Con referencia a las figuras 4 a 6 inclu-
25 sive, en las figuras 4 y 5 se dan unas curvas que

13 JUN 1972

indican el efecto de la corrección de velocidad del motor giratorio 24 (véase la fig. 1) en la parte intermedia del intervalo de variación, donde la velocidad del motor giratorio tiende a ser mayor de lo necesario para el control proporcional de la bomba 16 de agua de alimentación, en comparación con las necesidades de vapor del generador. En la figura 4 se indica, por medio de la línea de trazo interrumpido, la corrección efectuada mediante una válvula de derivación o de fuga que tiene por efecto el de hacer que la velocidad del motor giratorio 24 se conserve más estrechamente proporcional a las necesidades de vapor, esencialmente en toda la gama útil de variación de carga de la unidad de potencia.

La figura 5 ilustra la corrección de velocidad mediante la conexión del motor-generador 56 (véase la fig. 1) en el circuito de mando o accionamiento del motor giratorio. El motor-generador 56, al funcionar como motor, se controla automáticamente haciendo que el agua de alimentación entre por bombeo en el generador de vapor con un gasto o caudal aproximadamente igual al 20% del gasto de plena carga en aquellos momentos en que la presión del generador de vapor está sensiblemente por bajo de la normal, y las temperaturas de vapor están por enci-



13 JUN 1942

ma de las normales. Estas condiciones pueden tener lugar justamente después de la puesta en marcha inicial.

5 El generador del motor-generador es capaz de funcionar aplicando un par o momento de carga al motor giratorio en el intervalo central o intermedio de variación de velocidades, momento inherentemente reducido por ser menor la demanda de par del generador con mayores velocidades del motor giratorio.
10

El generador puede ser del tipo de corriente constante o de tercera escobilla, y su "entrada en circuito" a bajas velocidades puede retardarse de manera adecuada para reducir el par de carga aplicado al motor giratorio.
15

La figura 6 ilustra una válvula dosificadora destinada a ser colocada en el circuito de vapor de escape, en paralelo con el motor giratorio. La válvula incluye una cámara 60 que lleva en su interior un émbolo 61 movable entre una y otra de dos posiciones, bajo la influencia gobernante que ejercen unos muelles de sollicitación 62, 63 y la presión de vapor. La cámara tiene una lumbrera en 64 para permitir el escape de vapor de un lado a otro del émbolo 61, a una presión prefijada en el circuito
20
25

13 JUN 1972



de vapor de escape, representativa del intervalo
intermedio de variación de velocidad del motor
giratorio, derivando o cortocircuitando así el mo-
tor giratorio y evitando que pase por él parte del
5 vapor de escape. La posición indicada en la figura
6 es una posición intermedia.

Con una contrapresión superior a las que
normalmente se producen a plena carga (por ejemplo,
tal como la de los transitorios de presión de esca-
10 pe de breve duración), el émbolo puede adoptar una
posición extrema, derivando así una considerable
cantidad de vapor y aliviando o amortiguando el
transitorio de presión.

La presente solicitud que corresponde a
15 la presentada en Australia, con fecha 30 de Abril
de 1.971, bajo el Número 4769/71, se acoge a los
beneficios del Artículo 51 del vigente Estatuto
sobre Propiedad Industrial.

20

25

5.6.72



13 JUN 1972

5

- REIVINDICACIONES -

10

Los puntos de invención, propia y nueva, que se presentan para que sean objeto de esta solicitud de Patente de Invención en España por VEINTE años, son los siguientes:

15

1.- Un sistema de control de generador de vapor que comprende: un generador de vapor; un quemador; un serpentín de un solo paso calentado por dicho quemador y que suministra vapor recalentado a un aparato consumidor de vapor; un termostato de recalentador dispuesto en el serpentín en o cerca de la extremidad de salida del serpentín, en las proximidades de dicho quemador, dispuesto para detectar la temperatura del vapor recalentado; un circuito de inyección de agua conectado en paralelo con por lo menos un tramo de dicho serpentín y dispuesto para transportar fluido de alimentación evitando

20

25

5.6.72

- 45 -

13 JUN 1972



que pase por dicho tramo de serpentín, hasta inyectar dicho fluido de alimentación en una zona del serpentín que transporta fluido de mayor temperatura, incluyendo dicho circuito de inyección medios de válvula y de dosificar para controlar el paso de fluido de alimentación por él; unos medios de suministro de agua de alimentación dispuestos para proveer normalmente de agua de alimentación con un gasto o caudal inferior a las necesidades del generador de vapor y suministrar un mayor caudal de paso de agua de alimentación cuando haya un paso de fluido en el circuito de inyección, dando lugar dicho mayor caudal a un gasto total de agua de alimentación superior a lo requerido por el generador de vapor; y un motor de desplazamiento positivo accionado por el vapor de escape procedente del aparato consumidor de vapor y dispuesto para controlar por lo menos dichos medios de suministro del agua de alimentación con un gasto sensiblemente proporcional al volumen de vapor consumido por el aparato consumidor.

2.- El sistema de la reivindicación 1, en el que los medios de suministro del agua de alimentación incluyen unos medios de bombeo del agua de alimentación accionados por dicho motor de desplazamiento positivo.



31 AGO. 1974

3ª.- El sistema de la reivindicación 2ª, en el que los medios de bombeo del agua de alimentación incluyen una bomba de agua de alimentación primaria destinada a suministrar continuamente agua de alimentación al serpentín del generador de vapor en funcionamiento, y una bomba de agua de alimentación secundaria dispuesta para suministrar intermitentemente agua de alimentación al generador, según necesidades.

4ª.- El sistema de la reivindicación 1ª, en el que se toma fluido de alimentación de la zona de caldeo del agua de alimentación que tiene el serpentín, y se inyecta en una zona de evaporación, incluida en el serpentín, por medio de dicho circuito de inyección.

5ª.- El sistema de una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que dicho circuito de inyección está dispuesto para proveer normalmente de agua de alimentación con un gasto o caudal comprendido entre el 60% y el 90% de las necesidades del generador de vapor, y suministrar intermitentemente un mayor caudal de paso de agua de alimentación cuando haya un paso de fluido en el circuito de inyección, dando lugar dicho mayor caudal a un gasto total de agua de alimentación comprendido entre el 120% y el 180% de las necesidades del generador de vapor, siendo el volumen de fluido dispuesto para ser inyectado por el circuito de inyección de un

31 AGO 1974

30% a un 90% del aumento de gasto de agua de alimentación por encima del obtenido de otro modo; y un motor de desplazamiento positivo accionado por el vapor de escape procedente del aparato consumidor de vapor y dispuesto para controlar por lo menos dichos medios de suministro del agua de alimentación con un gasto sensiblemente proporcional al volumen de vapor consumido por el aparato consumidor.

5

6ª.- El sistema de la reivindicación 5ª, en el que los medios de suministro del agua de alimentación incluyen unos medios de bombeo del agua de alimentación accionados por dicho motor de desplazamiento positivo.

10

7ª.- El sistema de la reivindicación 6ª, en el que los medios de bombeo del agua de alimentación incluyen una bomba de agua de alimentación primaria destinada a suministrar continuamente agua de alimentación al serpentín del generador de vapor en funcionamiento, y una bomba de agua de alimentación secundaria dispuesta para suministrar intermitentemente agua de alimentación al generador, según necesidades.

15

20

8ª.- El sistema de la reivindicación 5ª, en el cual el fluido de alimentación se toma de la zona de caldeo del agua de alimentación que tiene el serpentín, y se inyecta en una zona de evaporación, incluida en el serpentín, por medio de dicho circuito de inyección.

25



31 AGO. 1974

5 9^a.- El sistema de la reivindicación 3^a, en el que dicho termostato del recalentador está destinado a activar dichos medios de válvula del circuito de inyección para permitir el paso del fluido en él, y activar de modo esencialmente simultáneo dicha bomba de agua de alimentación secundaria para suministrar agua adicional al serpentín del generador de vapor.

10 10^a.- El sistema de la reivindicación 7^a, en el que dicho termostato del recalentador está destinado a activar dichos medios de válvula del circuito de inyección para permitir el paso de fluido en él, y a activar de modo esencialmente simultáneo dicha bomba de agua de alimentación secundaria para suministrar agua adicional al serpentín del generador de vapor.

15 11^a.- El sistema de la reivindicación 1^a, en el que la entrada del circuito de inyección va conectada a un lugar de suministro de fluido de alimentación, y la salida del serpentín va conectada a una zona de vapor de rápido movimiento del serpentín, regulándose la cantidad
20 de agua de alimentación que fluye en el circuito de inyección para prevenir que el agua se agote o empobrezca aguas arriba de dicha salida de inyección del serpentín.

25 12^a.- El sistema de la reivindicación 11^a, en el que la entrada del circuito de inyección va conectada a la zona de caldeo del agua de alimentación, del serpentín.



13ª.- El sistema de la reivindicación 5ª, en el que la entrada del circuito de inyección va conectada a un lugar de suministro de fluido de alimentación, y la salida del serpentín va conectada a una zona de vapor de rápido movimiento del serpentín, regulándose la cantidad de agua de alimentación que fluye en el circuito de inyección para prevenir que el agua se agote o empobrezca aguas arriba de dicha salida de inyección del serpentín.

14ª.- El sistema de la reivindicación 13ª, en el que la entrada del circuito de inyección va conectada a la zona de caldeo del agua de alimentación, del serpentín.

15ª.- El sistema de la reivindicación 1ª, que incluye medios de control de la velocidad que compensan los efectos de las fugas de vapor a una baja presión del vapor de escape, y controlan o regulan la velocidad excesiva del motor para presiones de vapor mayores.

16ª.- El sistema de la reivindicación 15ª, que comprende medios de accionamiento auxiliares, los cuales incluyen un motor eléctrico para accionar dicho motor rotatorio durante los periodos de escasez del vapor de escape, para compensar los efectos de las fugas de vapor, contribuyéndose con ello a mantener un suministro de agua de alimentación.

31 AGO, 1974



17^a.- El sistema de la reivindicación 15^a, en el que dichos medios de control de velocidad incluyen un generador eléctrico accionado por dicho motor rotatorio y capaz de funcionar imponiendo un par de carga al motor rotatorio en el intervalo de velocidades intermedio, reduciéndose dicho par de carga, como característica inherente al generador, para mayores velocidades del motor rotatorio, siendo capaz de operar dicha carga variable de par en el sentido de mantener un suministro de agua de alimentación sensiblemente proporcional a las necesidades de agua de alimentación del generador de vapor.

18^a.- El sistema de la reivindicación 15^a, que incluye una válvula reguladora de derivación situada en un circuito de vapor de escape en paralelo con dicho motor de desplazamiento, capaz de funcionar manteniendo un determinado nivel de presión de vapor fluyendo a dicho motor en los casos de excesivas presiones de vapor de escape, mediante el recurso de derivar el vapor excedente, ayudando con ello a mantener un suministro de agua de alimentación sensiblemente proporcional a las necesidades de dicho generador de vapor.

19^a.- El sistema de la reivindicación 17^a, en el que dicho motor de desplazamiento es un motor rotatorio, y dicha válvula reguladora de derivación incluye una



cámara y un émbolo montado a deslizamiento en ella y movable bajo la influencia reguladora de unos medios mecánicos de sollicitación y de la presión del vapor de escape, incluyendo dicha cámara por lo menos
5 una lumbrera de vapor controlada por el movimiento de dicho émbolo, siendo tal la disposición que, durante los periodos de excesiva presión de escape y excesivas velocidades del motor rotatorio, dicho émbolo se sobrepone a los medios mecánicos de sollicitación
10 descubriendo dicha lumbrera y derivando vapor de modo que éste no pase por dicho motor rotatorio y manteniendo con ello la velocidad del motor rotatorio sensiblemente proporcional a las necesidades de la bomba de agua de alimentación.

15 20ª.- El sistema de la reivindicación 1ª, en el que los medios de suministro de agua de alimentación incluyen unos medios de suministro de agua de alimentación primaria y unos medios de suministro de agua de alimentación secundaria, de los cuales dichos medios
20 de suministro de agua de alimentación primaria están destinados a satisfacer menos de la necesidad normal de agua de alimentación del generador de vapor, y dichos medios de suministro de agua de alimentación secundaria proporcionan agua adicional hasta un máximo
25 que asciende esencialmente al doble de la cantidad de



31 AGO. 1974

agua inyectada por medio de dicho circuito de inyección.

5 21ª.- El sistema de la reivindicación 1ª, en el que los medios de suministro de agua de alimentación incluyen unos medios de suministro de agua de alimentación primaria y unos medios de suministro de agua de alimentación secundaria, de los cuales, en cualquier momento dado, la masa de agua de alimentación por segundo suministrada por los medios de suministro de agua de alimentación primaria, más la masa de fluido de alimentación por segundo suministrada por medio del circuito de inyección al generador de vapor, es igual al producto de la masa de salida por segundo del generador de vapor en ese momento multiplicada por un factor que vale por lo menos
10 alrededor de 1,1.
15

22ª.- El sistema de la reivindicación 1ª, en el cual dichos medios de suministro de agua de alimentación incluyen unos medios de suministro de agua de alimentación primaria y secundaria, y en el que el agua adicional suministrada por medio del circuito de inyección
20 asciende a un máximo de aproximadamente 0,5 de la cantidad de agua de alimentación suministrada por los medios de suministro de agua de alimentación primaria.

23ª.- Un sistema de control de generador de vapor.
25 Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede,

28.8.74

31 AGO 1974

representado en los dibujos que se acompañan y con los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de cincuenta y cuatro hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid,

P.A.

31 AGO. 1974

Alfonso de Eizaburu
Por Poderes

HOJA DE LEYENDAS PARA LAS

FIGURAS 3, 4, 5 y 6

Fig. 3: x = intervalo útil

P_{2g} = P₂ grande

P_{2p} = P₂ pequeño

Fig. 4: U = no corregido

CD = corrección por derivación mediante válvula
dosificadora

N = necesidades

L = carga o flujo de vapor

Q₁ = una bomba

Q₂ = dos bombas

Fig. 5: U = no corregido

C = corregido

2P = dos bombas

1P = una bomba

CH = entrada en circuito

G = gasto o caudal de carga

Fig. 6: S = hacia el lado de salida del motor de escape

E = desde el motor de escape, lado de entrada.

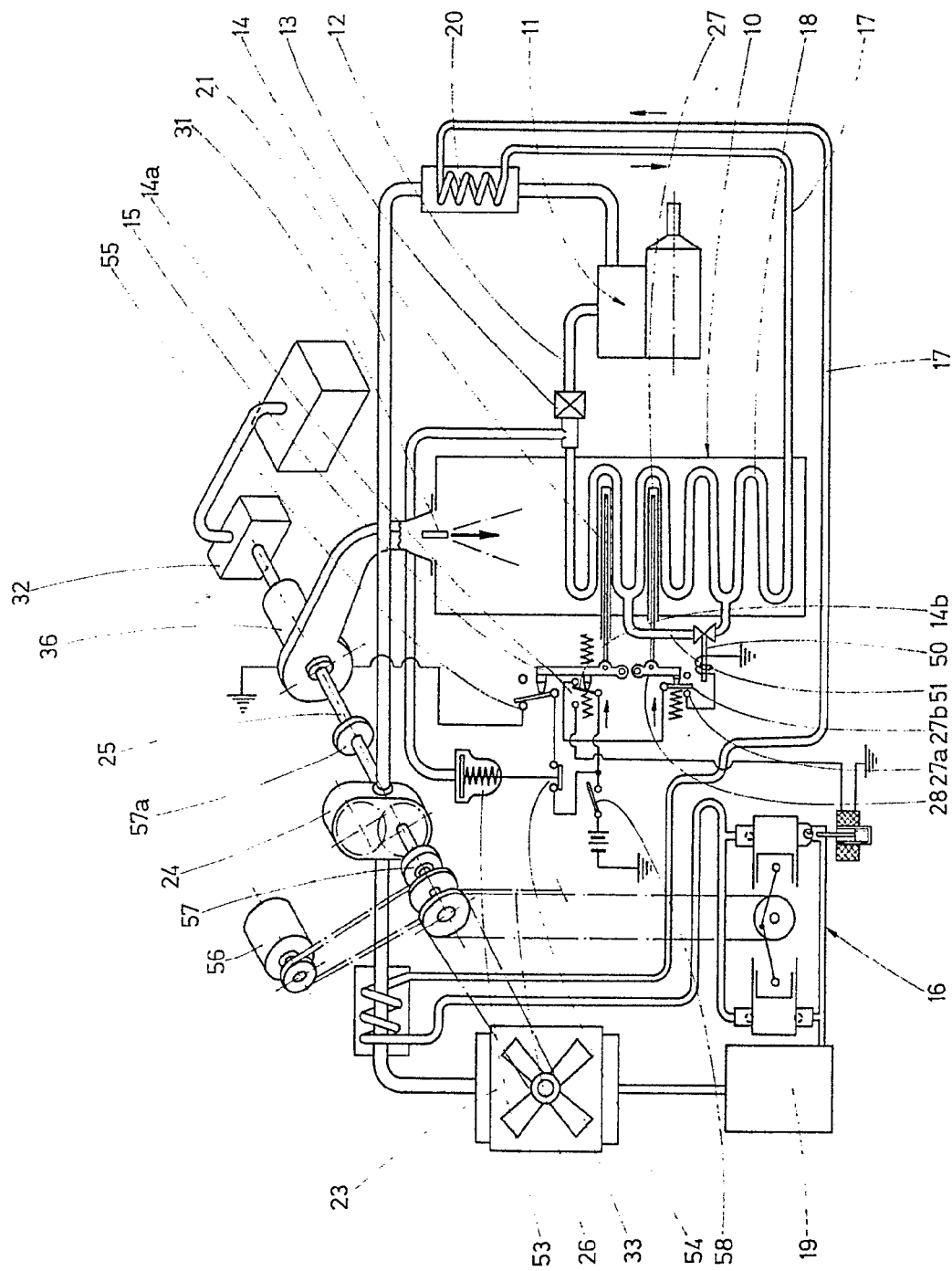


FIG.1

Handwritten signature and date: 1957

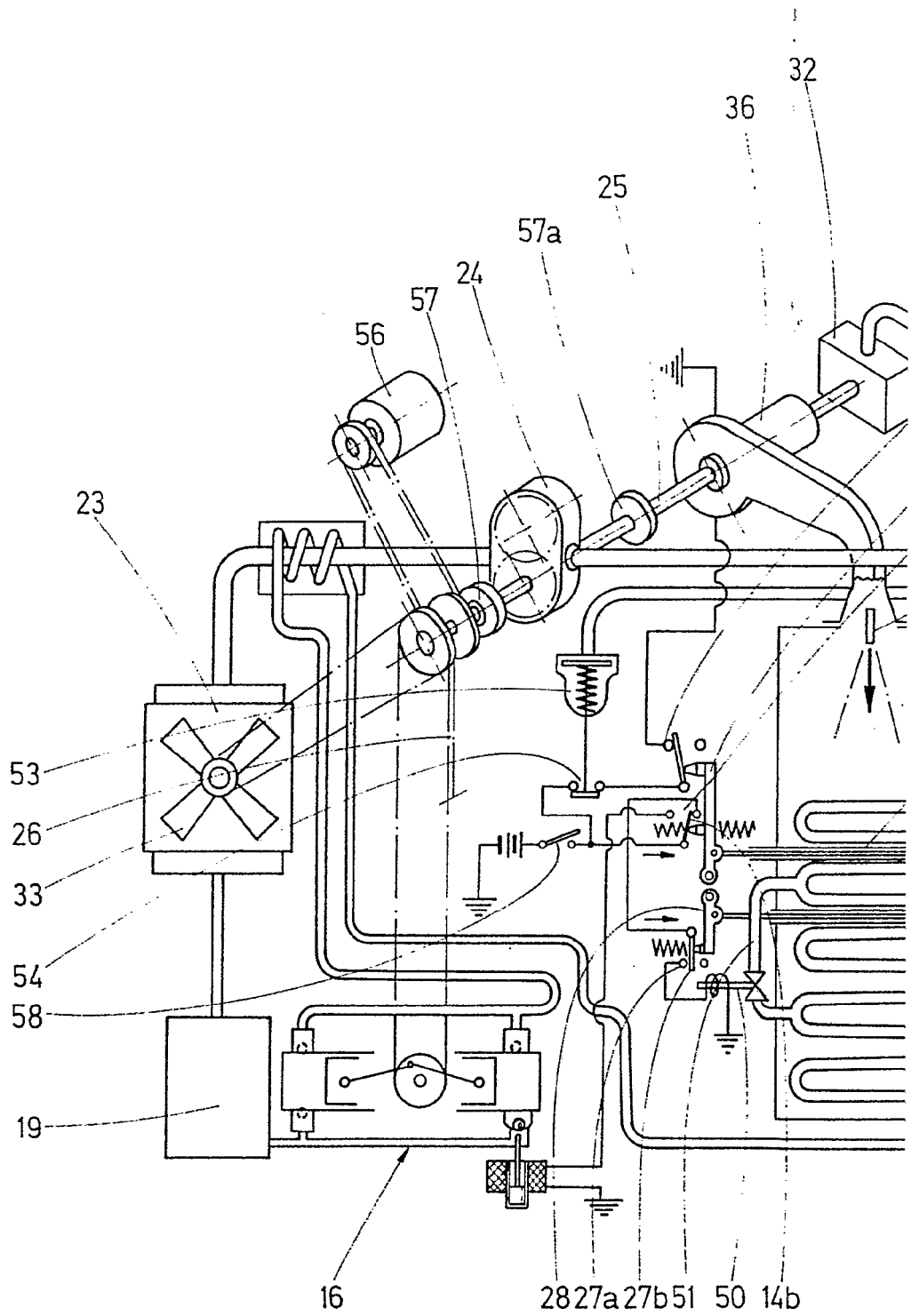
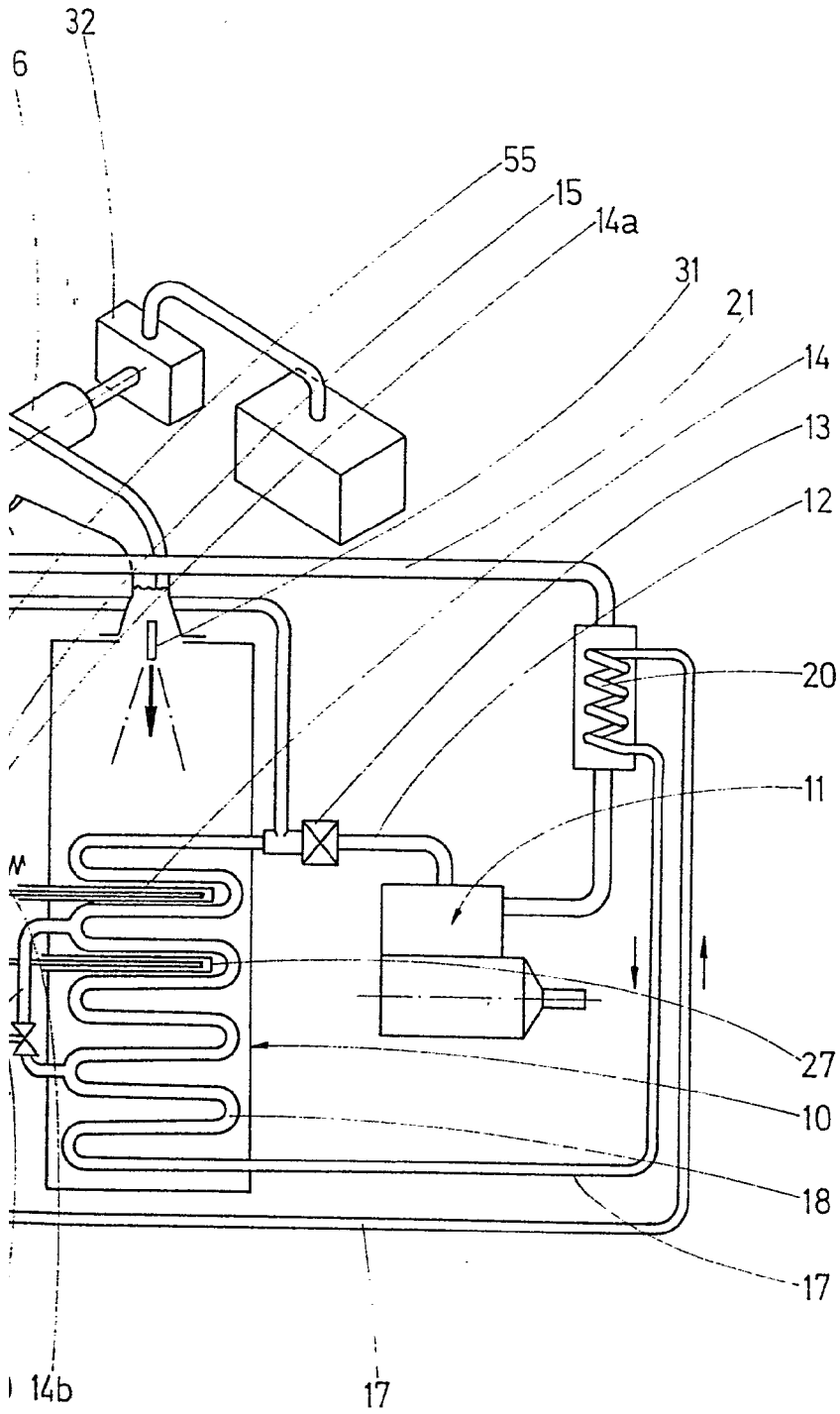


FIG. 1



[Handwritten signature]
R. E. Finkbeiner

15 JUL



Fig.2

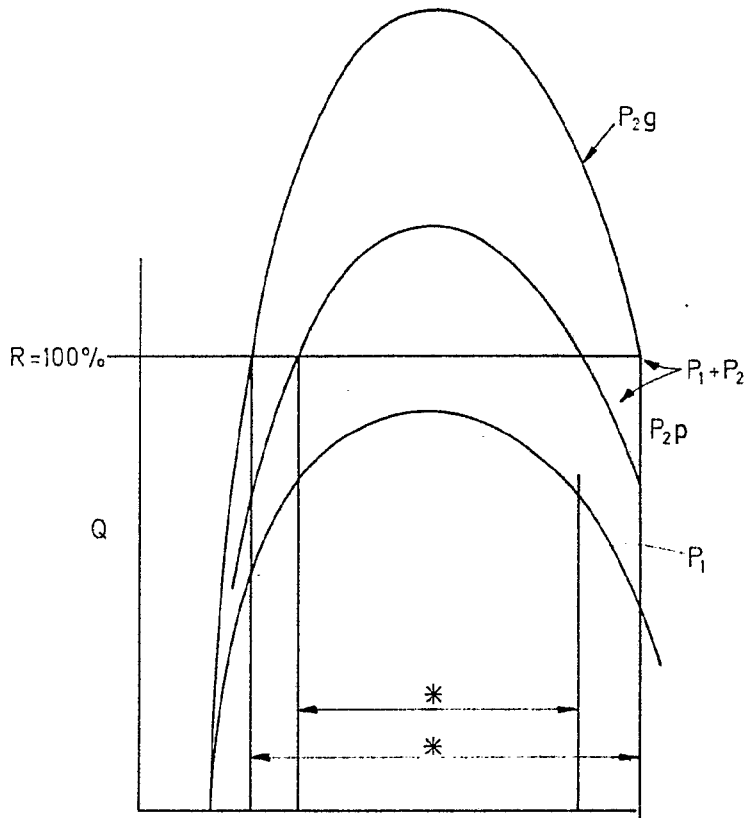
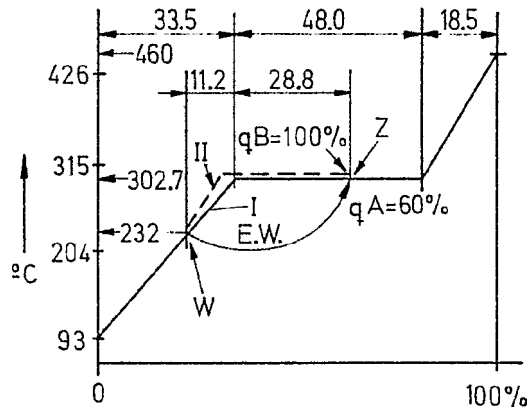


Fig.3

Alberto de Eizaburu
for Peder.



Fig.4

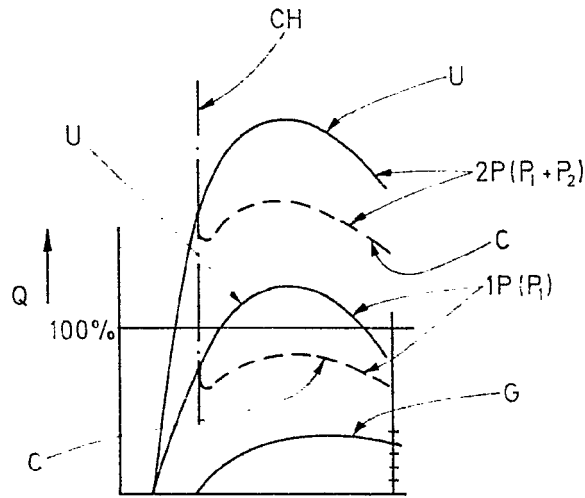
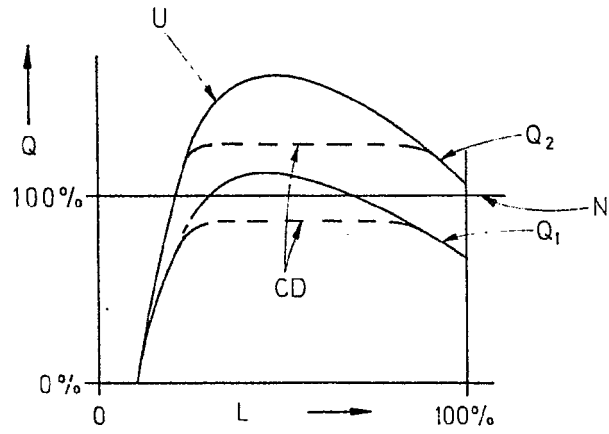


Fig.5

[Handwritten signature and illegible text]



15

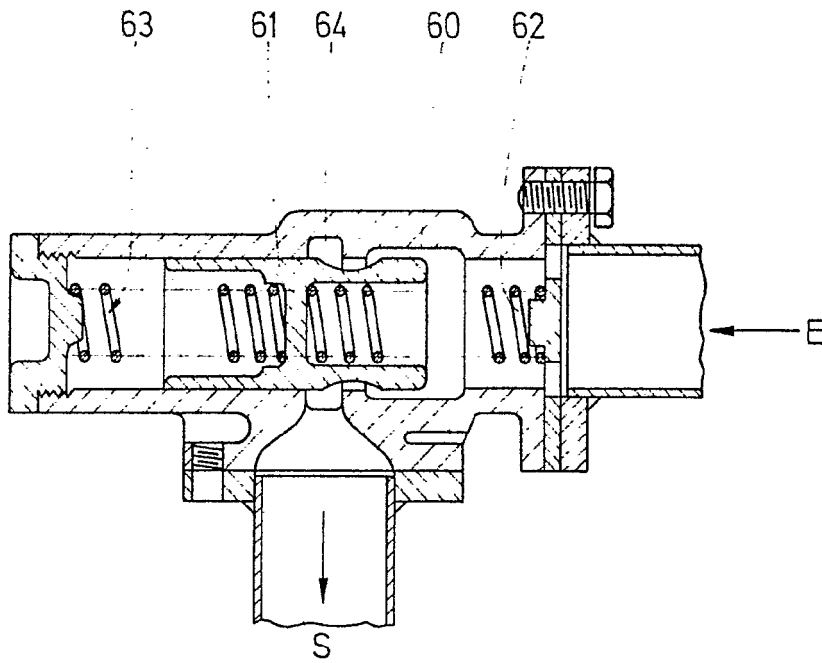


Fig.6

Alberic de Nizosuru
Por Poder.