

366098

P. - 41.295

W.E. Case

Nº 39.471

Memoria descriptiva

SECCION TECNICA
ASOCIACION I. P. C.
CLASE F 01
SOLICITUD



2 1969

28 MAY. 1969

para solicitar **PATENTE DE INVENCION**

por 20 años

a nombre de **WESTINGHOUSE ELECTRIC CORPORATION**

entidad / ~~de nacionalidad~~ norteamericana

con domicilio en 3 Gateway Center, Pittsburgh, Pensilvania,
Estados Unidos de América.

por: "UN SISTEMA PARA VIGILAR EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TUR-
BINA DE VAPOR" (Clase Internacional F01c)

28 MAY 1969



La presente invención se refiere a turbinas de fluido elástico, y más en particular a un sistema para vigilar el funcionamiento de una turbina de vapor.

5 El funcionamiento de cada uno de los diversos tipos de turbinas de vapor trae consigo generalmente la aplicación de límites a la velocidad a que es posible hacer variar el paso o gasto de vapor y/o la entalpía de vapor de entrada de la turbina, para el control de la velocidad, la carga u otra variable final, en consideración a la respuesta térmica y mecánica de la turbina. El diseño de las envolventes o cajas de las turbinas viene determinado en gran parte por la presión y la temperatura de trabajo del vapor, y el de los rotores de las turbinas viene determinado en gran parte por las fuerzas centrífugas de carga nominales de régimen permanente, a la máxima velocidad y con el par nominal de plena potencia, con la consideración adecuada de otros factores, entre los que se incluyen la rigidez lateral y las velocidades críticas de rotación. Ahora bien, la caja envolvente y el rotor de la turbina deben trabajar también con variaciones cíclicas y transitorias, en condiciones de vapor tales como las que intervienen al efectuarse una variación de velocidad de la turbina y/o una variación de carga de la turbina. El rotor debe también trabajar en condiciones transitorias de carga de fuerza centrífuga tales como las que intervienen en los arranques en frío, y en casos análogos. Los límites dinámicos o de velocidad de variación aplicados al funcionamiento de la turbina reflejan en gran parte consideraciones de carga o fatiga por dilatación y contracción térmica asociadas a variaciones en las condiciones del vapor.

10

15

20

25

30

28 MAY.



de entrada, y consideraciones de carga o fatiga por fuerza centrífuga asociadas a las variaciones transitorias de velocidad. Al hablar de "condiciones del vapor", se quiere hacer referencia aquí a la temperatura, la presión y otras características del vapor, incluido el gasto o caudal de paso.

Los límites de carga o fatiga térmica tienen particular significación, porque las velocidades de variación del nivel de trabajo de la turbina casi siempre, o por lo menos muy frecuentemente, dan por resultado unos gradientes de temperatura que hacen que algunas partes de las piezas metálicas de la turbina se dilaten y contraigan excediendo de su límite elástico en la mayoría de las aplicaciones de la técnica del ramo de las turbinas de vapor. Como consecuencia, el material estructural de las turbinas, y en particular el de la estructura del rotor de las mismas, experimenta los efectos de un historial de desarrollo de deformaciones plásticas transitorias y cíclicas al prolongarse el funcionamiento de la turbina.

Las consideraciones combinadas de las características de trabajo de la turbina que han de satisfacer incluso las mínimas necesidades de los usuarios de las turbinas, las propiedades termodinámicas del vapor que las hace funcionar, el tamaño de las turbinas y las propiedades mecánicas y térmicas de los materiales de que se componen las estructuras de las turbinas trabajan de consuno para hacer que la deformación plástica de los materiales de las turbinas sea consecuencia virtualmente inevitable del funcionamiento de las mismas.

La deformación plástica resultante en particular



del sometimiento a ciclos de temperatura tiene importancia para un funcionamiento racionalizado o controlado de la turbina, a causa de los daños por fatiga, y del eventual agrietamiento por fatiga, que determinan la duración o vida útil de trabajo de la turbina. Los daños por fatiga se acumulan con suma rapidez en los lugares más expuestos a las más amplias y más frecuentes variaciones de la temperatura del vapor. Es el dano por fatiga potencial para el material de estos lugares de la turbina el que de ordinario figura del modo más destacado en la aplicación de límites dinámicos al funcionamiento de las turbinas.

En las turbinas de vapor destinadas a grandes centrales eléctricas, por ejemplo, las variaciones de la temperatura del vapor en la zona de la cámara de impulsión ocasiona gradientes de temperatura del rotor que son causa, a su vez, de apreciable fatiga cíclica de deformación plástica del rotor, especialmente en y cerca de la superficie del rotor de la turbina, junto a la zona de la cámara de impulsión, y del modo más particular en la base de las paletas del rotor, el cierre hermético de laberinto u otras ranuras y gargantas que se hallen próximas a la zona de la cámara de impulsión, y ello como resultado de la concentración de esfuerzos térmicos producida por la geometría de las ranuras. En relación con las grandes turbinas de vapor actualmente empleadas en las centrales eléctricas, se ha observado agrietamiento por fatiga de deformación plástica del rotor en gran número de turbinas inspeccionadas, que tenían una edad de funcionamiento de siete años o más. Las grietas, en su mayor parte, oscilaban en profundidad hasta alrededor de 0,64 cm, aun cuando

28 MAY



se observó una grieta que tenía 12,7 cm de profundidad.

En general, las grandes turbinas de vapor no empezarán a presentar grietas en el rotor hasta que hayan funcionado en condiciones de carga cíclica durante cinco años, o más. Típicamente, en los rotores de 1800 rpm se desarrollan grietas más numerosas y más profundas, por ser aquellos de mayor diámetro y tener asociados mayores gradientes de temperatura y superiores esfuerzos térmicos. En la caja envolvente pueden ocurrir daños por fatiga, en las grandes turbinas de vapor para centrales eléctricas; pero estas turbinas tienen típicamente cajas de vapor por separado, y cámaras de toberas individuales independientes, y por lo tanto no se han observado en general agrietamientos en las envolventes. La consideración de los daños por fatiga en el rotor está adquiriendo cada vez más importancia en el funcionamiento de las turbinas, por la tendencia general a dar mayor tamaño a las turbinas de vapor.

La carga transitoria por fuerza centrífuga es, típicamente, de la máxima importancia en los lugares del rotor de la turbina donde es más alta la carga centrífuga de régimen permanente, tal como sucede en la sección de media presión de un sistema de turbina de vapor de gran potencia. En este último caso, llega el momento en que la carga de fuerza centrífuga de régimen permanente produce grietas por fluencia lenta o deformación progresiva, que han de distinguirse de las grietas por deformación plástica. Las limitaciones dinámicas apropiadas suelen ser convenientes para limitar la carga de fuerza centrífuga transitoria, particularmente en su combinación con la carga o

26 MAY.



fatiga térmica producida por gradientes de temperatura en el rotor. Por ejemplo, durante la puesta en marcha de una turbina de vapor de gran potencia, partiendo de su estado en frío, puede llegar a ser excesivo, de no limitarse, el esfuerzo total en la parte interior o ánima de la sección de alta presión, o de la sección de media presión. Esta carga de fatiga, según se sabe, ha llegado en ocasiones, durante el arranque de las turbinas, a ser tan grande como para ocasionar fracturas por fragilidad o falta de ductilidad, y reventones de rotor en las turbinas.

En las instalaciones de turbinas de la técnica ya conocida se viene recurriendo en la práctica a limitar el funcionamiento transitorio o dinámico de las turbinas en interés de la seguridad de trabajo y de una mayor duración o vida útil de la turbina, mediante el adecuado control de fiscalización, o mediante el uso de un regulador programado. En ambos casos interviene una previa toma de conciencia de la relación existente entre diversos regímenes o velocidades de variación del gasto de vapor y/o de la entalpía de vapor, y la magnitud y clase de los daños producidos en las piezas de la turbina por los esfuerzos térmicos y/o mecánicos de trabajo correspondientes. Se idean e instrumentan, pues, modos y prácticas de trabajo, sea mediante fiscalización o inspección por parte de uno o más operadores, sea mediante control de programa fijo, para limitar el funcionamiento dinámico de la turbina de manera general, destinada a reflejar la relación determinada que se menciona.

Se han realizado estudios de análisis térmicos y de esfuerzos, en unión del conocimiento del diseño concreto

28 M



de una turbina, para determinar las relaciones existentes entre el régimen de variaciones del vapor y los daños producidos en la turbina. En una comunicación de la técnica ya conocida, titulada "Prevención de las grietas por esfuerzos térmicos cíclicos en rotores de turbinas de vapor", de la que son autores W.R. Berry e I. Jonnsson, publicada en el Journal of Engineering for Power, Transactions ASME en julio de 1964, se presenta una información relativamente detallada en lo que concierne al análisis de esfuerzos térmicos y a los consiguientes danos por fatiga de deformación en el rotor. Otra comunicación anterior publicada bajo el título de "Control electrohidráulico para mejorar las disponibilidades y el funcionamiento de las grandes turbinas de vapor" y presentada por M. Birnbaum y E.G. Noyes en la Conferencia nacional de la energía ASME-IEEE celebrada en Albany, Nueva York, durante los días 19 al 23 de septiembre de 1965, muestra un sistema numérico de referencia empleado para limitar, mediante control por programa fijo, los regímenes de variación de la velocidad y la carga de las turbinas.

Otro de los métodos de la técnica ya conocida es el presentado en una comunicación titulada "Control automático electrónico de las turbinas de vapor con arreglo a un programa fijo" y publicada en la Brown-Boveri Review, vol. 51, nº. 3, marzo de 1964. Además de un control de programa fijo, el control automático de turbina allí descrito trae consigo mediciones de temperatura de la envolvente y un control de retroacción dirigido a la modificación de la velocidad y/o la carga dinámica sin sobrepasar las condiciones de esfuerzo admisibles en la caja envol-

28 MAY



vente.

Una de las deficiencias de la técnica ya conocida de control y funcionamiento dinámicos de las turbinas, y quizá la deficiencia de mayor entidad, a causa de la primerísima necesidad de protección del rotor de la turbina, y de la economía y eficacia del funcionamiento de ésta al satisfacer las necesidades de control de la variable final, ha surgido de la falta de conocimiento específico de la carga térmica efectiva del rotor y de la deformación plástica real y verdadera del rotor, así como de la acumulación efectiva de daños por fatiga en el rotor, como base sobre la cual fijar para el funcionamiento dinámico de la turbina unos límites encaminados con exactitud a restringir los efectos de daños en la turbina, incluida la acumulación de daños por fatiga en el rotor. Así, los controles y procedimientos fiscalizadores de trabajo de las turbinas, anteriores a este invento, se vienen caracterizan por un funcionamiento de limitación o restricción dinámica sólo aproximada, que implica un funcionamiento al mismo tiempo excesivamente conservador y excesivamente liberal en diferentes condiciones de trabajo de la turbina. La vida útil de la turbina y el rendimiento y economía de trabajo de la turbina han resultado así adversamente afectados por la limitada capacidad de la técnica ya conocida en cuanto a control y fiscalización dinámicos de la turbina en relación con las turbinas de grandes centrales eléctricas, así como con las turbinas en general. En el caso de las centrales eléctricas, la limitada capacidad dinámica de las turbinas de vapor viene dando lugar a una limitada capacidad de la central para satisfacer

28 MAY



las variaciones en los niveles de demanda de carga eléctrica.

Es objeto principal de la invención un sistema para fiscalizar el funcionamiento de una turbina de vapor, que permite prolongar la vida útil de la turbina a niveles variables de trabajo de la misma, así como el continuo registro de la deformación del rotor.

Teniendo en cuenta este objeto, la presente invención reside en un sistema para dirigir y supervisar el funcionamiento de una turbina de vapor, caracterizado por: unos medios de determinar la temperatura del vapor en una región prefijada, en relación de transmisión de calor con una parte preseleccionada del rotor de la turbina; medios de determinar la deformación térmica de por lo menos una parte del rotor en función prefijada de la temperatura del vapor en dicha región prefijada; medios de controlar las condiciones de vapor de la turbina en la región prefijada; y medios de restricción para obligar a dichos medios de control de las condiciones de vapor a limitar la velocidad de variación de la temperatura del vapor en la región prefijada, en función prefijada de la condición térmica de la parte del rotor.

La invención se irá desprendiendo más fácilmente de la siguiente descripción de una forma preferida de realización de la misma, dada a título de mero ejemplo con referencia a los dibujos adjuntos, en los cuales:

- la figura 1 es un esquema de conjunto de una turbina de vapor para central eléctrica de gran potencia, alimentada con vapor por medio de un sistema generador de vapor y que se hace funcionar en asociación con ciertos



dispositivos perceptores y de control, con arreglo a los principios del presente invento;

5 - la figura 2 es un esquema de un sistema de control por calculadora numérica programada, que se puede hacer funcionar con la turbina de vapor y sus dispositivos asociados de la fig. 1 con arreglo a los principios de la invención;

10 - la figura 3 representa una parte ampliada de una sección longitudinal efectuada en la parte de alta presión de la turbina de vapor de la fig. 1 y en ciertos dispositivos perceptores allí colocados;

15 - las figuras 4A y 4B representan unas porciones aún más ampliadas de la sección de la fig. 3, las cuales ilustran unos lugares tipo en los cuales podrían desarrollarse grietas por fatiga de deformación plástica del rotor;

20 - la figura 5 ilustra la manera en que la presión y la temperatura de vapor en la entrada de la turbina y la temperatura del vapor en la cámara de impulsión están relacionadas con el uso de datos tipo en una turbina de vapor de central de gran potencia concreta y específica;

25 - la figura 6 representa gráficamente unos fenómenos transitorios tipo de temperaturas para diversos lugares en una turbina de vapor de central eléctrica de gran potencia, al ser llevada la turbina a la velocidad de sincronismo y colocada en funcionamiento con carga de régimen permanente;

30 - la figura 7 ilustra un ciclo de temperatura típico en superficie del rotor, para una turbina de vapor de central eléctrica;

28 MA



5 - la figura 8 es una gráfica tipo de capacidad cíclica de fuerza/deformación plástica térmica, correspondiente a un funcionamiento cíclico como el de la fig. 7 para un rotor de turbina de vapor de central eléctrica de 3600 rpm, dotado de un diseño geométrico de gran capacidad de trabajo cíclico térmico;

10 - la figura 9 es un esquema de circulación de la lógica de fiscalización y control empleada en parte de un sistema de programación que hace funcionar el sistema de calculadora de la fig. 2 con arreglo a los principios de la invención;

- la figura 10 ilustra con mayor detalle, una parte de fiscalización y control de la dinámica de la turbina que forma parte del esquema de la figura 9; y

15 - la figura 11 ilustra gráficamente una de las maneras de poder limitar o constreñir de manera controlable las variaciones de paso y/o entalpía del vapor de la turbina, y a su vez la temperatura del vapor de la cámara de impulsión, en función de la deformación del rotor.

20 La fig. 1 muestra una gran turbina de vapor 10 de un solo recalentamiento, construida de manera ya conocida y que se hace funcionar y está regulada con arreglo a los principios de la invención, formando parte de una central eléctrica 12 alimentada con combustible fósil. De acuerdo con los principios de la invención pueden también controlarse otros tipos de turbinas de vapor, tales como las turbinas de extracción, las de reactores atómicos, las de contrapresión, etc.

30 La turbina 10 está provista de un único árbol o eje de salida 14, que mueve un generador 16 de corriente al-

28 MA



terna, de gran potencia y de tipo usual, para producir
energía eléctrica trifásica (o de otro número de fases)
medida por un detector usual de potencia 18. Típicamente,
el generador 16 está conectado (de manera no representa-
ca), por medio de uno o más disyuntores o interruptores
automáticos (tampoco representados) por fase, a una red
grande de alimentación de energía eléctrica, y así conec-
tado hace que la disposición de turbogenerador funcione
a velocidad de sincronismo en condiciones de régimen per-
manente. En condiciones de variación transitoria de la
carga eléctrica puede resultar afectada la frecuencia del
sistema, con los consiguientes cambios de velocidad del
turbogenerador. En sincronismo, la contribución de ener-
gía que el generador 16 entrega a la red viene normalmen-
te determinada por el gasto o paso de vapor que en este
caso se suministra a la turbina 10 a una presión de es-
trangulamiento esencialmente constante.

En este caso, la turbina 10 es del tipo de circula-
ción axial en varias etapas, e incluye una sección de alta
presión 20, una sección de media presión 22 y una sección
de baja presión 24. Cada una de estas secciones de turbi-
na puede incluir una pluralidad de etapas de expansión
proporcionadas por unos álabes estacionarios y un rotor
de paletas en cooperación, conectada éste al eje 14. En
otras aplicaciones, las turbinas accionadas con arreglo
al presente invento pueden tener otras formas, con más o
menos secciones conectadas en tandem a un solo eje, o aco-
pladas de manera compuesta a más de un eje.

El vapor de presión de estrangulamiento constante
para accionar o mover la turbina 10 viene desarrollado

28 MAY



5 por un sistema generador de vapor 26 habilitado en forma de caldera de tipo cilíndrico usual alimentada con un combustible fósil como, por ejemplo, carbón en polvo o gas natural. Desde un punto de vista generalizado, la presente invención puede aplicarse también a las turbinas de vapor asociadas a otros tipos de generadores de vapor, tales como los sistemas de caldera de reactor nuclear y los de caldera de pasada única.

10 La turbina 10, en este caso, es además del tipo de caja de vapor de dos extremidades, y el paso de vapor de entrada a la turbina se encamina a través de una pluralidad de válvulas de estrangulamiento y de regulación o de tobera, designadas en general como válvulas de entrada 25. Generalmente, las turbinas del tipo de caja de vapor de dos extremidades, y de otros tipos tales como el de caja de vapor de una sola extremidad o el de elevación de barra extrema, pueden implicar una gran diversidad en número y/o disposición de válvulas de entrada.

20 El método preferido de poner en marcha la turbina consiste en (1) aumentar la velocidad de la turbina desde la del mecanismo de giro de puesta en marcha, que es de aproximadamente 2 rpm, a alrededor del 80% de la velocidad de sincronismo, bajo el control de las válvulas de estrangulamiento; y luego (2) cambiar o pasar al control por válvulas reguladoras, y elevar la velocidad de la turbina al valor de sincronismo, cerrar los interruptores automáticos de la central y satisfacer la demanda de carga. Para la detención o parada se efectúan operaciones similares pero en orden inverso. Es posible emplear también 30 otros criterios o métodos de cambio en la práctica, pero



es improbable que se efectúe nunca el cambio de control a un punto de carga por encima del 40% de la nominal, por consideraciones de rendimiento o eficacia del estrangulamiento.

5 Una vez que el vapor ha pasado de las paletas de la primera etapa de impulsión a las de la última etapa de reacción de la sección de alta presión, se encamina a un sistema recalentador 28 asociado a la caldera 26. En la práctica, el sistema recalentador 28 podría típicamente
10 incluir un par de recalentadores conectados en paralelo, acoplados a la caldera 26 en relación de transmisión de calor, como se indica por medio del carácter de referencia 29, y asociados a lados opuestos de la caja o envolvente de la turbina.

15 Con un nivel de entalpía aumentado, el vapor recalentado sale del sistema recalentador 28 por la sección de turbina 22 de media presión y por la sección de turbina 24 de baja presión. De esta última, al vapor gastado se le da salida a un condensador 32, desde el cual se
20 encamina la circulación de agua (no indicada) de nuevo a la caldera 26. Para controlar el paso de vapor recalentado se prevén unas válvulas de vapor recalentado 33, que incluyen una o más válvulas de retención normalmente abiertas y una o más válvulas de interceptación, las cuales se
25 pueden hacer funcionar dando una modulación de reducción del paso de vapor recalentado, en condiciones de embalamiento o exceso de velocidad de la turbina.

30 En el sistema típico generador de vapor de caldera cilíndrica alimentada con combustible fósil, el sistema de control de la caldera regula las operaciones de ésta de ma

28



5 nara que la presión de estrangulamiento de vapor se man-
tiene sensiblemente constante. Un detector de presión de
estrangulamiento 38 de diseño usual apropiado mide la
presión de estrangulamiento, dando la seguridad de un su-
ministro de presión de estrangulamiento esencialmente cons-
tante; y, si así conviene, como función de control predom-
inante del sistema protector, por calculadora programa-
da, puede dirigirse la acción de control de la turbina al
control de la presión de estrangulamiento, así como o en
10 lugar del control de carga y/o de velocidad si la presión
de estrangulamiento cae fuera de límites prefijados de
protección de condensación y de seguridad de la turbina.
Un detector de presión de impulsión 40 desarrolla señales
para uso en el control por calculadora programada de la
15 carga de la turbina y, finalmente, de la carga eléctrica
de la central.

Para las válvulas de entrada 25 reguladoras y de es-
trangulamiento se prevén unos activadores 42 respectivos
de válvula, hidráulicamente accionados. También se prevén
20 activadores hidráulicamente accionados, indicados con el
número 44, para las válvulas 33 de interceptación y de
bloqueo o cierre. Una alimentación de fluido de alta pre-
sión 46, puesta en secuencia y vigilada por calculadora,
suministra el fluido hidráulico de control para hacer
25 funcionar mediante los activadores las válvulas 25 y 33.
Para las necesidades de lubricación de la central se dis-
pone por separado un sistema de aceite lubricante (no re-
presentado) fiscalizado por calculadora.

Los activadores respectivos 42 y 44 son de una for-
30 ma de construcción usual, y a su vez se hacen funcionar

28 MAY



5 por medio de unos mandos o controles de posición estabi-
lizadores correspondientes indicados con los números de
referencia 48 y 50, respectivamente. Estos controles in-
cluyen cada uno un regulador analógico de tipo usual, de
error de posición y con retroacción (no indicado en el di-
bujo), que acciona una servoválvula de activador apropia-
da, de tipo conocido (tampoco representada) de manera ya
conocida. El control de posición de las válvulas de inter-
ceptación del recalentamiento se aplica tan sólo, típica-
mente, cuando se necesita modular en reducción el paso
10 del vapor recalentado. El funcionamiento de las válvulas
de cierre o bloqueo no exige mando alguno de posición de
retroacción y, en cambio, está dirigido manualmente o por
commutadora con función usual de disparo u otra apropia-
da de urgencia.
15

Como la potencia de la turbina es proporcional al
gasto de vapor en la condición de control supuesta, de
presión de estrangulamiento de vapor esencialmente cons-
tante, la posición de las válvulas de vapor se gobierna
20 para tener un control del paso de vapor como variable in-
termedia, y de la velocidad y/o la carga de la turbina
como variables finalmente controladas. El funcionamiento
del activador da la posición de las válvulas de vapor,
previéndose unos detectores respectivos de posición de
25 válvula PDIV y PDRV para generar señales de retroacción
respectivas, de posición de válvula, a aplicar a los res-
pectivos controles de posición 48 y 50. Los detectores de
posición se prevén de la forma usual apropiada; por ejemplo
pueden hacer uso, como es corriente, de un funcionamiento
30 por transformador diferencial variable lineal, generando



señales de retroacción negativa, de posición, para la suma algébrica con unas señales respectivas SP de punto de ajuste o referencia de posición, en el desarrollo de las correspondientes señales de error de posición de entrada.

5 Los dispositivos combinados de control de posición, activador hidráulico, elemento detector de posición de válvulas, y otros diversos (no representados), constituyen un bucle de control de posición de válvulas de tipo local electrohidráulico, analógico, para cada válvula de vapor
10 de entrada, reguladora y de estrangulamiento. Los puntos de ajuste de posición SP se determinan por calculadora y se suministran a los respectivos bucles locales, siendo actualizados periódicamente. También se determinan puntos
15 de ajuste SP para los mandos de válvula de interceptación.

Se prevé un detector de velocidad 52 para determinar la velocidad del eje de la turbina, para el control de la velocidad, la determinación de los esfuerzos debidos a la fuerza centrífuga y el funcionamiento en límites
20 de la turbina, así como para los fines de control con participación de la frecuencia y, de preferencia también, para el cálculo de la conductancia de transmisión de calor de la superficie del rotor, cálculo asociado al control de la deformación térmica del rotor. El detector de velocidad 52, por ejemplo, puede estar realizado en forma de
25 detector de reluctancia (no representado) magnéticamente acoplado a una rueda de muescas (tampoco indicada en los dibujos) que hay en el eje 14 del turbogenerador. El equipo de percepción del procedimiento incluye además un detector de temperatura 54 del vapor de la cámara de impul-
30



28 MA

5 sión y unos detectores 56 de la temperatura de la caja
envolvente, todos los cuales se emplean en la determina-
ción de deformaciones térmicas y por carga en calculado-
ras programadas, del modo que más adelante se describe
con mayor detalle. Las señales analógicas y/o de impulsos
10 producidas por el detector de velocidad 52, el detector
de potencia 18, los detectores de presión 38 y 40, los
detectores de temperatura 54 y 56, los detectores de po-
sición de válvulas PDIV y PDRV y otros detectores (no re-
presentados específicamente) y contactos de estado (tam-
poco indicados de modo específico) se aplican todas a un
sistema de control 60 por calculadora numérica (fig. 2),
que proporciona el control de funcionamiento de la turbina
15 en régimen transitorio y en régimen permanente, a base
de tiempo real en línea, y desempeña además funciones de
vigilancia, establecimiento de secuencias, fiscalización,
aviso o alarma, presentación y registro.

El sistema de control 60 por calculadora numérica
20 programada hace funcionar la turbina 10 con mejores carac-
terísticas dinámicas de trabajo, y puede incluir un equi-
po físico usual en forma de ordenador central 62 y equipo
de comunicación o enlace de entrada/salida asociado, tal
como el puesto en el mercado por la Westinghouse Electric
Corporation bajo la denominación registrada de Prodac 50
25 (P50). En otros casos, tales como aquel en que la turbina
10, así como otras unidades de equipo de la instalación
o central, tales como el sistema generador de vapor 26, es
tán puestas todas bajo el control de la calculadora, puede
hacerse uso de un sistema de calculadora más grande, tal
30 como el puesto en el mercado por la Westinghouse Electric



Corporation bajo la denominación de Prodac 250; o bien de calculadoras por separado, como las calculadoras P50, para las respectivas unidades de instalación controladas. En este último caso, se logra la interacción del proceso de control uniendo entre sí las calculadoras separadas mediante enlaces de datos y/o por otros medios.

En general, el ordenador P250 hace uso, típicamente, de una memoria de núcleos magnéticos incorporada o integrada de 16.000 vocablos (de 16 bitios más el de paridad), con un tiempo de ciclo de 900 nanosegundos (900 ns), una memoria exterior de núcleos magnéticos de 12.000 vocablos o más de 16 bitios más el de paridad) con un tiempo de ciclo de 1,1 microsegundos, y una memoria masica de disco, de acceso aleatorio, de 375.000 vocablos o más (de 16 bitios más el de paridad). El ordenador P50, típicamente, hace uso de una memoria incorporada de núcleos magnéticos de 12.000 vocablos (de 14 bitios) con un tiempo de ciclo de 4,5 microsegundos.

El equipo de comunicación o enlace para el ordenador calculador 62 incluye un sistema de entrada 64 de tipo usual por cierre de contactos, que explora señales de contacto u otras similares representativas del estado de diversas condiciones del equipo y de la instalación. Tales contactos vienen indicados en general por el número de referencia 66, y podrían ser típicamente contactos de relés de inmersión en mercurio (no representados) que se hacen funcionar por medio de unos circuitos de excitación (tampoco representados) capaces de percibir o detectar las condiciones prefijadas asociadas a los diversos dispositivos del sistema. Se usan datos de contacto de estado en funciones lógicas de enclavamiento en programas



20

de control u otros, funciones de sistema de protección y de alarma, registros o anotaciones y vigilancia programados, registros de demanda, funciones de control de fiscalización manual 68 ejecutado en calculadora, etc.

5 El sistema de entrada 64 de cierre de contactos acepta asimismo señales numéricas de la referencia de carga designada con el número 70. La referencia de carga 70 puede ajustarse a mano, o bien puede venir suministrada automáticamente, por ejemplo, por una calculadora de despacho económica (no representada). En el modo de trabajo 10 dedicado a control de la carga, la referencia de carga 70 define el nivel de generación de megavatios deseado, y el sistema de control 60 de la calculadora hace funcionar la turbina 10 para suministrar la demanda de generación de energía. 15

El enlace de comunicación de entrada viene también proporcionado por un sistema analógico de entrada 72 de tipo usual que toma o muestrea señales analógicas de la instalación o central 12 a una velocidad o frecuencia pre 20 fijada, tal como la de quince puntos por segundo para cada entrada de canal analógico, y convierte las muestras de señal tomadas en valores numéricos, para su introducción en una calculadora. Las señales analógicas son generadas por el detector de potencia 18, el detector 40 de la presión de impulsión, los detectores de posición de 25 válvula PDIV y PDRV, los detectores de temperatura 54 y 56 y los diversos detectores analógicos 74, tales como el detector 38 de la presión de estrangulamiento (no representado específicamente en la Fig. 2), diferentes detectores del gasto de vapor, otros detectores de temperatura 30

28 MA



5 del vapor, detectores diversos de temperatura de trabajo del equipo, detectores de presión y temperatura del hidrógeno refrigerante del generador, etc. Un sistema '76 de entrada de impulsos de tipo usual efectúa la introducción en la calculadora de las señales de detector del tipo de impulsos, tales como las generadas por el detector de velocidad 52. Se usan reproducciones o duplicados de calculadora de las señales de entrada analógicas y de impulsos en la ejecución de programas de control, funciones de sistema de protección y de alarma, registros de demanda y programados, etc.

15 Unos dispositivos de entrada y salida de información se ocupan de la introducción y la salida de información codificada y no codificada. Entre estos dispositivos se incluye un sistema '78 de máquina lectora de cinta y máquina de escribir, de tipo usual, que se emplea con diversos fines, entre los que se comprende, por ejemplo, el de introducir el programa en la memoria de núcleos del ordenador central. También se dispone un sistema de teletipo 80 usual, que se emplea con fines entre los que se incluye, por ejemplo, el de escribir anotaciones o registros, como se indica con el número de referencia 82. Se utilizan asimismo dispositivos de presentación alfanumérica y/o de otros tipo 81, 83 y 85, para comunicar datos acerca de deformación del rotor en un momento dado, fatiga de deformación acumulada en el rotor, y otra información.

25 Se habilita un sistema de interrupción 84 de género habitual, provisto de equipo físico y circuitos apropiados para controlar la transferencia de entrada y salida de información entre el ordenador 62 de la calculadora

28 MAY 1969

y el equipo de entrada/salida, más lento. Así, se aplica al ordenador 62 una señal de interrupción cuando hay una entrada dispuesta para su introducción, o bien cuando se ha completado una transferencia de salida. En general, el ordenador central 62 actúa ante las interrupciones con arreglo a un programa ejecutivo de tipo usual. En algunos casos se acusa recibo de determinadas interrupciones en particular y se opera en consecuencia, sin limitaciones de prioridad de ejecución.

5

10

Para la calculadora se dispone de un sistema de enlace o comunicación de salida, por medio de un sistema de salida 86 por cierre de contactos, de tipo usual, que opera en combinación con un sistema de salida analógico de genero habitual y con un sistema de salida 90 de control de posición de válvulas. Al sistema de salida de control de posición de las válvulas va acoplado un control manual 92 que se puede hacer funcionar con aquél dando un control manual de la turbina durante los períodos de paro de la calculadora, y otros intervalos de tiempo convenientes.

15

20

Ciertas salidas numéricas de la calculadora se aplican directamente para efectuar acciones de control, determinadas por programa y gobernadas por contactos, sobre partes de equipo entre las que se incluyen los sistemas de lubricación y de fluido de válvulas de alta presión, como los indicados por el número de referencia 87, dispositivos de alarma 94 tales como zumbadores, y dispositivos de presentación, así como determinados dispositivos y sistemas auxiliares 96 de la central o la instalación, tales como el sistema de hidrógeno refrigerante de los ge

25

30

28 MAY



neradores. Las salidas de información numérica de la calculadora se aplican de igual modo directamente al impresor de cinta y al sistema de teletipo 80, y a los dispositivos de presentación 81, 83 y 85.

5 Otras señales de salida numéricas de la calculadora se convierten primero en analógicas mediante el funcionamiento del sistema de salida analógica 88 y del sistema de salida 90 de control de la posición de las válvulas. Las señales analógicas se aplican a continuación a
10 los sistemas y dispositivos auxiliares 96, los sistemas de fluido y de lubricación 87 y los controles de válvulas 48 y 50, para efectuar determinadas acciones de control del programa. Las respectivas señales aplicadas a los mandos 48 y 50 de las válvulas de vapor son las de punto
15 de ajuste de la posición de las válvulas (SP), de las cuales se ha hecho ya mención anteriormente.

 En la determinación de la deformación plástica del material de la turbina se emplea la detección de temperaturas, y se hace referencia a la fig. 3 para una ilustración más detallada de las partes más importantes y significativas de una disposición estructural ilustrativa para
20 la sección de alta presión 20 de la turbina y para la disposición preferida de detectores de temperatura en la turbina, a ésta asociada. La sección de alta presión 20
25 de la turbina incluye una pared cilíndrica de caja o envolvente 100 dentro de la cual hay un rotor 102 sostenido a rotación. La deformación de la envolvente en determinados lugares de ésta se basa en unas sondas de temperatura de la pared, internas y externas 104 y 106, de tipo usual
30 a base de termopar, que forman parte de los detectores



de temperatura de la envolvente.

En la sección de media presión 22 pueda emplearse también, por ejemplo, en el tubo de vapor de entrada, pero de preferencia en la cámara de vapor de entrada de media presión (no representada), un detector asociado de la temperatura del vapor (que no se ilustra específicamente pero se incluye formando parte de los detectores analógicos 78). Los datos de temperatura del vapor de media presión se usan en el cálculo de los esfuerzos térmicos del ánima del rotor, en la sección de media presión 22.

El vapor entra en la turbina 10 por una pluralidad de entradas 108 perifericamente dispuestas y unos bloques de tobera 105 asociados y se dirige a través de una etapa de control de impulsión compuesta con velocidad, que incluye dos filas de paletas de impulsión 107 y 109 del rotor y una fila de paletas estacionarias 111, entrando, hasta introducirlo en una cámara de impulsión 110. Como se indica por medio de las flechas de circulación, el vapor invierte luego su sentido de circulación y pasa por las paletas de reacción 112 en las etapas sucesivas de la sección de alta presión. La envolvente 100 soporta apropiadamente una sonda de termopar 114 usual, para medir la temperatura del vapor en la cámara de impulsión. Hay una sección ficticia o simulada 116 que incluye unos anillos de cierre hermético 113 y unas tiras de cierre hermético 113A (fig. 4A) reforzados por muelle, que proporcionan una acción de cierre hermético contra el excesivo escape de vapor en sentido axial por la zona interfazial entre el eje giratorio del rotor y la estructura estacionaria cir-



cundante de la turbina.

En las figs. 4A y 4B, que son unas vistas más ampliadas de las áreas 115 y 117 de la fig. 3, se ilustran los surcos periféricos 118 y 120 de cierre hermético de laberinto, así como un surco periférico 122 de paleta de rotor, y unas grietas tipo de ratiga respectivas 124, 126 y 128 que pueden desarrollarse en la base de los surcos 118, 120 y 122 tras la acción prolongada de ciclos de deformación plástica térmica originada por variaciones de temperatura del vapor de la cámara de impulsión. En otros casos, los surcos de soporte de las paletas podrían ser axiales, en lugar de periféricos. En todo caso, la importancia y significación de los surcos rotóricos o de otras características estructurales semejantes de la superficie del rotor o sus proximidades está en el efecto de concentración de fuerzas de los mismos; es decir, un mayor esfuerzo térmico en estos lugares va asociado a una mayor probabilidad de que se formen grietas por fatiga de deformación plástica en estos lugares.

En general, las grietas por fatiga se desarrollan en la dirección de los surcos, por ser en dirección transversal a ésta donde tiene lugar la concentración de esfuerzos de manera más significativa.

Antes de pasar a considerar el funcionamiento de la calculadora programada, se estima conveniente dar una explicación más detallada del análisis de esfuerzos térmicos y deformación plástica del rotor, y su relación con la dinámica de la turbina. El esfuerzo térmico o termo esfuerzo en la superficie del rotor y en especial en los surcos o similares de dicha superficie tiene importan

5 cia, porque es en este lugar donde los gradientes de temperatura del rotor ocasionados por variaciones en la temperatura del vapor circundante producen el máximo esfuerzo térmico en el rotor, y la máxima deformación plástica por fatiga térmica en el rotor. El esfuerzo térmico en el ánima tiene importancia principalmente durante el arranque en frío y en condiciones similares, donde la carga transitoria combinada centrífuga y térmica del ánima puede llegar a ser excesiva, a menos de poner límites al funcionamiento de la turbina.

10

 La fatiga térmica y deformación plástica por el calor en la superficie del rotor tienen suma importancia cerca de la región de la cámara de impulsión, porque es aquí donde son más grandes a consecuencia de ser más amplias las variaciones de temperatura del vapor ambiente. Para determinar esta fatiga y/o deformación de la superficie del rotor, es necesario determinar la temperatura de la superficie del rotor cerca de la región de la cámara de impulsión. La temperatura de la superficie del rotor se determina, como más adelante se describe, partiendo de la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión y la transmisión de calor en la superficie del rotor. Por ser muy grande la transmisión de calor entre el vapor ambiente de la cámara de impulsión y la superficie giratoria del rotor a elevadas velocidades de la turbina, la temperatura T_S de la superficie del rotor es sensiblemente igual a la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión, excepto durante la puesta en marcha y la parada en condiciones de relativamente poco gasto de vapor y baja presión, y reducida velocidad de rotación. La tem

15

20

25

30



peratura T_I del vapor de la cámara de impulsión, a su vez, puede variar ampliamente con los cambios de gasto o paso de vapor de entrada, aunque la entalpía de vapor de entrada se mantenga constante.

5 Respecto a la sección de media presión 22 de la turbina 10, la transmisión de calor en la superficie del rotor es menor que la que hay en la sección de alta presión 20, a diversas velocidades de la turbina, a causa de la reducida densidad y presión del vapor. Para los cálculos de esfuerzo térmico del ánima, la determinación de la temperatura de la superficie del rotor en la región de entrada del vapor de la sección de media presión 22 se basa en la temperatura medida del vapor de la cámara de entrada de media presión, y en la variable y menor transmisión de calor en la superficie del rotor de media presión. La transmisión de calor en media presión es una función prefijada de la velocidad de la turbina, similar a la función que más adelante se indica para la transmisión de calor de alta presión, en la superficie del rotor de alta presión. Además, la transmisión de calor en media presión se sigue determinando asimismo de referencia en función del gasto de vapor de media presión y, posiblemente, de la densidad o presión de este vapor de media presión; es decir, $(K_{IS})_{IP} = f(w_S, SF, P_{IP})$, donde w_S es la velocidad efectiva de la turbina, SF es el gasto de vapor de media presión (vapor de IP) y P_{IP} es la presión del vapor de media presión. Unos detectores adecuados del gasto y la presión del vapor (no ilustrados específicamente en los dibujos) se emplean en el bloque 78 para proporcionar los datos de paso y presión del vapor de media presión neces

10

15

20

25

30



rios para el cálculo de K_{IS} .

5 En general, la relación existente entre la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión y las condiciones del vapor de entrada se ilustra en la fig. 5 para una turbina de vapor de gran potencia proyectada para una presión de vapor de entrada de 169 kg/cm^2 y una temperatura del vapor de entrada de 538°C . Una vez determinada la entalpía del vapor de entrada, por la presión y la temperatura del vapor de entrada, se tiene la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión, tomándola de la intersección de los valores de entalpía del vapor y gas-
10 to de vapor.

El esfuerzo en la superficie del rotor puede determinarse del modo expuesto en la mencionada comunicación de Berry y Johnsson. En términos resumidos, las funciones de escalón transitorias de calefacción y enfriamiento y las funciones transitorias lineales de calefacción y enfriamiento de la variación de temperatura del vapor ambiente son de interés primordial, puesto que son las que
15 más comúnmente aparecen o se encuentran, y ya que es posible utilizar los principios de superposición para construir otros fenómenos transitorios especiales partiendo de ellas. Además, el esfuerzo térmico de superficie es proporcional a la diferencia entre la temperatura T_S de la superficie del rotor y la temperatura \bar{T} volumétrica
20 média del rotor. Como más adelante se describe con mayor detalle, el control por calculadora programada implica de preferencia el cálculo de la deformación E_S de superficie del rotor, y es igualmente proporcional a la diferencia
25 entre T_S y \bar{T} .
30

28 MAR



5 En general, con un fenómeno transitorio de escalón de caldeo o enfriamiento, la máxima tensión o esfuerzo de superficie del rotor tiene lugar en o cerca del instante
10 cero, y es proporcional a la magnitud de la variación de la temperatura ambiente. El esfuerzo de superficie decae desde el valor de cresta del tiempo cero, a medida que las temperaturas del interior del rotor se acercan a la de la superficie del rotor, a regímenes o velocidades que dependen de las dimensiones y forma geométrica del rotor, generalmente cilíndrico, y de sus propiedades térmicas. Para el transitorio lineal de caldeo o enfriamiento, el esfuerzo térmico en superficie es inicialmente cero, y
15 aumenta con la creciente diferencia entre T_s y \bar{T} a medida que la velocidad de variación de la temperatura interior se va retrasando respecto a la velocidad de variación de la temperatura de superficie. Al continuar el proceso transitorio lineal, llega finalmente a alcanzarse un estado en que las temperaturas ambientes de la superficie y del interior varían a la misma velocidad. A esto se denomina estado cuasipermanente con diferencia constante entre T_s y \bar{T} y esfuerzo térmico constante en la superficie del rotor, dependiente de la velocidad de variación de la temperatura ambiente.

25 En un caso tipo de variación de carga en una turbina de vapor de central eléctrica, el proceso transitorio lineal termina a un nivel final de temperatura ambiente de vapor de régimen permanente cuando se ha efectuado la variación de carga deseada. Por lo general, la terminación del transitorio tiene lugar antes de llegarse al estado cuasipermanente. Así, la diferencia entre T_s y \bar{T} es
30



máxima en el punto usual de terminación del transitorio lineal, definiendo el máximo esfuerzo térmico de superficie para el transitorio. El máximo esfuerzo depende tanto de la magnitud como de la velocidad de la variación de la temperatura de vapor ambiente, y para rapidísimas variaciones se aproxima al caso límite del transitorio de escalón.

Para mejor inteligencia del comportamiento cíclico del esfuerzo térmico y la deformación plástica por el calor en la superficie del rotor, en la fig. 6 se da una representación gráfica, respecto al tiempo, de la temperatura del vapor de estrangulamiento, la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión, la temperatura T_S de la superficie del rotor, la temperatura T_B del ánima del rotor y la temperatura \bar{T} volúmica media del rotor, representación que abarca la puesta en marcha y la aplicación de carga de una turbina de vapor grande típica de 50,5 cm de diámetro y 3600 rpm para una central eléctrica. El rotor se halla inicialmente a 204°C, con vapor de estrangulamiento de 399°C a disposición en el instante de arranque. Tras el estrangulamiento y la expansión, el vapor de entrada llega a la cámara de impulsión a 274°C, y el rotor se somete a un transitorio de escalón de caldeo, seguido de un transitorio lineal de caldeo durante el período de puesta en marcha. Durante este período de puesta en marcha, la respuesta de temperatura de la superficie del rotor, indicada por la curva 13C, es lenta a causa de la poca conductancia de la superficie a velocidades reducidas y presión subatmosférica en la cámara de impulsión. La respuesta de temperatura del ánima del rotor, indicada

28 MAY 1954



por la curva 132, es aún más lenta. La respuesta de la temperatura \bar{T} volumétrica media se representa en la curva 134.

5 Inmediatamente antes de llegar a la velocidad de sincronismo, la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión decae, a causa del cambio a admisión parcial, al trasladarse el control desde las válvulas de estrangulamiento a las reguladoras. Si el control del sincronismo y de la aplicación de carga inicial se hace mediante válvulas
10 de derivación de estrangulamiento en la turbina, la caída de temperatura del vapor viene lugar más tarde, con un efecto más pronunciado sobre la temperatura de la superficie del rotor al cambiar a admisión parcial.

15 Tras la sincronización, la temperatura del vapor de estrangulamiento puede subir rápidamente con el aumento del gasto de vapor y del régimen de encendido, al aplicar el 5% de carga a la turbina. La temperatura T_S de la superficie del rotor, en este momento, es casi igual a la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión, con
20 la mayor conductancia de superficie asociada al mayor gasto y presión de vapor y a la mayor velocidad del rotor. En este ejemplo, se mantiene el 5% de carga hasta que se estabiliza la subida de temperatura del vapor de estrangulamiento, y se aplica carga entonces a velocidad aproximadamente uniforme, a medida que el vapor de estrangulamiento se lleva a la temperatura de régimen nominal. Este
25 aumento de carga, por consiguiente, aplica al rotor de la turbina un fenómeno transitorio lineal de caldeo. En este caso, la respuesta de temperatura del rotor alcanza la
30 condición o estado de régimen cuasipermanente durante el



período de carga.

La importancia principal del trabajo cíclico de esfuerzos térmicos y deformación plástica en el rotor durante las variaciones de velocidad y/o de carga de la turbina, o más generalmente durante las variaciones de gasto y/o entalpía del vapor de entrada en la turbina, es la de dar por resultado daños cumulativos por fatiga en el rotor. En la fig. 7 se ilustra un ciclo típico diario de "techo llano" de la temperatura T_1 del vapor de la cámara de impulsión, la temperatura T_2 de la superficie del rotor y la temperatura \bar{T} volumétrica media del rotor, en una turbina de vapor de gran potencia para central eléctrica, como resultado de una variación de carga en la turbina tal como la ocasionada por el funcionamiento a plena carga durante el día y con carga reducida durante la noche.

A causa de la variación cíclica de temperatura de la superficie del rotor, producida por los fenómenos transitorios de caldeo y enfriamiento aplicados al rotor de la turbina, las fibras de la superficie del rotor sufren un efecto cíclico de histéresis, de esfuerzos y deformaciones, que depende en parte de las propiedades del material del rotor, el cual puede ser, por ejemplo, del acero de aleación Cr-Mo-V usualmente empleado. Así, se producen tensiones o esfuerzos térmicos de compresión en el intervalo de deformación plástica durante la parte 136 de caldeo del ciclo, esfuerzos térmicos residuales durante la parte 138 del ciclo, esfuerzos térmicos de tracción comprendidos en el intervalo de deformación plástica durante la parte 140 de enfriamiento del ciclo, y nuevos esfuer-

28 MA



zos térmicos residuales durante la parte 142 del ciclo. La anchura del bucle de histéresis de esfuerzos-deformaciones así formado representa la deformación plástica correspondiente al ciclo. Con ciertas pequeñas variaciones lentas del gasto y/o entalpía del vapor de entrada, no es probable que la variación de temperatura del vapor sobrepase en sus efectos el límite elástico de esfuerzos del material, y entonces, probablemente, casi desaparece la deformación plástica de la superficie del rotor. Ahora bien, la mayoría de los ciclos de trabajo de la turbina en su funcionamiento normal implica, desde luego, deformación plástica.

Otros diseños de variación térmica cíclica de la temperatura de la superficie del rotor producirán bucles de histéresis similares, y la correspondiente deformación plástica cíclica de la superficie del rotor. En las turbinas de centrales eléctricas hay otro diseño cíclico tipo de variación de la temperatura de la superficie del rotor, y es el sensiblemente sinusoidal producido por las acciones de control de la frecuencia que se emprendan.

En la fig. 8 se ilustra una gráfica de capacidad de fatiga cíclica, para los ciclos de "techo llano" de variación de la temperatura en la superficie del rotor, como el de la fig. 7. Esta gráfica muestra el número de ciclos de deformación plástica necesarios, en diferentes circunstancias o características de trabajo, para producir el agrietamiento de surcos en el rotor de 58,5 cm de diámetro y 3600 rpm, proyectado geométricamente de modo que tenga una gran capacidad de ciclos térmicos de trabajo. Los rotores de mayor diámetro traen consigo una mayor

28 MAR



inercia térmica y, por consiguiente, una escala de tiempos más extensa que la ilustrada en la fig. 8.

El diseño de "techo llano" de variación cíclica de la temperatura en la superficie del rotor, asociado a la gráfica de capacidad de fatiga ilustrada, está representado por el ideal que se indica en la parte superior de la fig. 8. En general, se produce un calentamiento lineal a lo largo de un período Δt , a partir de una primera temperatura de superficie de rotor, de régimen permanente; se produce un equilibrio y conservación de la temperatura en la superficie del rotor, a un segundo nivel de régimen permanente, igual a la temperatura inicial de régimen permanente de la superficie del rotor más ΔT_S ; se produce un enfriamiento lineal a lo largo de un período Δt ; y se llega a nuevo equilibrio y conservación, al nivel de la primera temperatura de régimen permanente de la superficie del rotor. Las magnitudes y velocidades de caldeo y enfriamiento se han hecho iguales para mayor sencillez de la representación, aunque en el caso general de aplicación del invento estas cantidades pueden ser variables. Para utilizar la gráfica de la fig. 8, se determinan la variación de temperatura ΔT_S de la superficie del rotor, y los intervalos Δt de caldeo y enfriamiento, tomándose entonces de las curvas 144 el número N de ciclos necesarios para llegar al agrietamiento por fatiga del rotor. De igual modo, puede determinarse N partiendo de las curvas de lugar geométrico 146 cuando se conoce la velocidad de variación de la temperatura de la superficie del rotor, y se aplica a lo largo del intervalo Δt .

La deducción de la gráfica de la fig. 8, partiendo



de la resistencia y otras propiedades del material del rotor y de la determinación de esfuerzos cíclicos del rotor se describe en la mencionada comunicación de Berry y Johnson. Pueden deducirse gráficas similares para la característica de capacidad de fatiga cíclica respecto a otras fuentes de daños por fatiga: es decir, otros diseños de ciclo de temperatura de la superficie del rotor, tales como los sinusoidales.

Partiendo de diversas gráficas de capacidad de fatiga cíclica, se determinan los daños por fatiga identificando primero el tipo de ciclo (es decir, de "techo llano", sinusoidal, etc.) y determinando luego la capacidad o número N de ciclos de fatiga, a partir de las gráficas de capacidad de fatiga cíclica correspondientes, basándose en valores particulares de variación de temperatura en la superficie del rotor y velocidad de variación de la misma, y duración del transitorio de temperatura, o sus equivalentes. A continuación, se determina el daño por ciclo $1/N$. El daño acumulativo por fatiga es igual a la suma de los valores correspondientes a $1/N$ durante el transcurso del uso de la turbina. Cuando este valor acumulativo llega a la unidad, se espera teóricamente que se produzca el agrietamiento por fatiga de la superficie del rotor. Este agrietamiento por fatiga, pues, podría resultar de relativamente pocos ciclos de gran daño por fatiga, de un gran número de ciclos de pequeño daño por fatiga, o de cualquier combinación de diferentes ciclos de daños por fatiga.

La práctica típica de la técnica ya conocida trae consigo la determinación de la vida o duración deseada



5 para la turbina en cuanto a fatiga de deformación plástica, así como la determinación de alguna restricción o limitación rija por programa fiscalizador o de control sobre el funcionamiento cíclico de la turbina, de tal modo que el daño acumulativo resultante por fatiga del rotor, calculado como predicción partiendo de las gráficas de capacidad de fatiga cíclica y del régimen cíclico limitado planeado para la turbina, se adapte con probabilidad a la duración o vida útil de trabajo deseada para la turbina. Como ya se ha indicado, ese procedimiento viene resultando sólo aproximado, con las consiguientes desventajas en cuanto a precisión, eficacia y economía de funcionamiento de la turbina.

10 Con referencia ahora al funcionamiento por computadora programada, se emplea un sistema programador de control para hacer funcionar el sistema de calculadora 60. Dicho programador incluye programas de control y otros afines, así como ciertos programas usuales de gobierno interior encaminados al control interno del funcionamiento del propio sistema calculador. Entre estos últimos se incluyen los siguientes:

(1) Programa ejecutivo de prioridad:

Regula el uso de los circuitos del ordenador. En general, lo hace a base de una clasificación de prioridad de todos los programas de control y de gobierno interior, y algunos de los diversos géneros de interrupción. Se determina y deja transcurrir el programa o la rutina de interrupción de máxima prioridad, cuando se vaya a efectuar un cambio en las instrucciones programadas sometidas a ejecución. Algunas rutinas de interrupción



transcurren exteriormente a la estructura de prioridad co-
mo ya se ha dicho, en particular cuando en ello intervien-
gan motivos de seguridad y/o protección de un equipo cos-
toso.

5 (2) Exploración analógica:

Ejecución periódica para la introducción de
determinadas entradas analógicas, convertidas por el sis-
tema de entrada analógica 72 y guardadas en el registro
regulador-separador de entrada analógica.

10 (3) Exploración de contactos de estado:

Ejecución periódica para la introducción de
determinadas entradas de contactos de estado.

(4) Programa de introducción de programadores:

15 Su ejecución bajo demanda permite al operador
de la calculadora introducir información en la memoria
de la calculadora.

(5) Rutina de diagnóstico:

Se ejecuta al producirse una interrupción por
mal funcionamiento del sistema de la calculadora.

20 Los programas de control y afines del sistema de
programación incluyen los siguientes:

(1) Anotación (registro) de datos:

25 Ejecución periódica o bajo demanda, para sali-
da escrita de determinados sucesos y valores paramétrici-
cos.

(2) Aviso (alarma):

30 Ejecución periódica y de interrupción de trata-
miento, para hacer funcionar los dispositivos de alarma
94 y otros del sistema, y para fiscalizar y/o inhabilitar
los programas de posicionamiento de válvulas y otros pro-



gramas de control.

(3) Presentación:

Ejecución periódica y bajo demanda, para la presentación visual (alfanumérica o gráfica) de determinados valores y/o tendencias de los parámetros.

5

(4) Programa de flujo de válvulas de alta presión:

De ejecución periódica, para control de rescali-
zación.

(5) Programa del sistema de lubricación:

10

De ejecución periódica, para control de rescali-
zación.

(6) Programas de sistemas y dispositivos auxiliares:

De ejecución periódica, para control de rescali-
zación.

15

(7) Programa de control de posición de las válvulas de vapor de entrada:

De ejecución periódica, para fines de control.

(8) Subprograma de limitación de carga y aeromación térmica del rotor de la turbina:

20

Funciona formando parte del programa de control de posición de las válvulas de vapor de entrada, para limitar la velocidad de variación del gasto de vapor de entrada, para un funcionamiento más seguro, más prolongado y mejor en general, de la turbina.

25

(9) Programa de control de posición de las válvulas de vapor de recalentamiento:

Ejecución durante y después de una demanda de alarma por embalamiento.

30

La presente invención implica primordialmente la puesta en funciones del subprograma de limitación de car

28 MAY.



ga y deformación térmica del rotor de la turbina, y la descripción específica del sistema de programación que aquí se da adicionalmente estará limitada, por lo tanto, al programa de control de posición de las válvulas y al subprograma de limitación del rotor incluido. En las figs. 9 y 10 se dan unos esquemas de circulación, que incluyen ciertos algoritmos en representación del contenido lógico fundamental del programa de control de posición de las válvulas de vapor, indicado en general por el número 145, y del subprograma de limitación indicado en general con el número 156. Los programas efectivos introducidos en el sistema de calculadora 60 están codificados en lenguaje de máquina, partiendo de esquemas de circulación más detallados que se derivan, a su vez, de los representados en las figuras.

Antes de la puesta en marcha, la turbina 10 es movida por un motor a la velocidad del mecanismo de arranque, de unas 2 rpm, para reducir al mínimo el par de iniciación del arranque y mantener recto el eje. Para poner en marcha la turbina 10, se aplica una señal de arranque a la calculadora 62, por ejemplo, mediante el accionamiento del mando manual 68. El arranque es permitido por el funcionamiento del sistema de programación si se satisfacen determinadas condiciones permisivas de la lógica de enclavamientos, tales como, por ejemplo, las de que el sistema generador de vapor funcione normalmente, la presión de estrangulamiento de vapor esté al valor deseado, los seccionadores de la energía eléctrica estén abiertos, las válvulas de vapor de la turbina en las posiciones de arranque, el sistema de fluido de alta presión funcionando nor

28 M

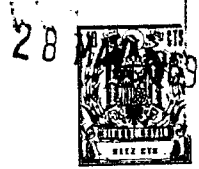


malmente, etc..

5 Así preparado el arranque, se ejecuta periódicamente el programa de control 145 de la posición de las válvulas de vapor (a razón, por ejemplo, de una vez por segundo), para desarrollar acciones de posicionamiento de las válvulas de vapor encaminadas primero a poner la turbina 10 a la velocidad de sincronismo y luego a controlar la carga de la turbina.

10 Como se indica por medio del bloque 147, la corrección u_3 de retroacción de velocidad de la turbina viene determinada por el producto de la ganancia g y $\Delta\omega$, que es la diferencia entre una velocidad de referencia w_R y la velocidad real y efectiva w_3 de la turbina. En este ejemplo, la referencia de velocidad w_R permite aproximadamente 15 la variación de la velocidad de la turbina dentro de unos límites dinámicos prefijados, y viene determinada por una curva o función en rampa, de velocidad de la turbina en relación con el tiempo, función correspondiente al arranque (o a la parada) y almacenada en una calculadora. La ganancia g corresponde a la regulación de velocidad deseada para el sistema. La regulación de velocidad g podría ser, por ejemplo, de 3%; es decir, un 3% de exceso de velocidad a plena carga de la turbina da lugar 20 al cierre total de las válvulas de vapor 25 de entrada de la turbina. La forma numérica de la corrección de velocidad u_3 está, pues, expresada en tanto por ciento, y como tal proporciona ventajas en el modo de trabajo de control de la carga.

30 Con el control 60 de la calculadora en el modo de arranque o de parada, el bloque de programa 148 dirige la



5 ejecución del programa al bloque 150, el cual determina una demanda D_{SM} de posición de válvulas con máxima variación de velocidad, que caracteriza dinámicamente al sistema de control con una limitación de la velocidad a la que es posible hacer variar el gasto de vapor de entrada a la turbina, para un control de la velocidad de rotación de la turbina. En la aplicación de esta acción limitativa al régimen de variación de la velocidad de la turbina, la demanda de limitación D_{SM} actúa de modo efectivo como compensación de retroacción sobre la referencia o función en rampa de velocidad w_R , lo que implica una limitación dinámica en sentido directo, pero sólo aproximada.

10 Si la turbina lo está ya trabajando a la velocidad de sincronismo, el bloque de programa 148 dirige la ejecución del programa al bloque 152, donde partiendo de la referencia de carga γ_0 , o D_L , se determina la demanda de carga D_R calibrada en velocidad. El bloque 154, a continuación, determina la demanda D_M de posición de válvulas para la máxima variación de carga, que dinámicamente caracteriza al sistema de control con una limitación del régimen o velocidad a que es posible hacer variar el gasto de vapor de entrada a la turbina, para el control de la carga de la turbina. Al aplicar esta acción limitativa a la velocidad de variación de la carga de la turbina, la demanda de limitación D_M actúa efectivamente como limitación dinámica de retroacción en el bucle de control de la carga, que en su forma preferida es un bucle de control de acción o alimentación directa. Los bloques 150 y 154 contienen algunas etapas comunes de ejecución, y constituyen el subprograma 156 de limitación de la aplicación.



de carga y la deformación del rotor de la turbina, que se ilustra con mayor detalle en el esquema funcional o por bloques de la fig. 10.

Trabajando en el modo de control de la velocidad de arranque y de parada, la demanda total de posición de válvulas de vapor D_S viene determinada en un bucle cerrado de retroacción de velocidad, y se hace igual a una función predefinida de d_S , o bien queda limitada por D_{SM} en determinadas condiciones de aplicación de carga o de deformación térmica del rotor. D_{SM} puede ser una variable numérica, y en este caso, de preferencia, o permite la variación en rampa de w_R , o bien inhabilita esta variación en rampa cuando se vaya a imponer una limitación a la variación de velocidad. El movimiento de las válvulas de vapor viene entonces determinado por una magnitud de error de velocidad basada en un valor fijo de velocidad de referencia, hasta que desaparece la acción limitativa. La determinación de D_{SM} significa, en efecto, hacer D_S igual a la función predefinida de d_S , manteniéndose w_R constante.

De igual manera, trabajando en el modo de control de carga, la demanda D_C de posición total de válvulas de vapor viene determinada en el bloque 157 partiendo de D_R , o bien se halla limitada por D_M en determinadas condiciones de aplicación de carga o deformación térmica del rotor, concretamente cuando D_R es mayor que D_M . La determinación de D_C se hace de preferencia partiendo de una caracterización estática presente en el bucle de control de carga, de acción directa, y se calibra luego, en cuanto a carga, pasando a ser D_{PC} a base del error de presión en la cámara de impulsión, en el bloque 158. En general, la



caracterización estática del bloque 157 define el posicionamiento total de las válvulas de vapor necesario para satisfacer la demanda D_L , o la D_M si D_L está bajo limitación. El bloque 158 corrige, por esta acción compensadora, toda caracterización secundaria o cualquier otro error.

La demanda total de posición de válvulas D_S o D_{PC} se distribuye entre las válvulas 25 de vapor de entrada del bloque 160 con arreglo a un baremo prefijado. A continuación, se determinan en el bloque 162 los respectivos valores numéricos del punto de ajuste de posición de las válvulas de entrada, inmediatamente antes de terminarse la sucesión del programa.

Cuando se está ejecutando el subprograma 156 de limitación dinámica, para determinar las demandas de posición de las válvulas de vapor para máxima variación de carga o máxima variación de velocidad, para el bloque 150 o 154, se determina primero en el bloque 164 (fig. 10) el esfuerzo térmico E_S de superficie del rotor, con arreglo a la ecuación.

$$E_S = \frac{\eta \alpha}{1 - \nu} (\bar{T} - T_S)$$

donde α = coeficiente de dilatación térmica,

η = factor de concentración de deformaciones, y

ν = coeficiente de Poisson.

Se prefiere que la deformación térmica E_S sea la condición térmica del rotor determinada, sobre la cual se va a emprender la acción fiscalizadora o de control en el funcionamiento de la turbina, por ser ésta la variable fundamen

28 MAY 1954



tal que interviene en la producción del uso acumulativo por ranga. Si así conviene, es posible determinar otras condiciones térmicas del rotor, tales como el esfuerzo térmico del rotor, y tratarlas adecuadamente al calcular los datos de fiscalización o de control.

5

La temperatura T_S de la superficie del rotor puede hacerse igual a la temperatura detectada T_I del vapor de la cámara de impulsión en ciertas condiciones de trabajo justificativas, es decir, cuando la transmisión de calor K_{IS} en la superficie del rotor tenga un valor adecuadamente elevado. Este puede ser el caso para la mayoría de los ciclos de turbina de vapor tipo, para centrales eléctricas, como el representado en la fig. 7, y para la mayoría de otros ciclos similares.

10

15

Para aquellos períodos de trabajo en los que la transmisión de calor del vapor al rotor sea demasiado reducida para justificar que se hagan iguales T_S y T_I , y se desee una mayor exactitud, como sucede, por ejemplo, durante el arranque y la parada de la turbina, o bien durante períodos de trabajo normales en otras aplicaciones de turbinas que impliquen una variación de la velocidad de trabajo, la temperatura T_S de la superficie del rotor puede determinarse automáticamente en función de variables entre las que se incluyen la temperatura del vapor de la cámara de impulsión y el coeficiente K_{IS} de transmisión de calor del vapor ambiente al rotor. De preferencia, la transmisión de calor en la superficie del rotor de alta presión se determina como función prefijada de la velocidad del rotor, es decir $(K_{IS})_{HP} = f(w_S)$, y la temperatura de la superficie del rotor se calcula partiendo de la tem

20

25

30

28 MAY



peratura T_I del vapor ambiente y del valor calculado para K_{IS} de la manera que más adelante se describe. Trabajando en el modo de control de carga, K_{IS} , tal como se calcula a partir de $f(w_S)$, sería en esencia normalmente constante y lo bastante elevado para hacer $T_S = T_I$. En general, la transmisión de calor en la superficie depende principalmente de la velocidad de la turbina y del gasto de vapor, y secundariamente de la presión y/o de la densidad del vapor, y de otras magnitudes termodinámicas. De esta generalización es de donde se han deducido las funciones preferidas $(K_{IS})_{HP}$ y $(K_{IS})_{IP}$.

El bloque 164 permite determinar la temperatura volumétrica media \bar{T} del rotor. Esta operación se basa en el análisis normal de transitorios de gradiente térmico en un cilindro, expuesto en el libro de G.M. Dusinbena titulado "Análisis numérico del flujo de calor", editado en 1949 por McGraw-Hill. En términos generales, el rotor se divide matemáticamente en cierto número preseleccionado de anillos sucesivos de igual extensión radial y numerados radialmente hacia dentro. Los anillos respectivos tienen unas capacidades caloríficas $C_1 \dots C_n$ correspondientes, y unas conductancias de flujo térmico respectivas $K_{12}, K_{23}, \dots, K_{(n-1),(n)}$ entre anillos, a ellos asociadas.

Para el paso o flujo de calor entre el vapor ambiente y el anillo de superficie del rotor, a través de la conductancia térmica K_{IS} de la superficie (película), y entre los pares de anillos primero/segundo y sucesivos, yendo hacia dentro del rotor y a través de las respectivas conductancias entre anillos, se plantean unas ecuaciones, en las que intervienen las capacidades calórfi-



cas de los anillos, en función de las temperaturas del vapor y de los anillos en el instante t_0 y de las temperaturas de los anillos al cabo de un intervalo de tiempo Δt , o en el instante $t_0 + \Delta t$. En cada una de estas ecuaciones, se despeja la temperatura del anillo en un instante dado ($t_0 + \Delta t$), en función de las demás magnitudes de la ecuación. El valor calculado para T_s es el utilizado para T_s en el bloque 164. A base de esos valores de temperatura de los anillos en un instante dado se calcula la temperatura volumétrica media \bar{T} del rotor en ese mismo instante, como sigue:

$$\bar{T} = \frac{C_1 T_1 + \dots + C_n T_n}{C_1 + \dots + C_n}$$

15

donde: C_1 = capacidad calorífica del anillo de superficie

T_1 = temperatura actual (en un instante dado) del anillo de superficie, igual a $T_s = f(K_{TS}, T_1)$

C_n = capacidad calorífica del anillo n

20

T_n = temperatura actual del anillo n .

25

Determinada \bar{T} , se resta T_s de \bar{T} , y esta diferencia se multiplica por el coeficiente de dilatación térmica α y por un factor de concentración de deformaciones η que hace el cálculo aplicable a la base del surco o garganta donde se concentran la deformación y los esfuerzos térmicos. La cantidad resultante se divide a continuación por $(1 - \nu)$, donde ν es el coeficiente de Poisson, obteniéndose así la deformación E_s en la superficie del rotor. Si el esfuerzo térmico S_s en la superficie es la cantidad calculada, en lugar de la deformación térmica E_s , se modifi-

30



ca la ecuación del bloque 164, incluyendo el módulo de elasticidad E como multiplicador adicional de la diferencia $(\bar{T} - T_S)$. Además, se emplea un factor de concentración de esfuerzos en lugar del factor γ de concentración de deformaciones.

La deformación de superficie E_S determinada se guarda como indica el bloque 166, siguiéndose la pista de los sucesivos valores de deformación E_S procedentes de sucesivas series de programa, para determinar la actividad de deformación cíclica. De preferencia, sólo se identifican de la operación de seguimiento los ciclos de deformación importantes o más significativos, y el bloque 168 calcula los daños por fatiga de deformación plástica en el rotor, asociados a cada ciclo identificado. El cálculo de los daños se hace determinando N (anteriormente definido) a partir de los datos almacenados de la gráfica de capacidad de fatiga cíclica, una vez averiguado el tipo de ciclo de deformación del rotor y las características de trabajo en el ciclo.

El bloque 170 actúa de sistema contabilizador de los daños por fatiga de superficie en el rotor, ya que va sumando los valores de daño sucesivamente determinados, hasta dar un total de daños por fatiga en el rotor en movimiento. Los dispositivos de presentación 81 y 83 pueden mostrar la deformación de superficie calculada E_S en el rotor, en un momento dado, y el daño acumulado por fatiga de superficie del rotor, según lo vaya señalando el programa, o bien a demanda del operador. En general, la efectividad del procedimiento de acumulación de fatiga en el seguimiento de los daños por fatiga en el rotor en un



momento dado depende de las normas empleadas en la identificación de ciclos de deformación, es decir, del género de selección utilizado para determinar qué ciclos han de contar para los daños, y cuáles no se han de tener en cuenta. Por ejemplo, en las turbinas de vapor para centrales eléctricas, los ciclos identificados podrían ser solamente uno por día, con una selección muy basta, y en estas y similares aplicaciones los bloques 168 y 170 funcionarían con muy poca frecuencia.

De convenir así, es posible aplicar un bucle de control de limitación cerrado (no representado) al control básico, en un sentido de fiscalización a largo plazo, basado en el daño acumulado por fatiga de deformación en el rotor, del bloque 170. Por ejemplo, el límite de deformación E_{SL} del bloque 184 podría modificarse, andando el tiempo, en función del total de daños calculado.

El detector 54 de temperatura del vapor en la cámara de impulsión, y la disposición para determinar la deformación E_S de superficie del rotor y, si así se desea, para registrar y acumular daños por fatiga cíclica, pueden disponerse por separado en forma de paquete o sistema de instrumentos, útil para el trabajo de fiscalización de la turbina cuando no se desea un control de limitación automática de deformaciones en bucle cerrado. En ese caso, la salida del detector de temperaturas de vapor de la cámara de impulsión y la salida del detector de velocidad de la turbina se acoplan a unos medios calculadores apropiados, capaces de ejecutar la operación programada descrita para el bloque 164 y, de convenir así, para los bloques 166, 168 y 170. La calculadora de instrumentos puede



ser de tipo analógico, analógico-numérico, o numérico, de usos especiales. La combinación de instrumentos resulta especialmente útil para turbinas antiguas ya instaladas, donde sea posible obtener una mejor fiscalización del funcionamiento mediante el conocimiento, por parte del operador, de las condiciones reales de trabajo de deformación del rotor y los daños efectivos por fatiga de deformación del rotor. Pueden emplearse sistemas de instrumentos similares para determinar las condiciones de esfuerzos y/o deformación térmicos en las secciones de media presión de grandes turbinas, así como en turbinas que no sean para centrales eléctricas.

En el presente caso, se obtiene un funcionamiento limitativo dinámico de la deformación por fatiga de la superficie del rotor, en bucle cerrado, mediante ejecución del programa 145 y del subprograma 156. Así, tras la determinación de la deformación efectiva E_S , se determina en el bloque 172 un límite de deformación E_{SL} de la superficie del rotor. Este puede ser, y para mayor sencillez así es en este caso, un valor fijo basado en consideraciones de proyecto y de duración o vida útil. Ahora bien, en la práctica general, el límite de deformación E_{SL} puede ser un valor determinado por una función prefijada, o bien puede ser un valor seleccionado de entre una tabla de valores que correspondan cada uno a un grupo prefijado de condiciones determinables por calculadora. En el caso de una acción de límite de deformación variable, los daños por fatiga de deformación del rotor pueden revisarse automáticamente a medida que aumentan, para diversas condiciones de trabajo para las cuales se prejuzga que la



ganancia total de ajustar la turbina a mayor velocidad compensa el mayor coste de daños por fatiga en el rotor.

En los bloques 174 y 176 se determinan las aplicaciones de carga tanto térmica como centrífuga en el ánima, para las secciones de alta y media presión, 20 y 22, de la turbina. En cada caso se determina el esfuerzo térmico en el ánima, a partir de los gradientes de temperatura del rotor ocasionados por el funcionamiento transitorio de la turbina y calculados a base de la temperatura media en el vapor y de otros datos, de manera semejante a la del procedimiento del bloque 164; y de los datos de velocidad de la turbina obtenidos del detector de velocidad 52 se determinan los esfuerzos centrífugos. El bloque 178 suministra un límite de aplicación de carga combinado que es un valor fijo determinado, o bien, como en el bloque 172, una table jerárquica de valores correspondiente a la aplicación de carga permitida en diferentes grupos, determinables por calculadora, de condiciones de trabajo.

Igualmente, en el bloque 180 se calcula la deformación de la pared de la envolvente de alta presión, a base de las lecturas de temperatura procedentes de los detectores de temperatura 56 de la envolvente. El bloque 182 da un límite, fijo o de otro tipo, de deformación de la envolvente.

Como las variaciones de la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión son la causa primaria de los gradientes de temperatura aplicados al rotor, y éstos a su vez producen deformación y esfuerzos en la superficie del rotor, se determina en el bloque 184 un máximo permiti-

28 MAY



tido de velocidad de variación de T_I , en función prefija-
da de la deformación de superficie E_S , calculada en el
bloque 164. Para poner un límite a la velocidad de varia-
ción de T_I , se limita finalmente la velocidad de variación
de entalpía y/o como en este caso, el gasto de vapor de
entrada. En este ejemplo, la máxima velocidad de variación
permitida $(dT_I/dt)_M$ se hace igual a una función de la re-
lación o cociente, expresado en tanto por ciento, entre
la deformación de superficie E_S real y efectiva y la deor-
mación límite E_{SL} procedente del bloque 172.

En general, si, como suele ser el caso, el fabrican-
te de la turbina tiene asignadas o recomendadas, por expe-
riencia, unas máximas velocidades de variación de T_I fi-
jas y permitidas, correspondientes a las velocidades máxi-
mas de caldeo y enfriamiento, puede admitirse el máximo
enfriamiento si la superficie del rotor está experimentan-
do una deformación compresiva a consecuencia de un transi-
torio previo de caldeo; e igualmente puede admitirse un
máximo de calentamiento si la superficie del rotor está
sometida a deformación por tracción a consecuencia de un
transitorio de enfriamiento anterior. Si la superficie
del rotor está a compresión, el grado o extensión de esa
compresión determina si se necesita un máximo de veloci-
dad de variación de T_I en calentamiento, o alguna veloci-
dad menor. Si la superficie del rotor está sometida a
tracción, el grado o extensión de esa tracción determina
si se necesita el máxima de velocidad de variación de T_I
en enfriamiento, o alguna velocidad más reducida.

Estas consideraciones se reflejan en la fig. 11,
que ilustra una función relativamente sencilla y aproxi-



nada, y sin embargo eficaz, para determinar $(dT_I/dt)_M$ en el bloque 184. Así, la curva llena 186 permite el valor máximo de $(dT_I/dt)_M$ para valores de T_I en calentamiento o crecientes, para todas las relaciones porcentuales de deformación a la tracción, y hasta el 50% de relación de deformación a la compresión. Entre el 50% y el 100% de relación de deformación compresiva, la velocidad de variación en aumento de T_I permitida cae linealmente hasta cero. De igual modo, la curva de trazo interrumpido 188 permite el máximo valor de $(dT_I/dt)_M$ para valores decrecientes o de enfriamiento de T_I , para todas las relaciones porcentuales de deformación compresiva, y hasta el 50% de relación de deformación a la tracción. Entre el 50% y el 100% de relación de deformación a la tracción, la velocidad de variación en disminución de T_I permitida cae linealmente a cero. En este caso, las curvas 186 y 188 se superponen en la región 187. Las partes proporcionales lineales de las curvas 186 y 188, en efecto, implican una predicción en el sentido generalizado de que el nivel de deformación existente en el rotor, aun cuando no sea excesivo todavía, exige probablemente una reducción en la velocidad de variación de la temperatura del vapor.

En la determinación de la velocidad de variación permitida para la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión pueden emplearse, naturalmente, otras funciones con o sin características de predicción. Tales funciones pueden o no tener un "techo llano" como la del bloque 187, y además pueden o no tener un máximo valor fijo de velocidad de cambio para T_I , como la del bloque 187; es decir, podría nacerse que la velocidad de variación más



alta permitida tuviera distintos valores, bajo diferentes grupos o combinaciones de condiciones de trabajo.

Si el sistema de control está en el modo de trabajo con carga determinado en el bloque 190, y si después de
5 comparar los resultados de los bloques 180 y 182 el bloque 192 determina que la deformación de la envolvente es demasiado elevada, el valor máximo de $(dT_I/ut)_M$ determinado en el bloque 184 se reduce en una magnitud pre fijada en el bloque 194. A continuación se determina la velocidad de variación efectiva de T_I en un momento dado, partiendo de los datos de temperatura y tiempo detectados, y se compara con el valor máximo permitido calculado en el bloque 196. Si el valor real y efectivo de dT_I/ut es
10 igual o mayor que el máximo permitido, el bloque 196 calcula la máxima demanda D_M de posición de carga de las válvulas de vapor. Si la deformación de la envolvente está dentro de límites, la ejecución del programa pasa directamente del bloque 192 al bloque 196.

Cuando el sistema de control esté trabajando en el
20 modo de control de velocidad, en el bloque 198 se hace la determinación de si la deformación de la envolvente es demasiado alta, de manera semejante a la descrita para el bloque 192, y también de si la aplicación de carga al ánima, bien en la sección de alta presión o bien en la de
25 media presión de la turbina, es demasiado elevada, a base de combinar las determinaciones de aplicación de carga de los bloques 174 y 176 y comparar las combinaciones con las determinaciones límite del bloque 178. El cálculo de aplicación de carga al ánima se incluye en el modo de trabajo
30 relativo al control de velocidad, por tener especial

28 MAY 1969



significación e importancia durante los arranques en frío y casos similares. Si la aplicación de carga al ánima o la deformación de la envolvente es excesiva, el valor máximo $(dT_I/dt)_M$ determinado en el bloque 184 se reduce en una magnitud prefijada en el bloque 200.

Como en el caso de la limitación de carga, se calcula la la velocidad de cambio de T_I efectiva y se compara con el máximo valor permitido calculado de $(dT_I/dt)_M$ en el bloque 202. Si la velocidad de variación efectiva de la temperatura es igual o mayor que el valor máximo permitido, el bloque 202 determina D_{SM} ; es decir, en este caso detiene el crecimiento en rampa de w_R en el bloque 147. Cuando la deformación en la envolvente y la aplicación de cargas en el ánima estén dentro de límites, la ejecución del programa pasa directamente del bloque 198 al bloque 202.

En la determinación de D_M y, en el caso general, de D_{SM} , la máxima velocidad de variación de la temperatura del vapor $(dT_I/dt)_M$ se convierte en una máxima demanda de posición de las válvulas de vapor, que haga que las válvulas de vapor 25 se sitúen, partiendo de las posiciones dadas en un momento dado y pasando a otras, a una velocidad tal que haga que el gasto de vapor varíe con rapidez no mayor que la correspondiente al valor máximo $(dT_I/dt)_M$. Esto es, manteniendo la temperatura y la presión del vapor de entrada y, por lo tanto, la entalpía de vapor de entrada, esencialmente constantes en esta aplicación, se limita la velocidad de posicionamiento de las válvulas de vapor, impidiendo que la velocidad de variación del gasto de vapor sobrepase cualquier valor que haga que la veloci-

28 MAY 1969



dad de variación de la temperatura T_I del vapor de la cámara de impulsión exceda del máximo $(dT_I/dt)_M$. Las válvulas 25 de vapor de entrada, por conveniencia, se situán en valores de punto de ajuste con ganancia ligeramente su-
percrítica, y por esta y otras razones es preferible limi-
5 tar la velocidad de variación dT_I/dt de la temperatura del vapor de la cámara de impulsión, limitando para ello el nivel de demanda de posición D_S o D_C hecho en los bucles de control de posicionamiento, como ya se ha indica-
do en el presente caso. Ahora bien, si se desea emplear
10 funciones específicas distintas de las indicadas para los bloques 192 y 202, es posible emplear, por ejemplo, un control de ganancia de bucle en los bucles de control local analógico de posicionamiento de válvulas o en los bu-
cles de control de posición de válvulas por calculadora
15 numérica directos (no representados), con el fin de imponer limitaciones dinámicas directas en el posicionamiento de las válvulas de vapor y a su vez en la variación de
velocidad y/o de aplicación de carga de la turbina, cuan-
do haya de limitarse la velocidad de variación dT_I/dt de
20 la temperatura.

Como consecuencia de la aplicación del presente in-
vento, se mejora en general el funcionamiento de las tur-
binas de vapor, y más concretamente se le hace más preci-
25 so, más eficaz y más económico. Realizada la invención en forma de bucle de control cerrado, se amplía el grado de mejora o perfeccionamiento. El sistema preferido de control por calculadora numérica programada proporciona eco-
nómicamente la capacidad que se necesita para un eficaz
30 funcionamiento del sistema de control.



28

Se hace posible la prolongación de la vida útil de las turbinas, mediante una fiscalización y/o un control más exactos de la fatiga de deformación plástica del rotor. Esta economía se obtiene, en unión de un mejor rendimiento, en un control de funcionamiento de las turbinas encaminado a satisfacer demandas de carga, de velocidad o de otra variable finalmente controlada. El funcionamiento con limitaciones dinámicas se perfila y ajusta mejor, permitiendo un funcionamiento dinámico óptimo o casi óptimo de la turbina, en especial en las aplicaciones en centrales eléctricas y otras análogas, donde sea probable que las variaciones del nivel de trabajo de la turbina, siendo importantes, exijan a menudo una aplicación de limitaciones. La optimización conseguida viene ligada en cierto sentido a las normas que tenga el operador para la acumulación de fatiga por deformación plástica en el rotor. Las limitaciones de aplicación de carga al ánima y deformación de la envolvente se combinan de modo compatible con la limitación de deformación en el rotor, en el control de limitaciones dinámicas.

La presente solicitud que corresponde a la presentada en Estados Unidos de América, con fecha 19 de Abril de 1968, bajo el Número 722.790, se acoge a los beneficios del artículo 51 del vigente Estatuto sobre Propiedad Industrial.



REIVINDICACIONES

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

5 1.- Un sistema para vigilar el funcionamiento de una turbina de vapor, caracterizado por: unos medios de determinar la temperatura del vapor en una región prefijada, en relación de transmisión de calor con una parte pre-
10 seleccionada del rotor de la turbina; medios de determinar la deformación térmica de por lo menos una parte del rotor en función prefijada de la temperatura del vapor en dicha región prefijada; medios de controlar las condiciones de vapor de la turbina en la región prefijada; y me-
15 dios de restricción para obligar a dichos medios de control de las condiciones de vapor a limitar la velocidad de variación de la temperatura del vapor en la región prefijada, en función prefijada de la condición térmica de la parte del rotor.

20 2.- El sistema de la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que dichos medios de controlar las condiciones de vapor incluyen medios que al funcionar controlan el paso de vapor por la región prefijada; y de que dichos medios de restricción obligan a dichos medios de control
25 del paso de vapor a limitar la velocidad de variación del paso de vapor en la región prefijada.



3.- El sistema de la reivindicación 2, caracterizado por el hecho de que dichos medios de regular o controlar el paso de vapor comprenden unas válvulas de vapor y medios de controlar en posición dichas válvulas de vapor; estando dichos medios de restricción destinados a obligar a dichos medios de control de posición de las válvulas a limitar la velocidad de variación del paso de vapor en la región prefijada.

4.- El sistema de la reivindicación 3, caracterizado por el hecho de que la turbina de vapor es una turbina de central eléctrica grande; la región de vapor prefijada es la cámara de impulsión de la turbina; dichos medios de controlar la posición de las válvulas constituyen un bucle de control de posición de las válvulas; dichos medios de regular el paso de vapor incluyen además medios de determinar la demanda de posición de las válvulas en velocidad para dicho bucle de control de la posición, en el modo de trabajo de control de la velocidad; el sistema tiene medios de determinar la demanda de posición de las válvulas de carga para dicho bucle de control de la posición en el modo de trabajo de control de la carga; y dichos medios de restricción obligan a uno de dichos medios de determinar la demanda de posición y de gobernar la posición de las válvulas a restringir la velocidad de variación del paso de vapor en la cámara de impulsión.

5.- El sistema de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4 inclusive, caracterizado por el hecho de que la deformación térmica se determina por comparación entre la condición térmica momentánea y un límite prefijado de la condición térmica, y de que dichos medios de determinar



28

la deformación térmica incluyen medios de percibir la velocidad de la turbina y medios de percibir la temperatura de la superficie del rotor.

5 6.- El sistema de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5 inclusive, caracterizado por preverse medios de determinar la fatiga de deformación plástica térmica total del rotor con arreglo a una función predefinida de la condición térmica de dicha parte del rotor.

10 7.- El sistema de hacer funcionar una turbina de vapor de la reivindicación 6, caracterizado por preverse medios de acumular registros de la fatiga de deformación plástica del rotor.

15 8.- El sistema de hacer funcionar una turbina de vapor según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizado por el hecho de preverse además medios de determinar la carga térmica y la carga centrífuga respectivas del árbol del rotor por lo menos para una determinada parte del rotor, y de preverse medios de determinar la carga del árbol o eje del rotor partiendo de las cargas térmica y centrífuga, comunicándose la información de dichas cargas a dichos medios de restricción.

20 9.- El sistema de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8, caracterizado por el hecho de que dichos medios de determinar y de controlar y de restringir incluyen un sistema de calculadora numérica programada.

25 10.- El sistema de la reivindicación 9, caracterizado por el hecho de que la condición térmica de la superficie del rotor viene determinada por la cantidad $\frac{\eta\alpha}{1-D}$ ($\bar{T} - T_s$), donde T_s es la temperatura de la superficie del rotor, \bar{T} es la temperatura media volumétrica del rotor, α



es el coeficiente de dilatación térmica, α es el coeficiente de Poisson, η es un factor de concentración, y la cantidad T_g es una función prefijada de la temperatura del vapor en la cámara de impulsión.

5 11.- El sistema de la reivindicación 9 o 10, caracterizado por un sistema de programación para hacer funcionar dicho sistema de calculadora numérica, sistema de programación que tiene memorizada por lo menos una condición térmica prefijada de al menos una parte del rotor,
10 como función prefijada de la temperatura del vapor; y por unas acciones restrictivas para la aplicación de variaciones de posicionamiento de las válvulas de vapor como función prefijada de la condición térmica del rotor.

15 12.- El sistema de la reivindicación 11, caracterizado por el hecho de que la condición térmica del rotor es función de la relación de la condición térmica de la superficie del rotor, hasta un límite prefijado de la condición térmica de la superficie del rotor.

20 13.- El sistema de la reivindicación 12, caracterizado por el hecho de que la acción de restricción se hace función constante de la relación de condición térmica de la superficie del rotor en todo un intervalo prefijado, entre de valores de la misma a compresión y a la tracción, y la acción de restricción se hace inversamente proporcional a la magnitud de la relación de condición térmica de
25 la superficie del rotor, para valores a compresión y tracción mayores que los que definen el intervalo de función constante de la relación.

30 14.- Un sistema para vigilar el funcionamiento de una turbina de vapor.

28



Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y para los fines especificados.

La presente Memoria consta de sesenta y una hojas escritas a máquina por una sola de sus caras.

Madrid, 28 MAY. 1969

P. A.

Alfonso de Vizcarra
Formentor

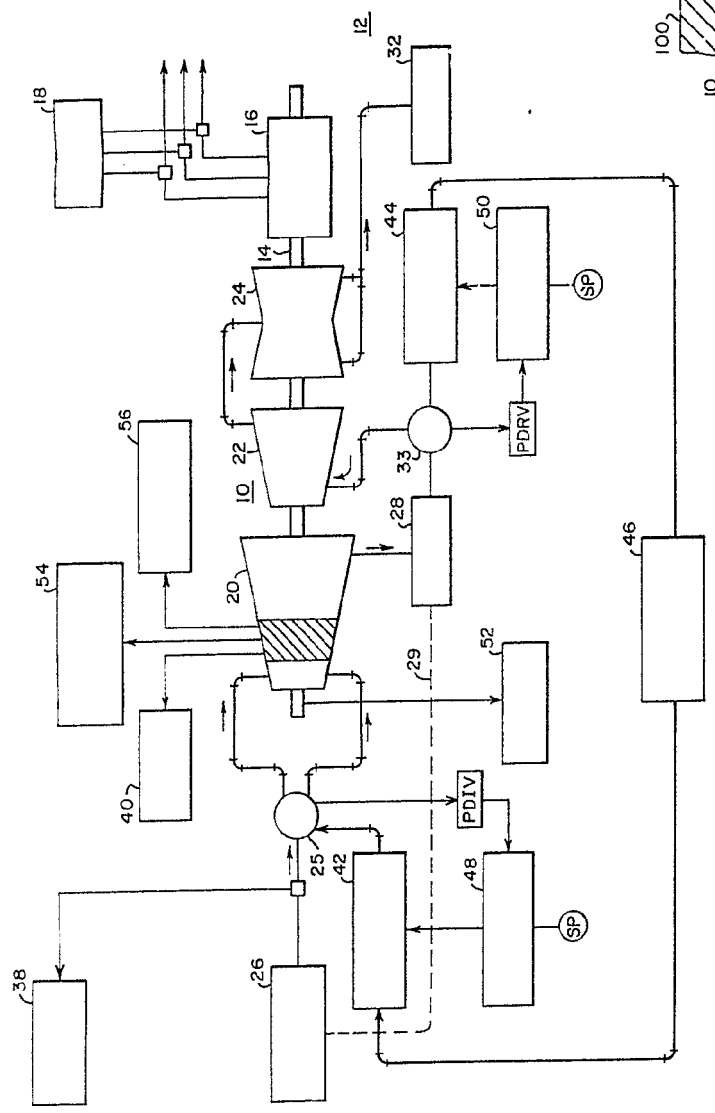
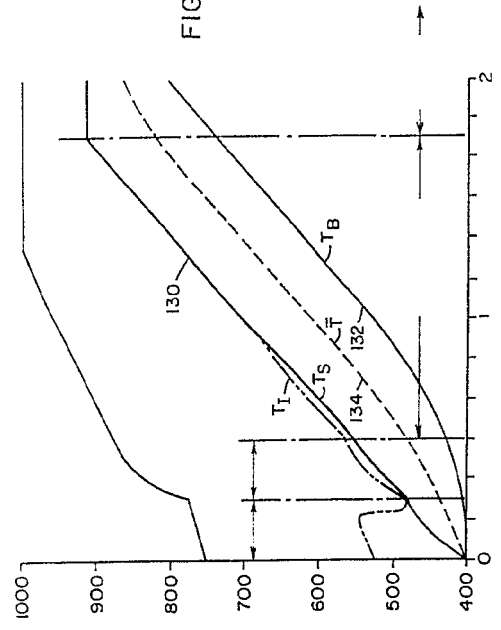


FIG. 1.

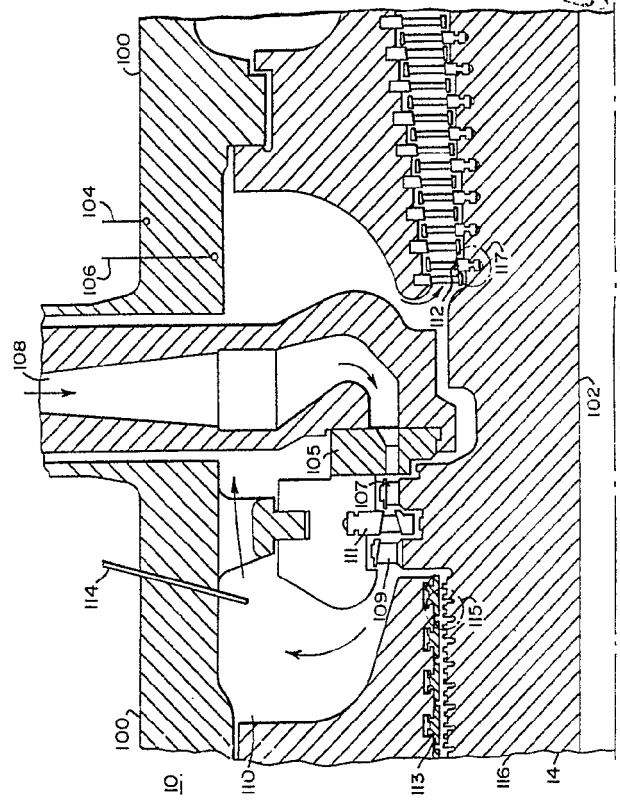


FIG. 3.

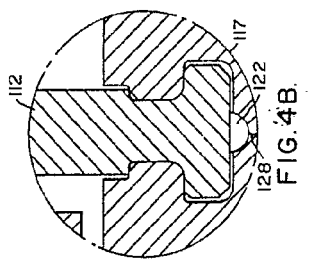


FIG. 4B.

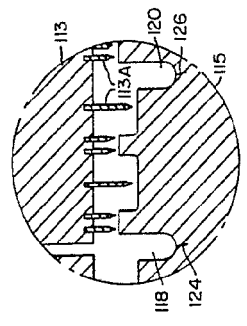


FIG. 4A.

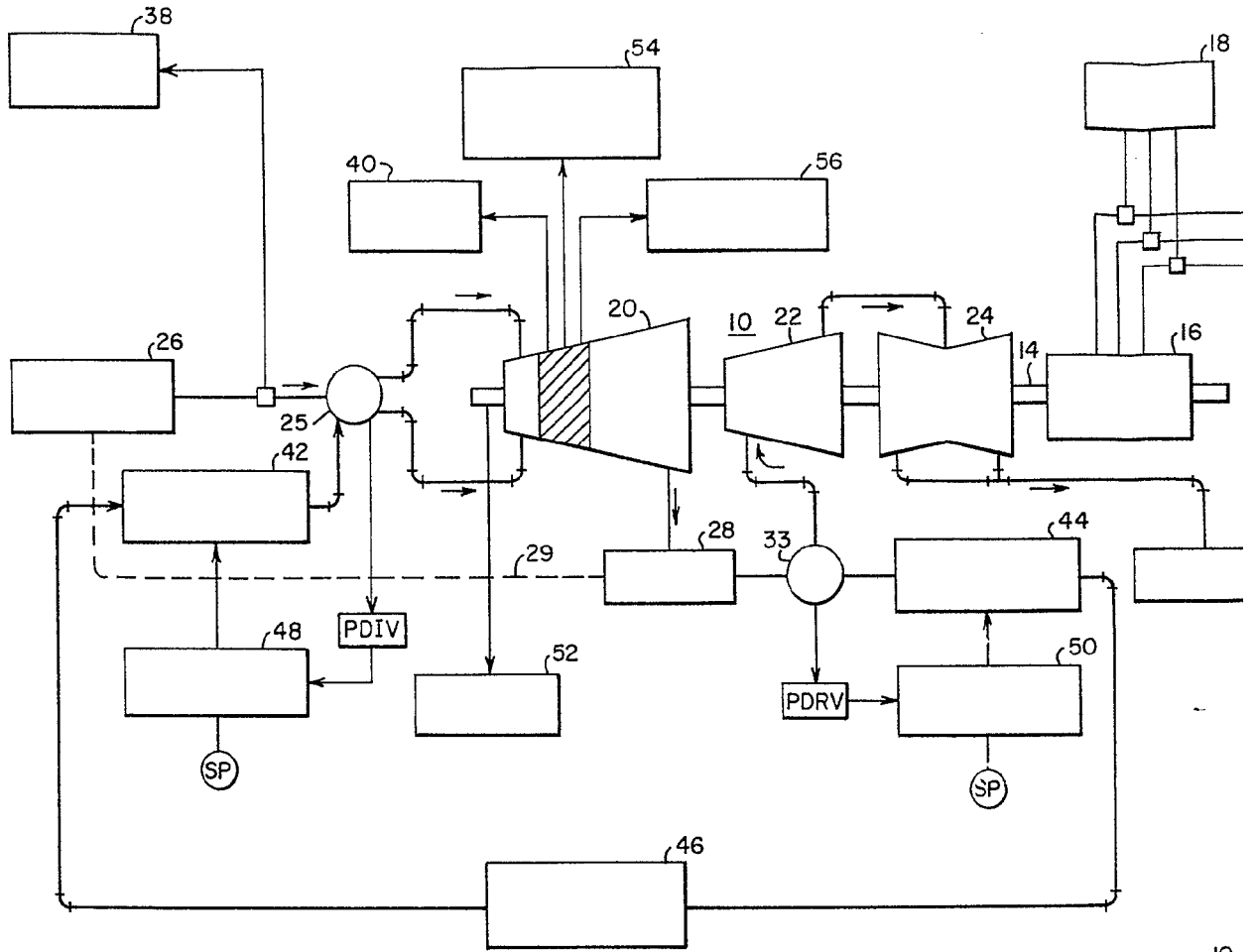


FIG. 1.

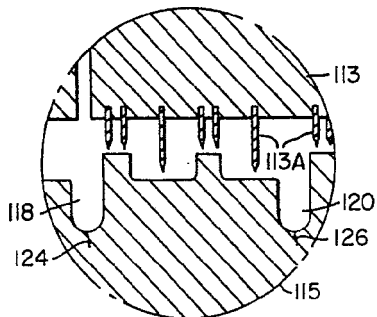


FIG. 4A.

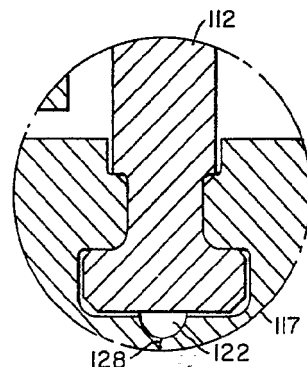


FIG. 4B.

10
110
113
116
14

177075

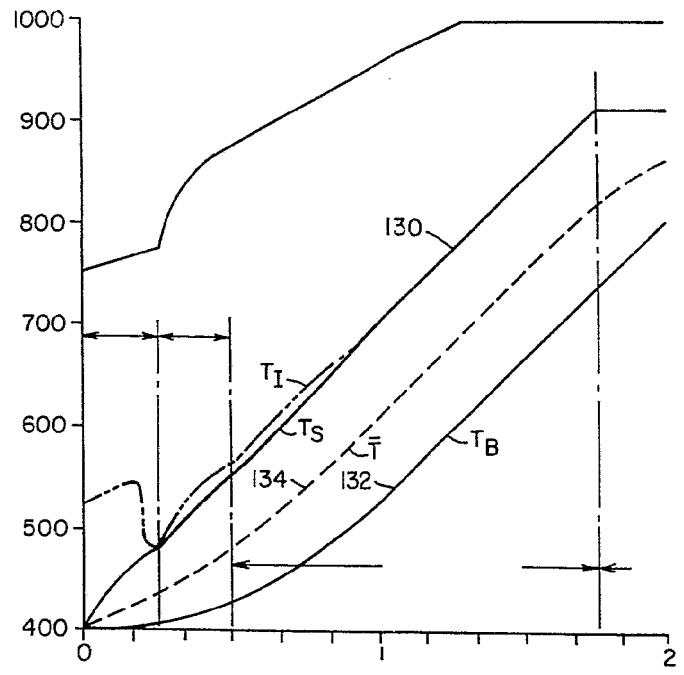
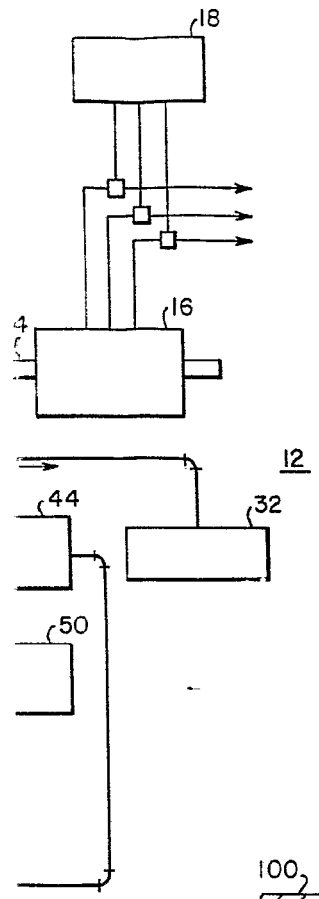


FIG. 6.

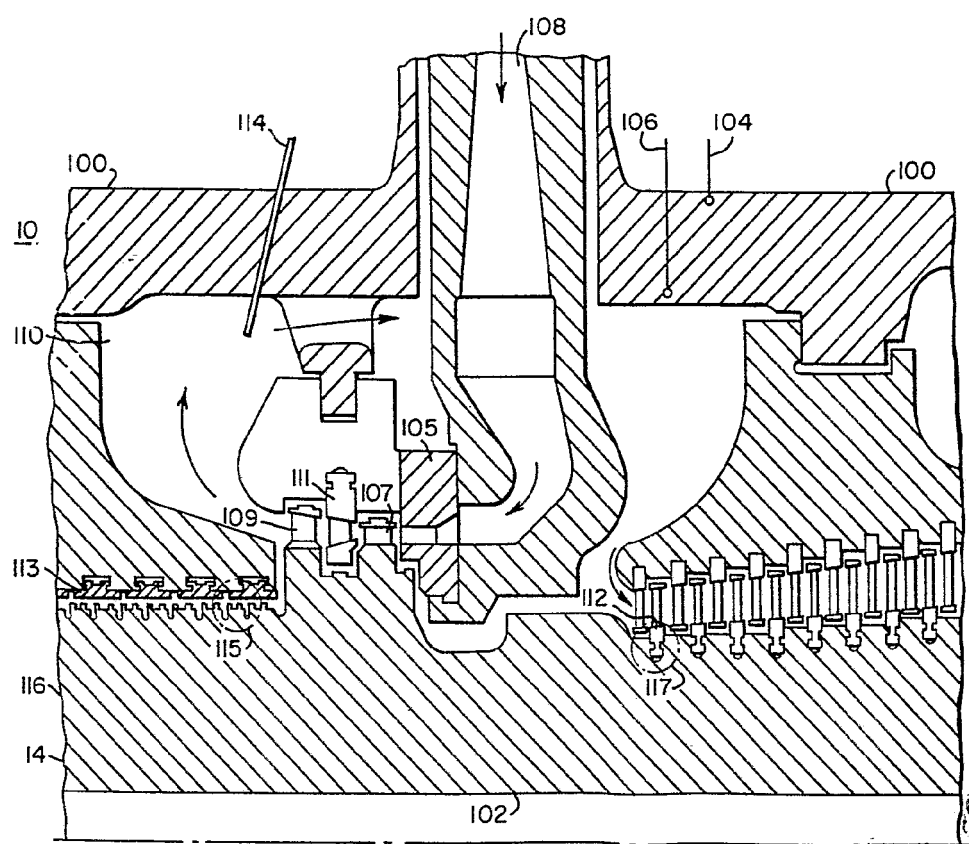


FIG. 3.

Handwritten signature or initials.

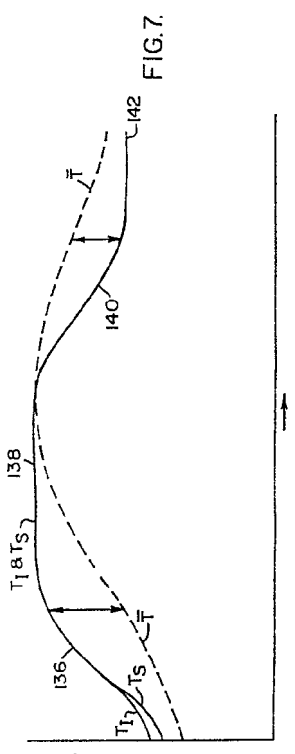


FIG. 7.

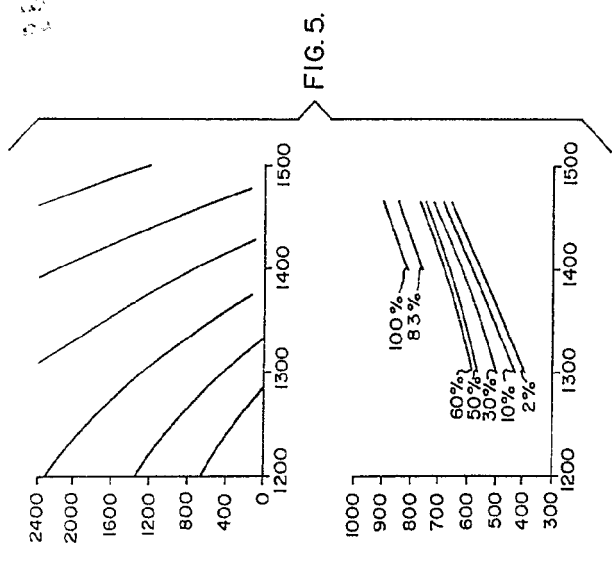


FIG. 5.

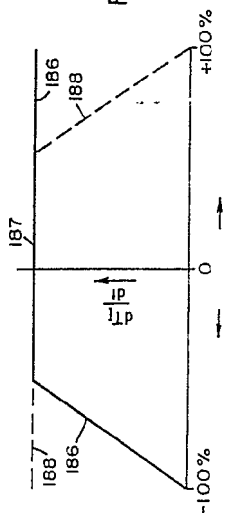


FIG. 11.

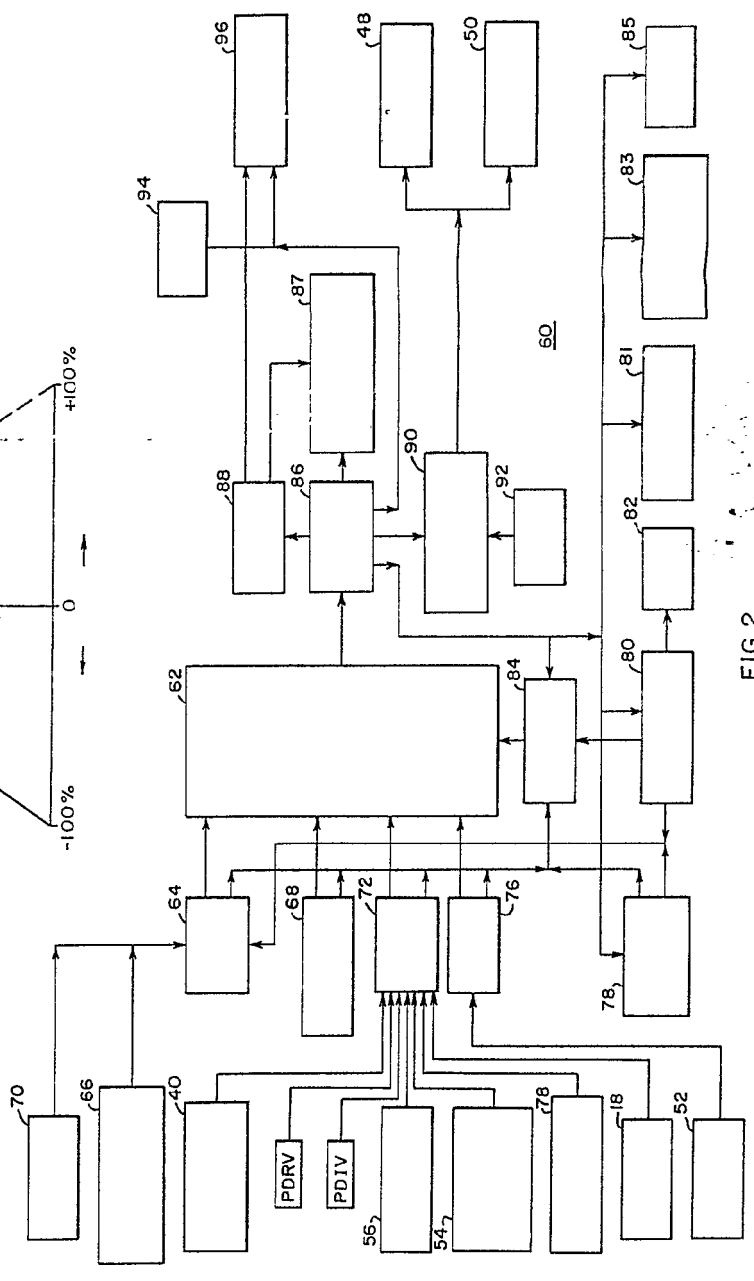


FIG. 2.

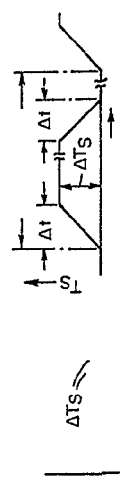


FIG. 8.

GA

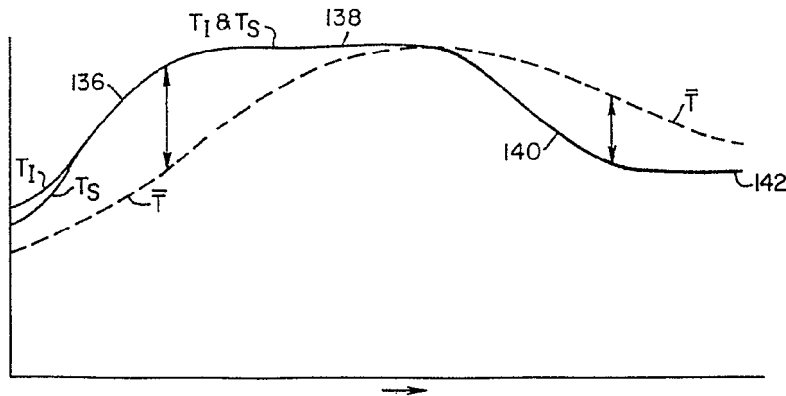


FIG. 7.

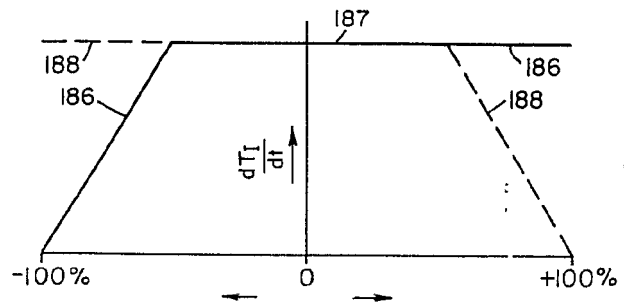


FIG. II.

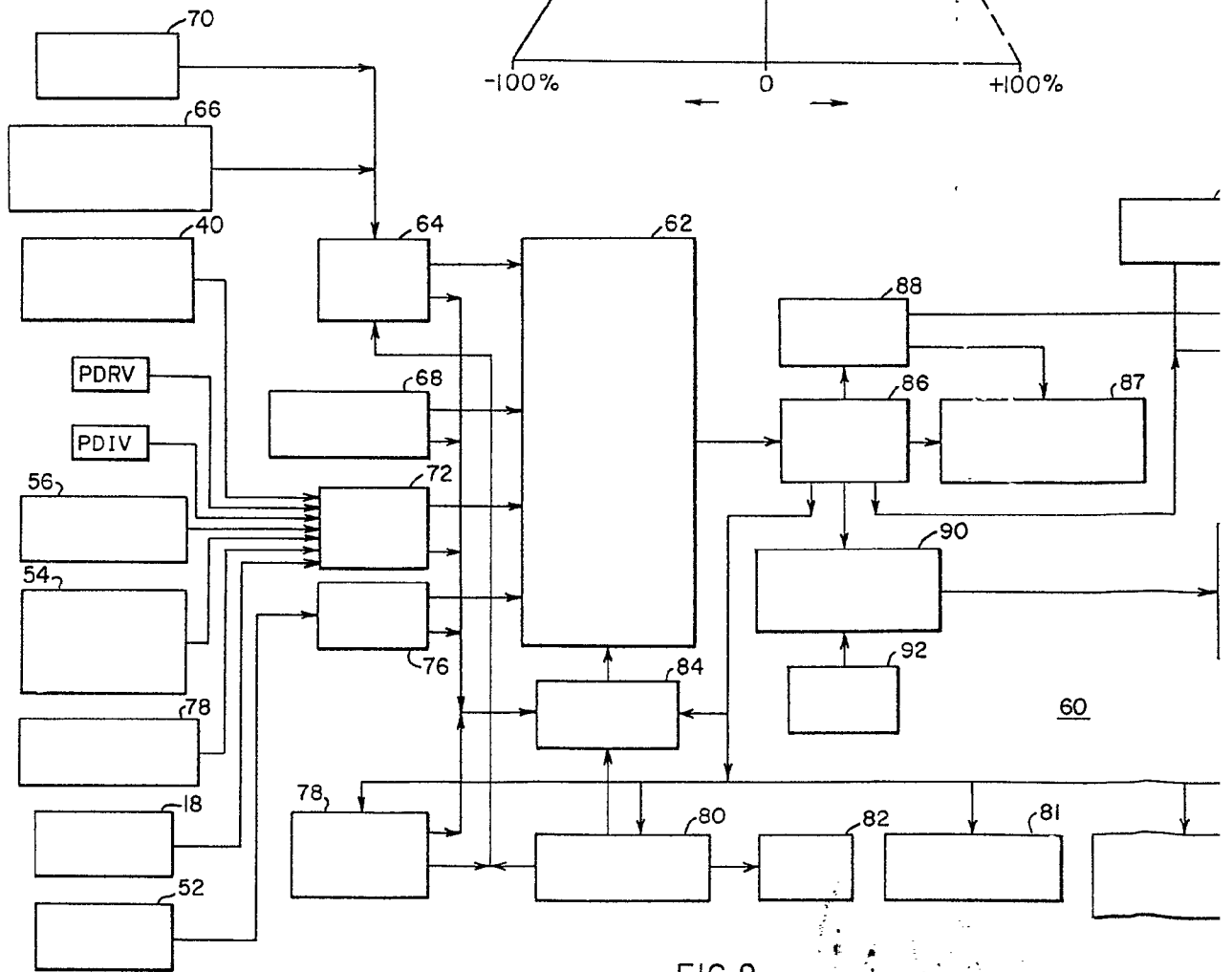


FIG. 2.

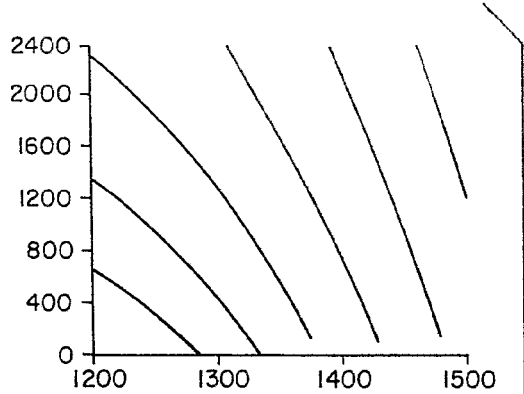


FIG. 5.

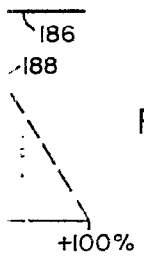
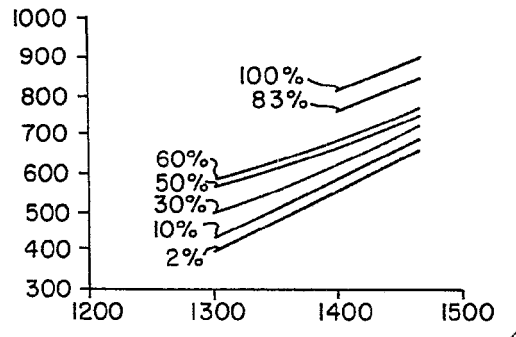


FIG. II.

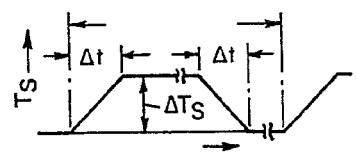
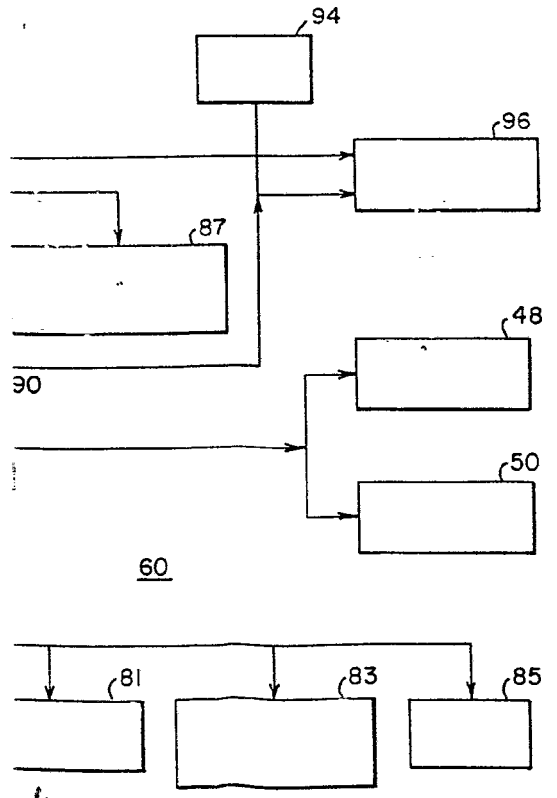
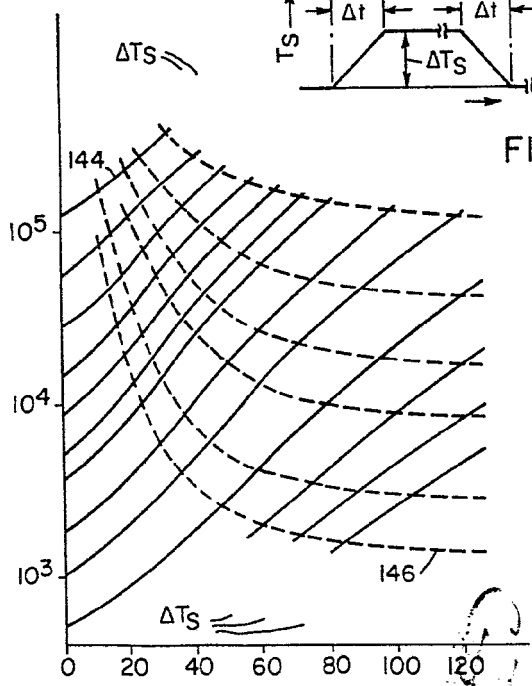


FIG. 8.



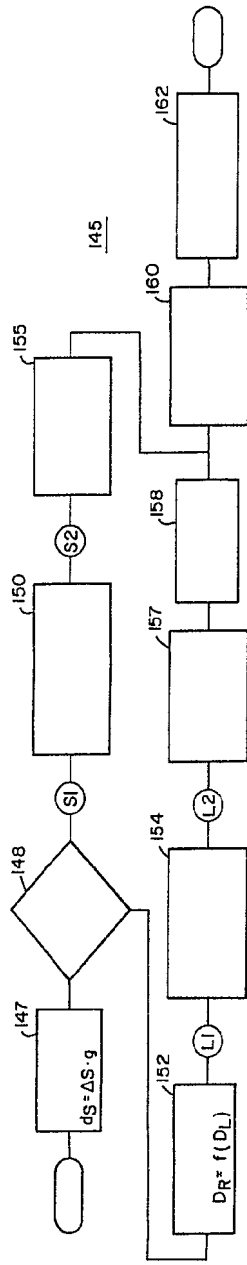


FIG. 9.

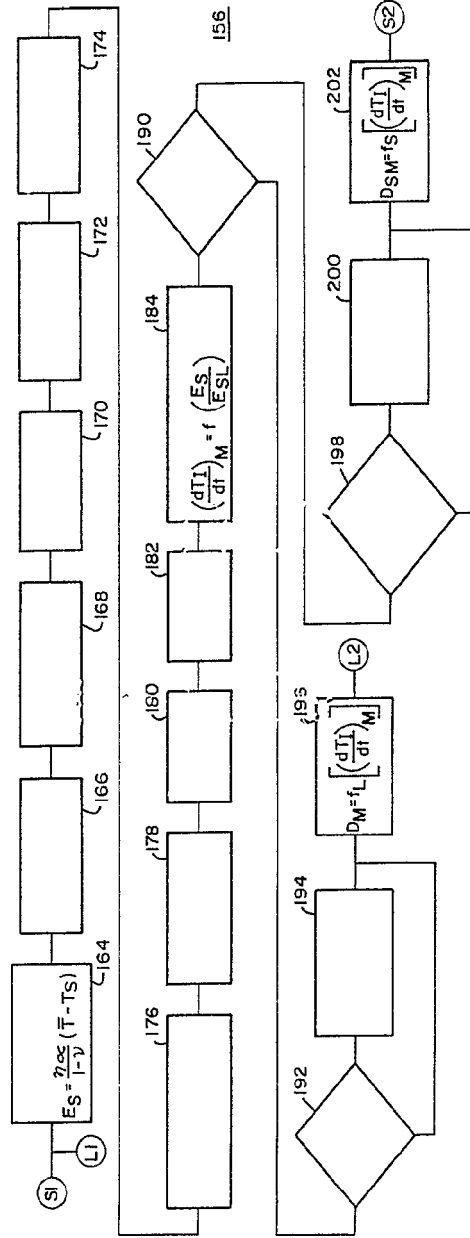


FIG. 10.

Handwritten signature or initials in the bottom right corner of the page.

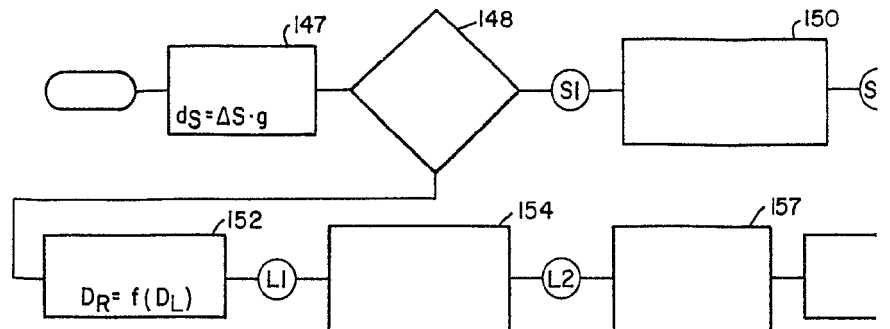


FIG. 9.

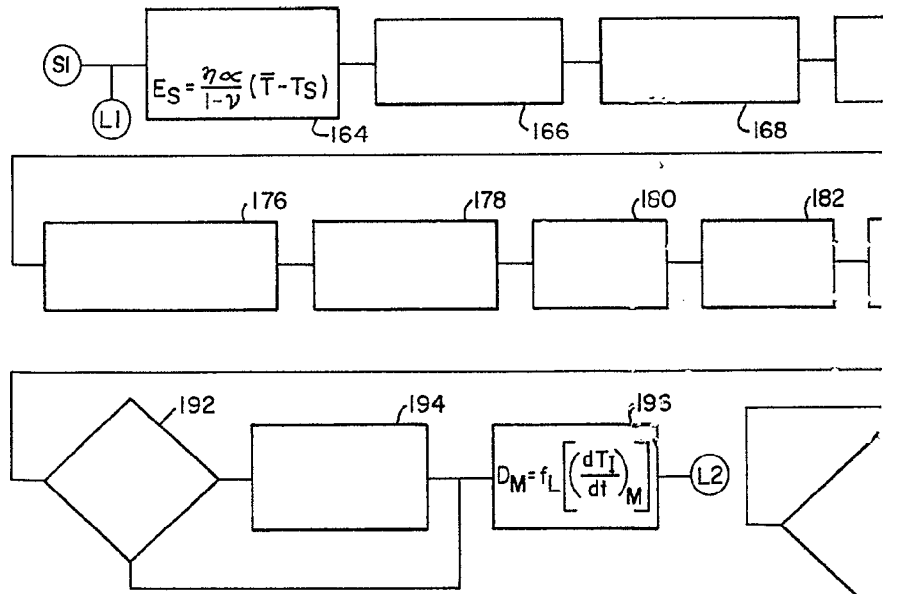


FIG. 10.

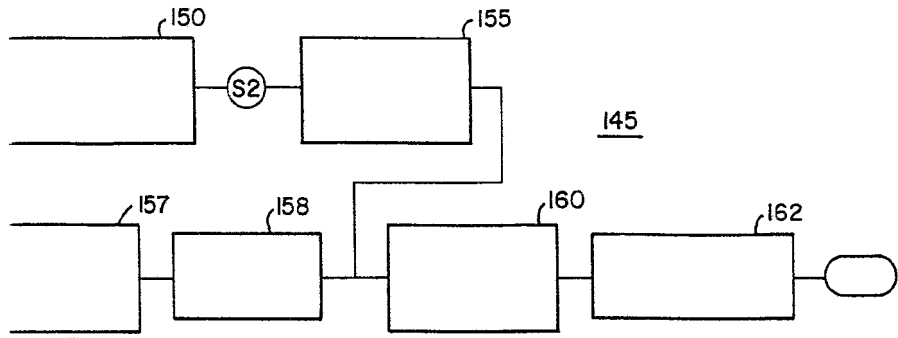


FIG. 9.

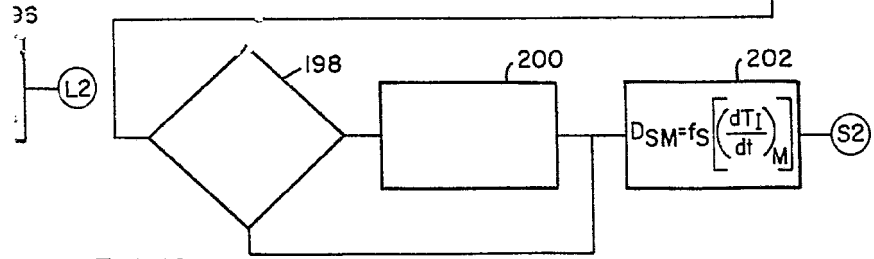
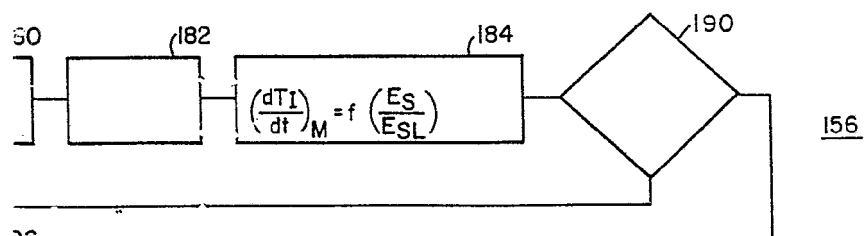
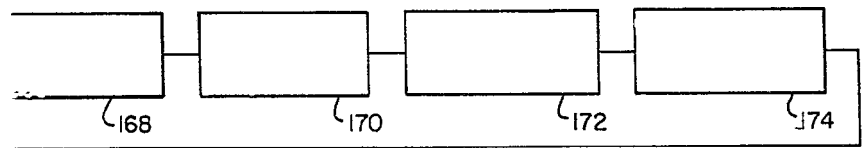


FIG. 10.

Handwritten signature or initials.