

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Gobernadores Hidráulicos de Velocidad en Turbogeneradores de la Central de Malacas, Talara. Aná lisis y su Mantenimiento ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

RICARDO AUGUSTO ARELLANO CRUZ

PROMOCION: 1980 - 2

LIMA • PERU • 1990

INDICE

	Pag.
1.-Introducción.....	8
2.-Generalidades sobre Gobernadores de Turbinas.....	10
2.1.-Descripción General y construcción de una Turbina de Gas.....	10
2.1.1.-Constitución del Compresor.....	12
2.1.2.-Constitución de Turbinas.....	14
2.2.-Que es un Gobernador.....	15
2.3.-Constitución de un gobernador para la Turbina de Gas.....	15
2.4.-Características del sistema de regulación de las Turbinas de Gas de Malacas.....	22
2.5.-Arranque, parada y características de carga.....	22
2.5.1.-Arranque Manual	24
3.-Control Automático.....	29
4.-Sensor de Velocidad Hidráulica.....	35

5.-Constitución y Operación de la Caja de Control.....	41
5.1.-Unidad Limitadora de Aceleración.....	45
5.1.1.-Análisis de la Unidad Limitadora de Aceleración.....	47
5.2.-Unidad Reguladora de Velocidad.....	50
5.2.1.-Análisis de la Unidad Reguladora de Velocidad.....	52
5.3.-Unidad Reguladora de Temperatura.....	61
5.3.1.-Análisis de la Unidad Reguladora de Temperatura.....	63
5.4.-Relación entre las acciones de las tres Palancas de Control.....	65
5.5.-Características de trabajo de la Caja de Control en el momento de arranque.....	67
6.-Constitución y Operación del Servomotor Hidráulico.....	72
6.1.-Válvula de Combustible (CV-11).....	79
6.2.-Análisis de Control de un Servomotor.....	81
7.-Ajustes y Métodos a tomar ante sus desperfectos....	87
7.1.-Servomotor.....	87
7.1.1.-Preparativos.....	87

7.1.2.-Puntos Principales de ajuste y apertura mínima de la Válvula de Combustible.....	89
7.1.3.-Problemas en el funcionamiento del Servomotor y su solución.....	97
7.2.-Caja de Control.....	102
7.2.1.-Método de prueba de la Caja de Control.....	103
7.2.2.-Método de Prueba del Limitador de Aceleración.....	103
7.2.3.-Método de Prueba del Regulador de Velocidad.....	105
7.2.4.-Método de Prueba del Regulador de Temperatura.....	107
7.2.5.-Puntos principales de ajuste.....	108
7.2.6.-Regulación del Gobernador mediante pruebas de Velocidad.(Estatismo).....	112
7.2.7.-Verificación del ensamblaje de la Caja de Control.....	114
.- Conclusiones.....	118
.- Bibliografía.....	120
.- Anexos.....	122

PROLOGO

Una de las causas principales para la elaboración de éste tema, ha sido el afán de perfeccionamiento en la operación de nuestras Turbinas, que por su automatización la hacen compleja y de difícil entendimiento.

El análisis del Gobernador se realiza con la ayuda de informes técnicos del fabricante "Mitsubishi", y la experiencia con el personal técnico de Petro Perú S.A., en las Turbinas de Malacas, Talara.

Mi agradecimiento a todo el personal que laboran en la Central Eléctrica de Malacas, operadores, mecánicos, electricistas y supervisores que hicieron posible con su ayuda en la elaboración de éste tema.

CAPITULO I

INTRODUCCION

El conocimiento del Gobernador nos permite tener un mayor criterio en el entendimiento del sistema de operación de la Turbina a Gas, de la misma manera nos ayuda analizar fallas en la Turbina ya sea en la parte mecánica como en la eléctrica.

En el capítulo II se trata de dar una explicación sencilla de las Turbinas y sus componentes principales y el nacimiento de un Gobernador elemental que es transformado hasta llegar a tener características similares al Gobernador de la Turbina de Gas. Se menciona los procedimientos y parámetros a tener en cuenta en un arranque, teniendo presente que para un arranque automático interviene el Gobernador de la Turbina.

Para el capítulo III se describe el concepto de control automático aplicado al Gobernador, pudiendo diferenciar dos estados: El estado de régimen permanente y el estado transitorio para el Gobernador.

El capítulo IV describe el sensor de velocidad

hidráulica y los problemas que presenta su mal funcionamiento. Se menciona que la Presión sensada o de velocidad depende directamente de las RPM al cuadrado de la Turbina de Gas.

En el capítulo V estudiamos las tres barras independientes, aceleración, Gobernador, temperatura y en su conjunto el comportamiento en diferentes estados de operación de la Turbina de Gas, para un arranque o en una operación normal con carga.

Nuestro análisis lo realizamos para un estado de régimen permanente, por considerarlo el más apropiado para los cálculos si de algún cambio (o ajuste) en el gobernador fuera necesario.

El capítulo VI analiza el servomotor hidráulico sus características como un amplificador de fuerza motriz. Describe la válvula de combustible y su desplazamiento respecto a su señal de entrada

El capítulo VII menciona sobre los ajustes y métodos a tomar ante los desperfectos, pudiendo ser el servomotor, la caja de control con sus tres barras, el sensor de velocidad hidráulica, las válvulas de combustible, etc. Aclara el concepto de Histéresis y sus soluciones. También analiza la manera de realizar un cambio en la Regulación Estática de la Turbina de Gas.

CAPITULO II

GENERALIDADES SOBRE GOBERNADORES DE TURBINAS

La Turbina de gas es una máquina muy simple y en eso consiste uno de sus atractivos principales. Ya sea convencional como la Fig 2.1 o del tipo aeronáutico, como la Fig 2.2. La turbina de gas consiste esencialmente de tres partes básicas: Compresor, Cámara de Combustión y Turbina.

2.1. Descripción General y Construcción de una Turbina de Gas

Los diversos tipos y ciclos de las Turbinas de Gas se construyen para su disposición o montaje con un solo árbol o con varios árboles. Las máquinas de un solo árbol son las más sencillas y en ella trabajan todos los elementos rotatorios como un conjunto.

El aire atmosférico entra al compresor dónde aumenta su presión a varias atmósferas. Una vez comprimido, éste aire pasa a la cámara de combustión aquí se inyecta el combustible líquido o gaseoso y la combustión ocurre a una presión constante causando un aumento de temperatura. Los gases calientes entran luego a la turbina de gas dónde se expanden hasta la

a = compresor d = generador
 b = cámara de e = motor de
 combustión arranque
 c = turbina de gas

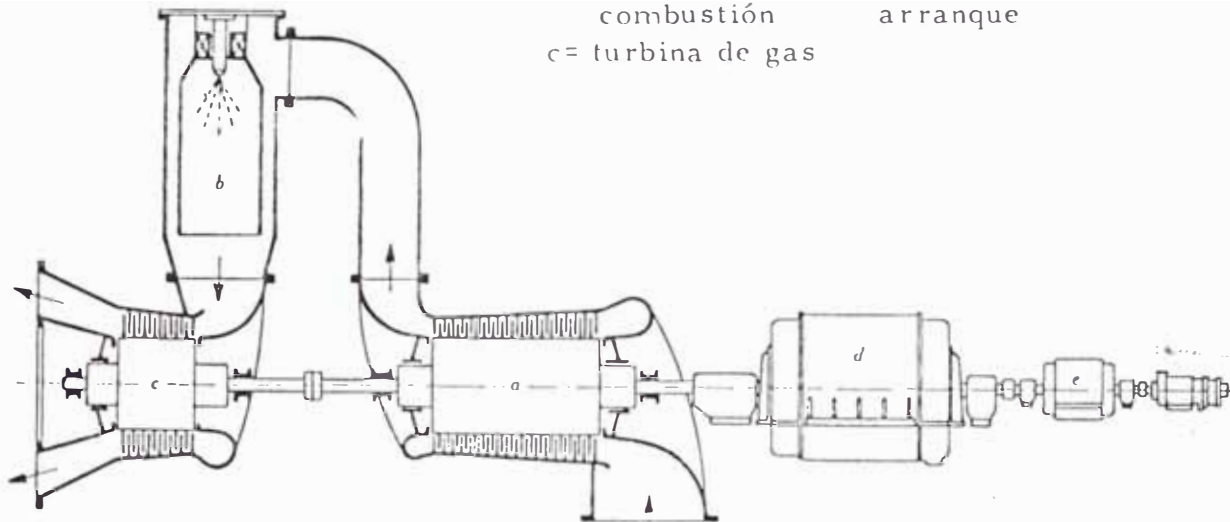


Fig. 2.1 Turbina Convencional

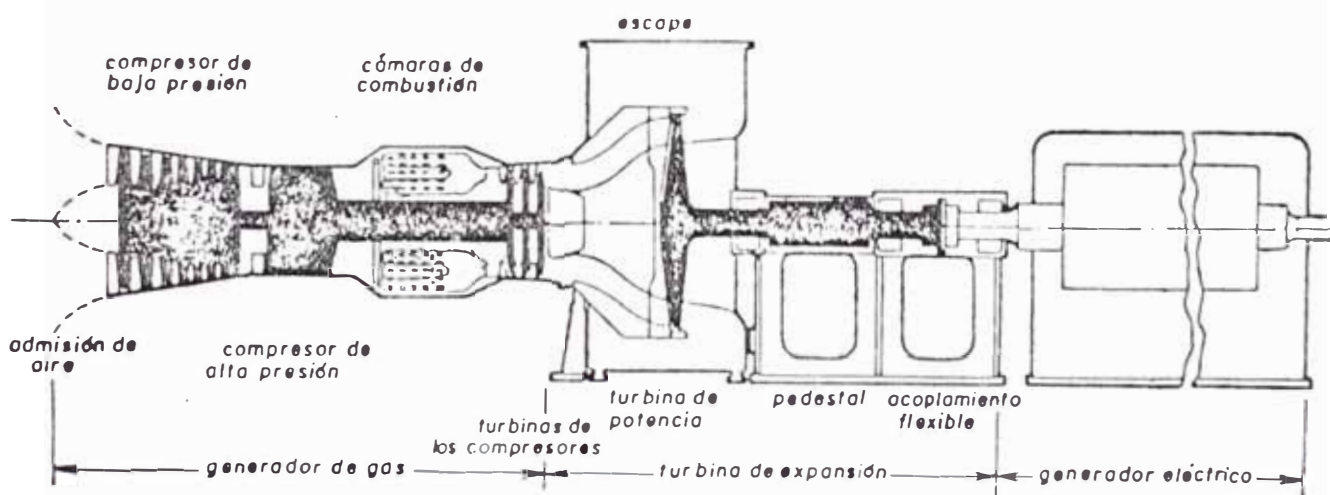


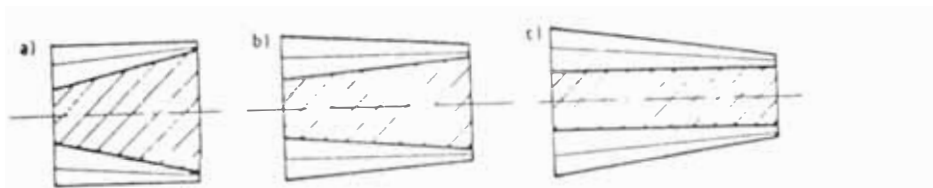
Fig. 2.2 Turbina Tipo Aeronáutico

presión atmosférica al mismo tiempo que efectúan trabajo sobre el rotor de la turbina. En la unidad convencional la potencia producida en la turbina tiene que ser suficientemente grande para accionar el compresor y al mismo tiempo entregar potencia neta al eje de la máquina que acciona, ya sea ésta un generador eléctrico, una bomba, un compresor, una hélice ,etc.

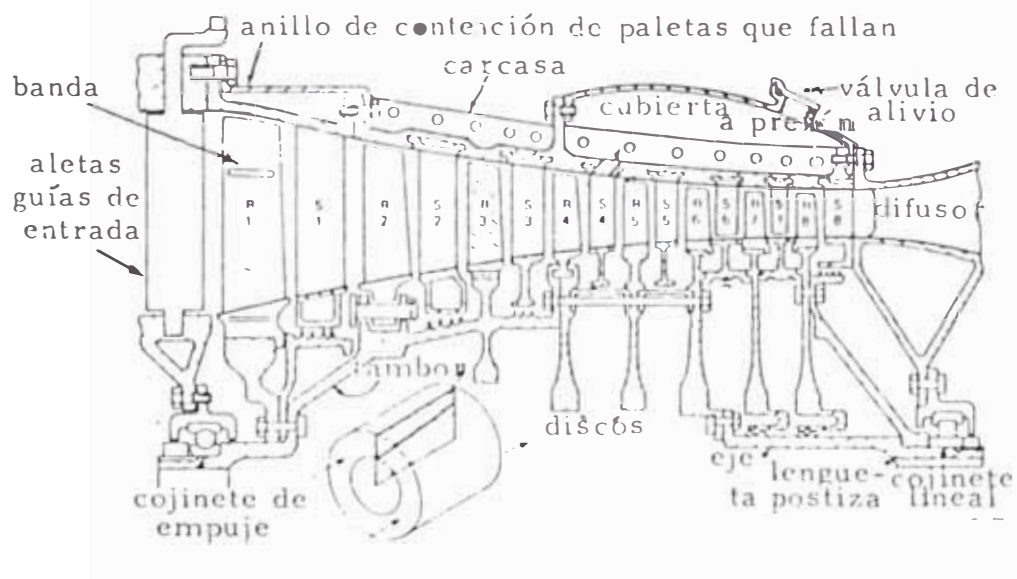
2.1.1. Constitución del Compresor

En un compresor axial el aire fluye a través de un pasaje anular que rodea al eje central, entrando y saliendo por lados opuestos del rotor. Como el flujo tiene una velocidad axial constante, el área del pasaje anular se reduce hacia el escape. Por ésta razón las paletas de la primera etapa siempre son más largas que las de la última.

El compresor axial está compuesto de una serie de etapas. Cada etapa consiste de una fila de paletas del rotor seguida por otra fila de paletas de estator. Como el proceso de compresión es muy difícil de lograr sin separación de flujo debido al gradiente de presión adverso (la presión en el escape es mayor que la entrada) se requiere que ésta compresión se efectúe paulatinamente por lo que los compresores tienen muchas etapas, generalmente de 15 a 20. Algunos



Configuraciones típicas del anillo de flujo en compresores axiales



Composición imaginaria de los diferentes tipos de diseño de un compresor axial

Fig. 2.3 Compresor Axial de Turbinas

compresores pueden disponer de aletas guías de entrada para dirigir el flujo hacia la primera etapa del rotor.

Es importante señalar que es el compresor el que limita la velocidad mínima de la Turbina en su característica de ahogamiento del compresor (límite de bombeo). La potencia máxima la establece la temperatura máxima admisible en la admisión de la Turbina de Gas.

(Ver Fig.2.3)

2.1.2. Constitución de Turbinas

En una turbina axial los gases fluyen a través de un pasaje anular que rodea al eje en dirección paralela a éste. Conforme los gases fluyen por la turbina, las paletas extraen energía. Esta pérdida de energía hace que la presión y la temperatura del gas bajen desde la entrada hasta el escape y necesita el uso de un pasaje de área creciente (normal al flujo) para mantener el flujo a velocidad constante.

La etapa de una turbina consta de un anillo de toberas que dirigen el flujo a las paletas móviles del rotor sujetas a la periferia de un disco. La siguiente etapa repite el proceso, pero a diferencia de un compresor, la Turbina casi nunca tiene más de siete etapas porque el proceso de expansión es fácilmente controlable

que el de la compresión.

2.2. Que es un Gobernador

El gobernador es tal como su nombre lo indica, un equipo que mantiene constante (o regula) el número de revoluciones de la turbina para la generación eléctrica.

Si tomamos como ejemplo un momento de operación con carga de la turbina, al aumentar la carga aplicada al generador, se produce el efecto como si se aplicara un freno a la turbina, disminuyendo en consecuencia su número de revoluciones o dicho de otro modo, el gobernador trabaja de tal manera que aumenta la cantidad de combustible

En caso opuesto, cuando se reduce la carga el número de revoluciones aumenta, la respuesta del gobernador es tal que disminuye la alimentación del combustible.

Se ha dicho con plena razón, que el gobernador es el alma de la turbina, y ciertamente el papel que aquel desempeña es de excepcional importancia.

2.3. Constitución de un gobernador para la Turbina de Gas

Es muy importante señalar, que la operación de un sistema de regulación no puede comprenderse sin un conocimiento del tipo de máquina a regular y todas sus condiciones de operación. Por ejemplo en una turbina a gas para generación eléctrica, el objetivo

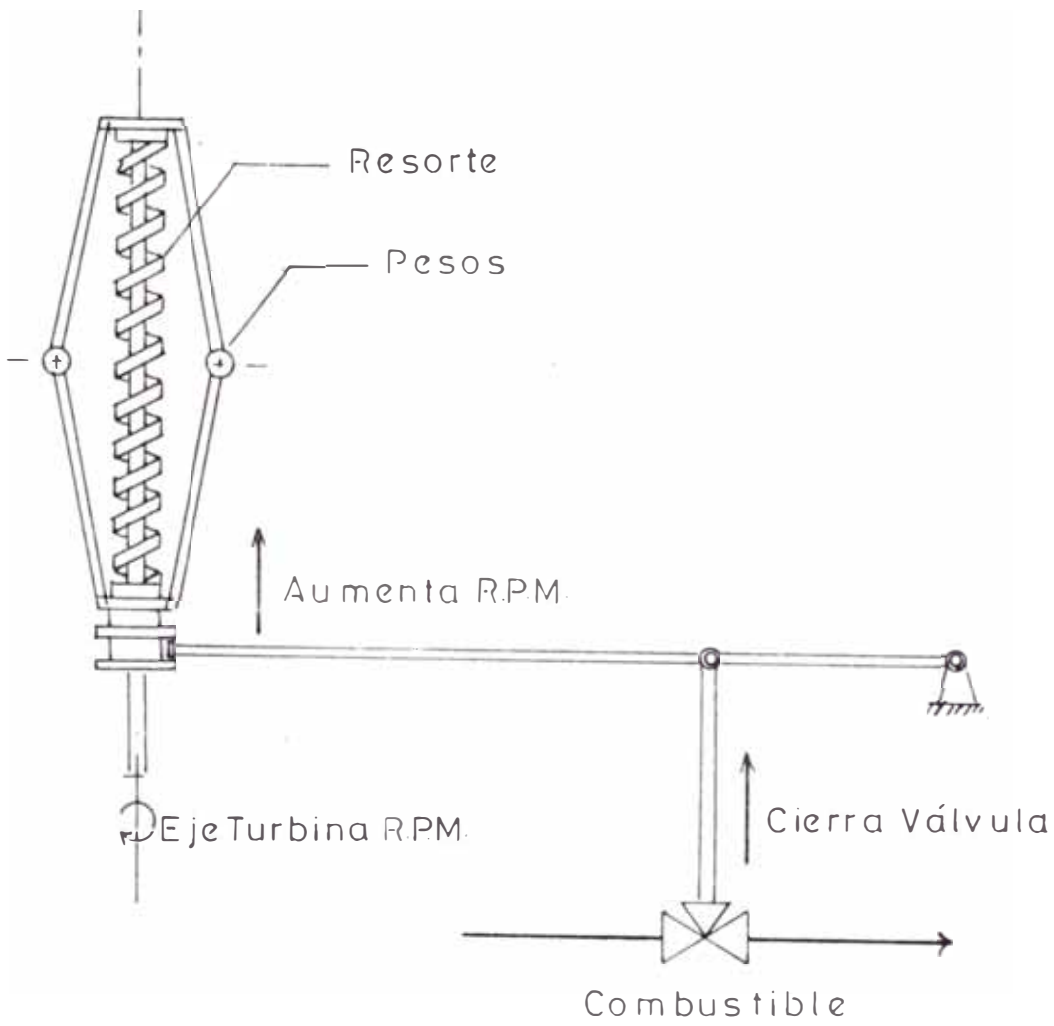


Fig. 24 Regulador Elemental

primario de la regulación es mantener constante la frecuencia eléctrica (o sea la velocidad del generador). En un compresor de gasoducto accionado por la Turbina a gas, el objetivo primario del control es el mantenimiento de una presión constante en la turbina del gasoducto.

En nuestro caso, es una turbina a gas que acciona un generador eléctrico, es decir, tiene que mantener constante su frecuencia.

Si tendríamos que fabricar el regulador mas elemental para accionar una pequeña turbina, la presentaríamos de la sgte forma: (Ver Fig. 2.4)

El mecanismo mostrado es un regulador centrífugo que recoge las variaciones de velocidad producidas por la turbina y cuyo desplazamiento del manguito actúa directamente sobre la apertura y cierre de la válvula de combustible.

Pero como los mecanismos de cierre de las turbinas, exigen la actuación de unos esfuerzos muy superiores a los que puedan obtenerse con el regulador centrífugo, es necesario que actúe sobre un ligero mecanismo de la distribución, un "SERVOMOTOR", que se mueve a su vez por aceite a presión suministrado con una bomba (Ver Fig 2.5)

En éste regulador su principio de funcionamiento es similar a la Fig 2.4, si a la turbina de gas se le quita carga, su velocidad aumenta, los pesos por la fuerza centrífuga se separan a la posición número 2,

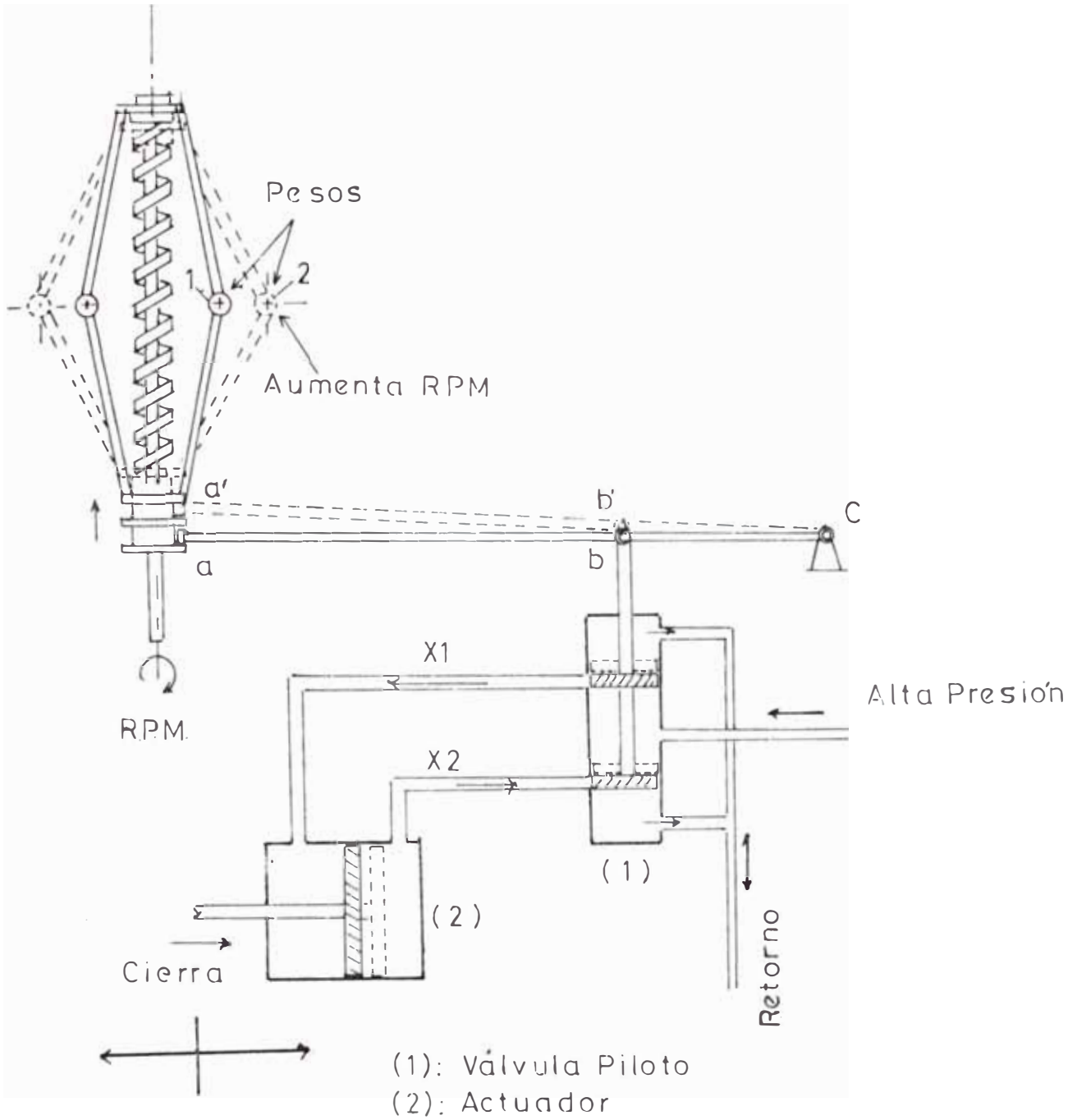


Fig. 2.5 Servomotor Hidráulico con Regulador

éste a la vez desplaza el manguito de $a - a$, moviendo la varilla de b a b' . El aceite inicialmente no circula por el cilindro #2, porque la varilla está en posición neutra; pero al desplazarse de b a b' dispone los orificios de manera que por x_1 pase aceite al cilindro #2 y por x_2 retorna aceite al recipiente. El pistón #2 actúa directamente sobre la válvula que cierra el pase de combustible a la turbina a gas.

Si la carga de la turbina de gas aumenta se produce un proceso contrario al anterior, aumentando la cantidad de combustible a la turbina.

Para nuestro caso, en una turbina a gas de generación eléctrica (MW-191G), el sistema de pesos y varillas de $a-c$, es reemplazado por un sistema hidráulico, neumático y eléctrico que regula la velocidad mediante la alimentación del combustible, a su vez limita la carga, controla la temperatura a la entrada de la turbina y limita la aceleración durante un proceso de arranque.

La cantidad de combustible se regula por medio de la válvula de estrangulamiento accionada por el servomotor y la presión hidráulica de control (que pone en movimiento al servomotor) está determinada por la caja de control.

(Ver diagrama de Fig. 2.6 y Fig 2.7)

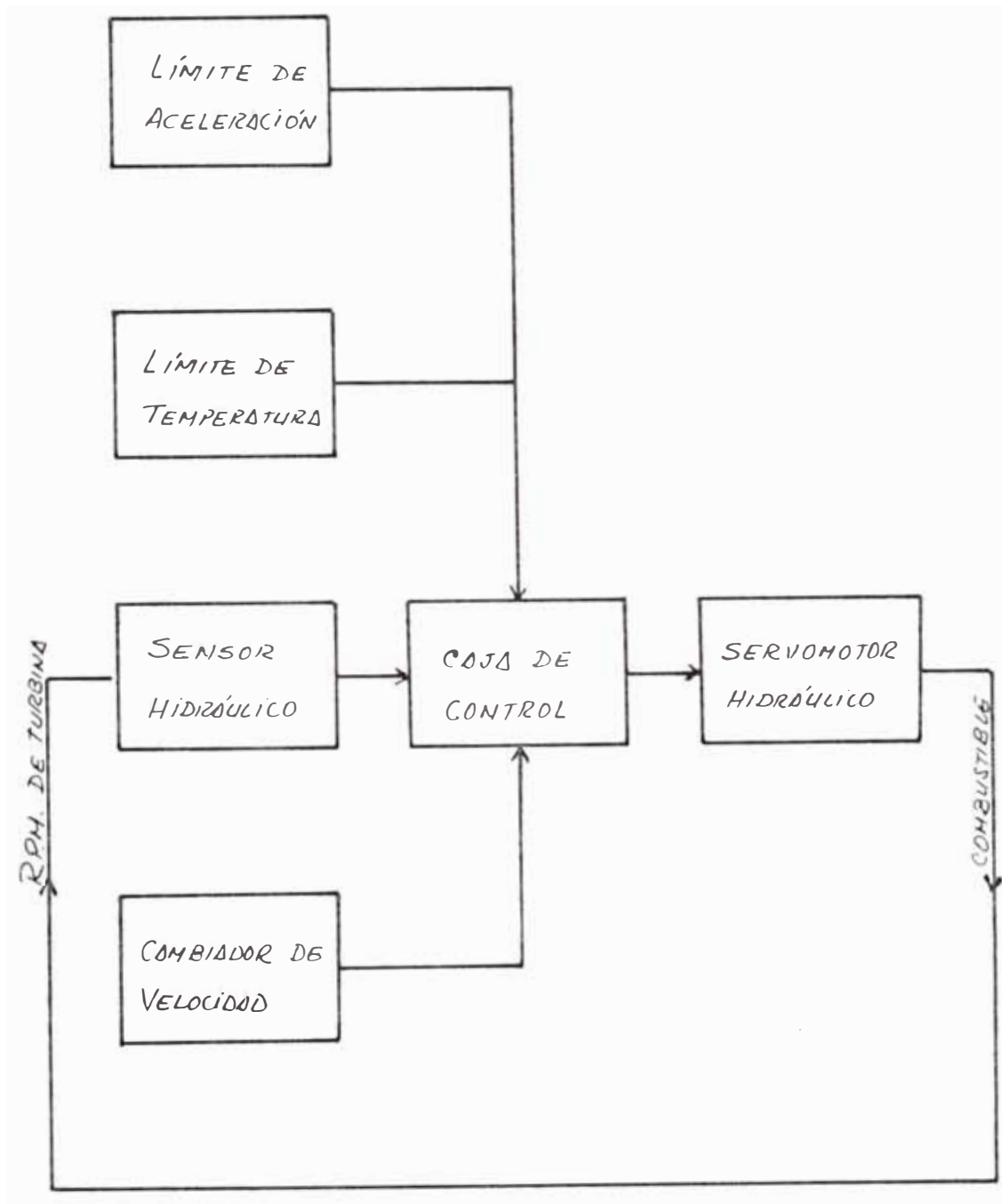


Fig. 2.6 Diagrama de Flujo del Control de la Turbina a Gas

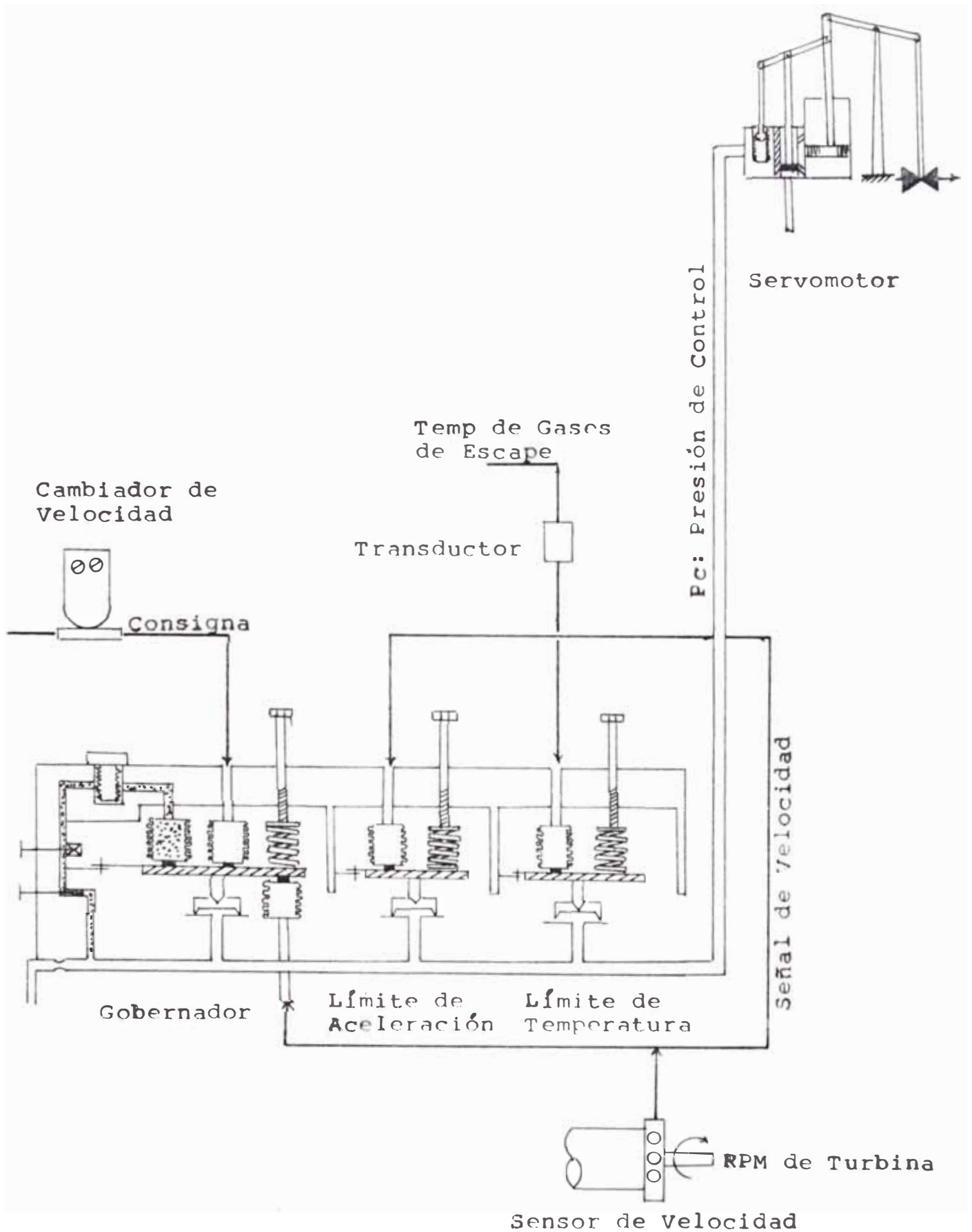


Fig. 2.7 Esquema del Gobernador y sus Limitadores

2.4. Características del sistema de regulación de las Turbinas de Gas de Malacas

- a. Regula la tasa de suministro de combustible durante la secuencia de arranque para proteger la turbina contra choques térmicos excesivos.
- b. Regula la velocidad y carga de la turbina a gas dentro de los límites de exactitud razonable.
- c. Provee un límite para la máxima temperatura de escape, con el objeto de que las partes de la turbina operen dentro de los límites de esfuerzos de diseño. Cuando trabaja éste límite invalida o anula la regulación de velocidad.
- d. Es estable bajo todas las condiciones estables (de régimen) y transitorias de operación de la máquina.

2.5. Arranque, parada y características de carga

En un arranque la turbina a gas se somete a considerables diferencias de temperaturas en los rotores, los cuales, producen esfuerzos térmicos. Con el objeto de que estos esfuerzos disminuyan, es necesario que el calentamiento de la turbina sea relativamente lento.

Cada turbina a gas debe acelerarse hasta aproximadamente en un 60% de su velocidad de régimen (debido al compresor), antes de ser capaz de producir suficiente potencia para seguir acelerando.

Estos medios de arranque generalmente es un motor diesel.

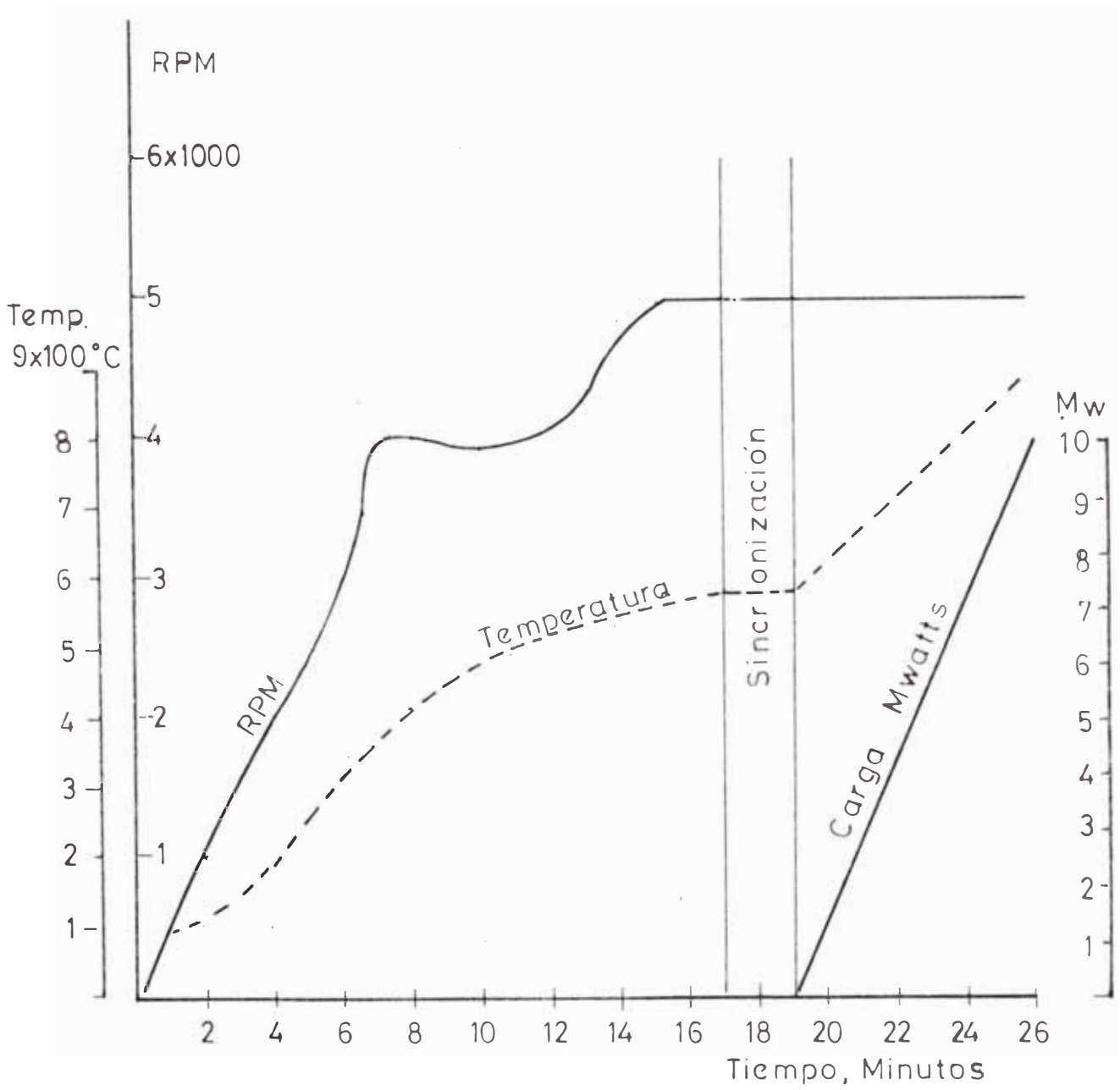


Fig. 2.8 Curvas en el arranque

El fabricante entrega curvas de arranque de sus máquinas (como vemos en la fig 2.8) y el usuario debe adherirse a ellas, de manera, que la tasa de cambio de temperatura $\delta T/\text{hora}$, no se exceda un máximo que pueda afectar los gradientes de temperaturas del metal, esto si es que el arranque no se hace completamente automático.

Si nosotros tuviéramos que realizar un arranque manual de una Turbina a gas, deberíamos tener en cuenta el siguiente procedimiento de arranque (teniendo siempre presente las variables más importantes que hay que controlar); sin sobrepasar sus límites de presión y temperaturas correspondientes. (Ver gráfico Fig. 2.9)

2.5.1. Arranque Manual

Para poder explicar mejor un arranque vamos a considerar un arranque en forma manual, su procedimiento y variables a controlar. Es necesario entender que para mantener la flama o combustión en la turbina, en un proceso de arranque, debemos mantener la presión del combustible gas siempre en un $\delta P = 0.5 \text{ kg/cm}^2$ en exceso, sobre la presión de aire que sale de la compresora axial y no exceder más de 1.0 kg/cm^2 de presión de gas, sobre la presión de la compresora.

Las variables que debemos controlar son las

siguientes:

- a. Presión de compresora axial
- b. Presión de combustible
- c. Temperatura de los Quemadores y Gases de escape
- d. R.P.M. de la turbina
- e. Presión y temperatura de los cojinetes
- f. Vibraciones del lado compresor y turbina
- g. Tiempo de arranque

La presión de combustible de la turbina, se manipula abriendo y cerrando la válvula de combustible gas, y las RPM acelerando y desacelerando el motor de arranque, hasta un 60% de su velocidad nominal dónde la turbina se autogenera.

La presión de la compresora axial es directamente proporcional a la R.P.M. de la turbina, y la temperatura de los quemadores y gases de escape depende tanto de la entrada de combustible, como de las R.P.M de la turbina.

Para un arranque manual debemos tener en cuenta los siguientes procedimientos: (Ver Fig. 2.9)

- a. Debe comenzar a rodar la turbina.- generalmente se acopla al eje, un motor eléctrico, con la finalidad de vencer el momento de inercia, a 5 R.P.M.
- b. Encendido del motor de arranque.- éste motor

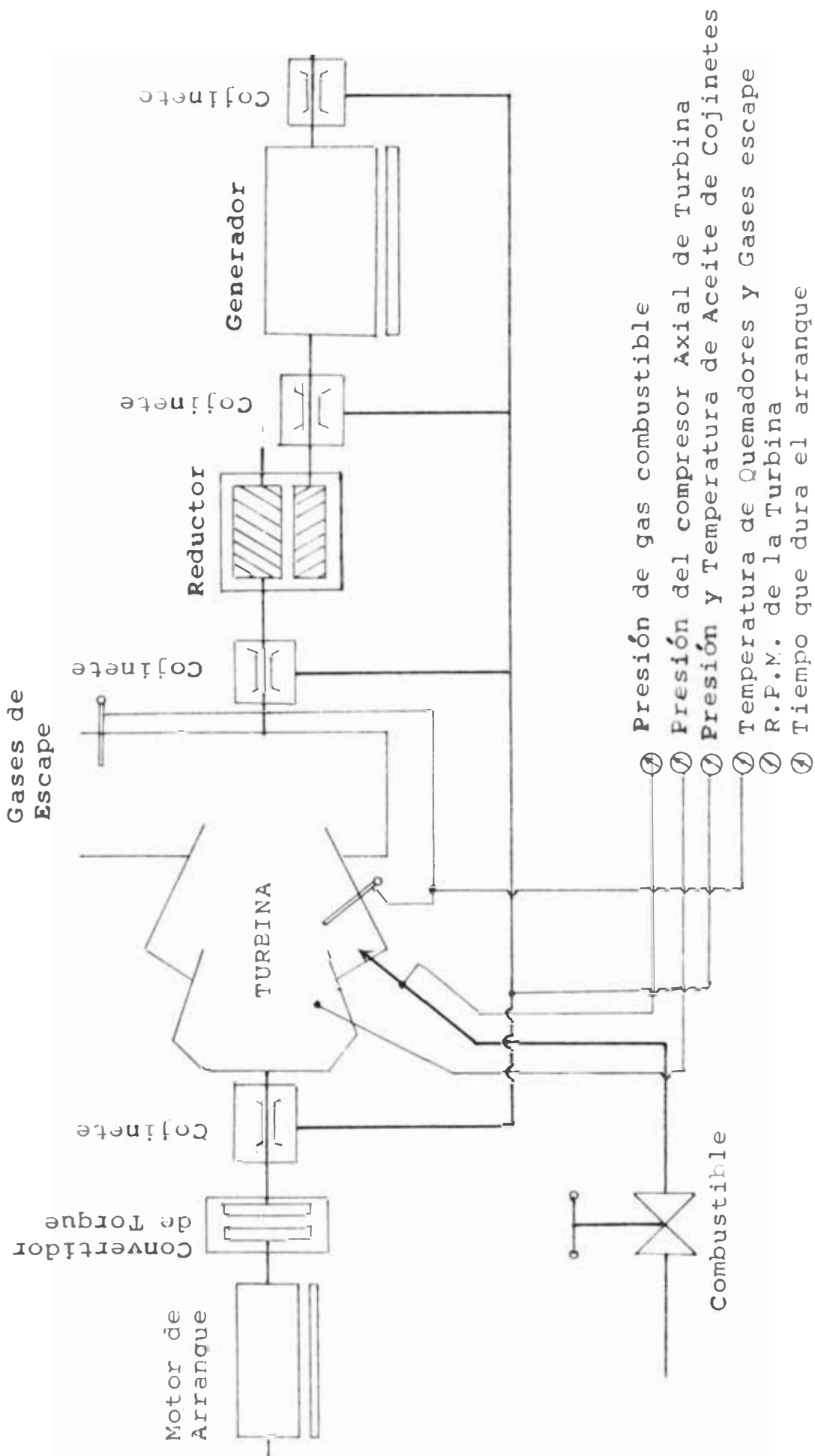


Fig. 2.9 Esquema de un arranque Manual y sus variables mas importantes

debe acelerar la Turbina de Gas hasta una velocidad que pueda encenderse.

c.Una vez encendida por medio de bujías, aproximadamente a un 10% de su velocidad de régimen, el motor de arranque comienza acelerarse hasta una velocidad que se mantenga por si misma, en éste proceso deberán tenerse en cuenta todas las variables antes mencionadas controlando la entrada de combustible y las R.P.M. del motor de arranque, hasta que la turbina pueda auto-sostenerse

d.En éste momento se desembraga el motor de arranque y la turbina auto-sostenida comienza a acelerarse hasta llegar, a su velocidad de régimen. De la misma manera deben tenerse en cuenta la variables a controlar.

e.Una vez en su velocidad de régimen, se espera un tiempo de 10 minutos para su calentamiento, después estará lista para recibir carga.

Para un arranque automático todos estos procesos se realizan mediante dispositivos eléctricos, en secuencia lógica, logrando una buena precisión en el arranque.

El gobernador entra a trabajar a un 50% de su velocidad de régimen, al mismo tiempo, limita que la turbina se acelere y limita que sobrepase las temperaturas indicadas en el arranque (700°C). Este proceso lo veremos más adelante, cuando veamos la operación de la caja de control y sus unidades limitadoras en un arranque completamente automático.

CAPITULO III

CONTROL AUTOMATICO

El término control automático, como se usa ahora, podría expresarse más correctamente por control automático de reacción. Se puede decir, como algunos autores definen el control de reacción como "una operación que, en presencia de una influencia perturbadora, tiende a reducir la diferencia entre el estado real de un sistema y el estado arbitrario variado deseado, y el cual trabaja o actúa, en consecuencia, bajo la base de dicha diferencia".

En nuestro caso el control automático mantiene una frecuencia en RPM constante, que cuando se presenta una variación del momento de par de carga de la turbina, ésta presenta una variación en la frecuencia, el control reacciona de manera que reduce la diferencia en la frecuencia, actuando directamente en el flujo de combustible a la turbina.

Para asegurar fidelidad de acción entre la señal de comando y la señal de salida, casi todos los sistemas prácticos de control emplean el principio del funcionamiento en bucle o circuito cerrado, en el que el estado de la señal de salida es continuamente comprobado y comparado con la señal de comando o consigna, indicando la discrepancia en una señal de error, la cual se utiliza para reducir a cero la diferencia entre el comando y la señal de salida.

Como podemos ver en el gráfico 3.1, tenemos un esquema funcional de un sistema de control automático y su desarrollo. Cada rectángulo del esquema representa una función que ha de realizar el control. Su funcionamiento se explica así:

a.-Se aplica una señal de comando o consigna, θ_a , (señal de aire del cambiador de velocidad " P_a "), a la entrada o alimentación y se compara con la posición instantánea de la salida, θ_1 . (señal de presión de velocidad " P_1 " efectuada por el sensor).

b.-El resultado de ésta comparación, "e", que representa un error, se realiza por intermedio de la barra reguladora de velocidad, éste error es amplificado por un controlador y utilizado para controlar un elemento de potencia o servomotor.

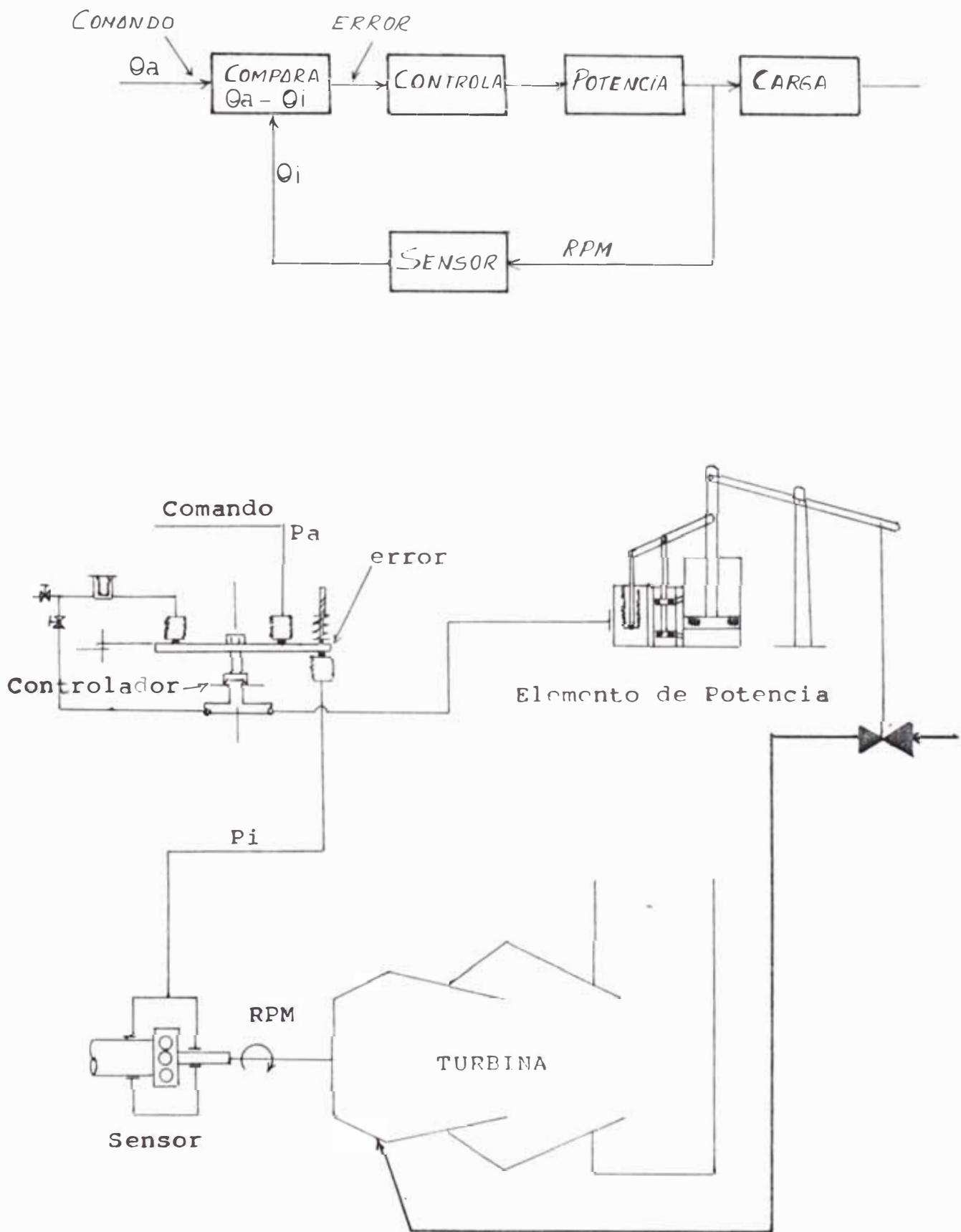


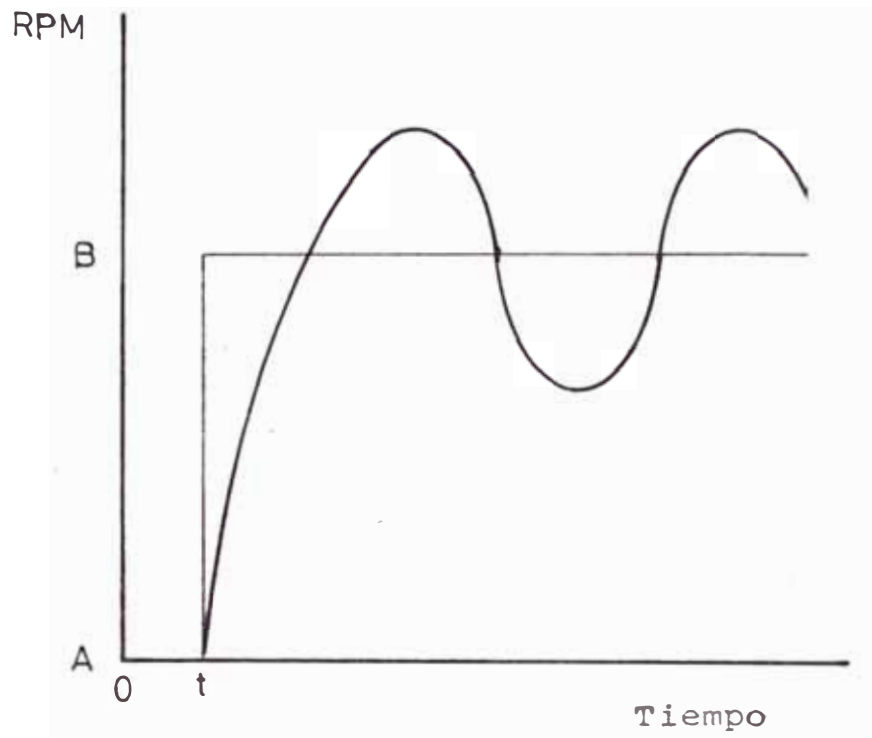
Fig. 3.1 Esquema de un Sistema de Control Automático

c.-Este último, a su vez, amplifica más la señal de error para suministrar grandes cantidades de energía a la salida o carga para reducir la diferencia entre θ_a y θ_1 .

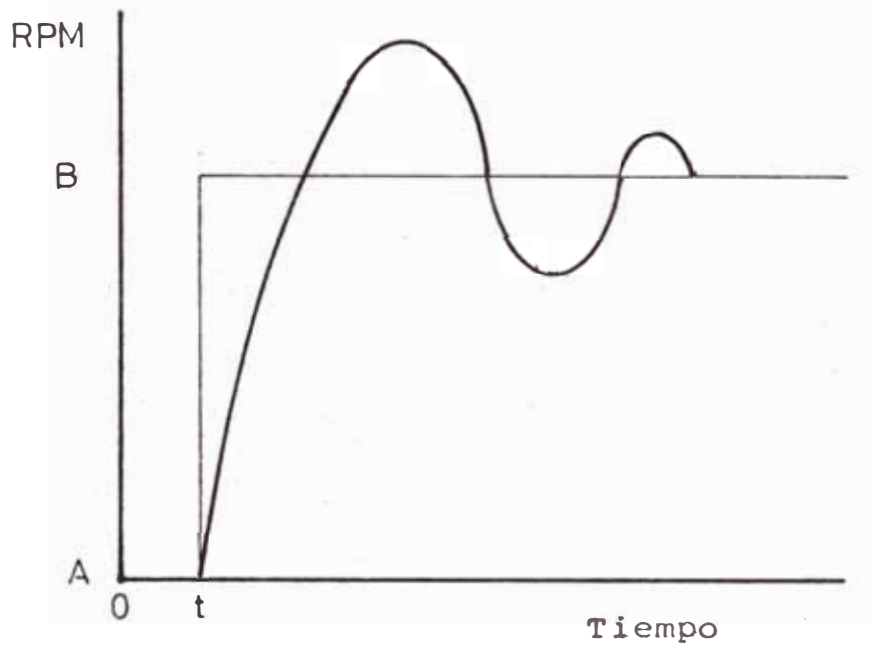
Para analizar un sistema de control automático dinámico, puede examinarse y tratarse en dos partes, es decir : resultado en un estado de régimen permanente y resultado en un estado transitorio. El resultado en estado de régimen permanente de un sistema se valúa por la exactitud con que controla o regula una carga, o la frecuencia de la turbina.

El término transitorio se refiere al período de tiempo en que el sistema está cambiando de una condición de estado de régimen permanente a otra.

Según el esquema del gráfico 3.1, si la señal de comando cambia de un nivel a otro, (de A a B para la fig.3.2), su respuesta en el tiempo es oscilatorio sin llegar a un estado de régimen permanente, fig 3.2(a), es decir el sistema para cualquier perturbación es inestable. Para tener un sistema estable, se coloca en la misma barra de la fig. 3.1 una capacitancia en serie con una resistencia alimentados por la misma señal de salida, esto permite que la respuesta sea retardada en el tiempo, por lo tanto si hay una perturbación su respuesta sera subamortiguada, según gráfico 3.2(b).



Sistema Inestable



Sistema Estable

Fig.3.2 Comportamientos de Sistemas Estables e Inestables

El intervalo de tiempo desde el momento "t" hasta el instante en que es alcanzado el nuevo nivel "B" del estado de régimen, se llama estado transitorio.

Más adelante en el capítulo V vemos con más detalle el análisis para la caja de control dónde incluye la Unidad Reguladora de Velocidad.

CAPITULO IV

SENSOR DE VELOCIDAD HIDRAULICA

Generalmente son empleados tanto en turbina de gas como turbinas de vapor para detectar el número de revoluciones de la turbina.

El sensor consta de tubos enroscados en el eje de rotación de la turbina. La línea de alimentación es suministrada al tubo por alta presión hidráulica que pasa previamente por un orificio a manera de eliminar posibles perturbaciones en el aceite originador.

Cuando la rotación es baja, la presión de aceite de salida también es baja, debido a que todo el aceite es expulsado al drenaje, pero al elevarse la rotación, el aceite que pasa por el roscado recibe una resistencia en su flujo a causa de la fuerza centrífuga, disminuyendo el aceite que escapa por el drenaje y aumento en consecuencia la presión de aceite.

La relación entre el número de revoluciones y la presión sensada es como muestra la fig. 4.2

Como el aumento de la presión sensada depende de la fuerza centrífuga, aquella es proporcional al

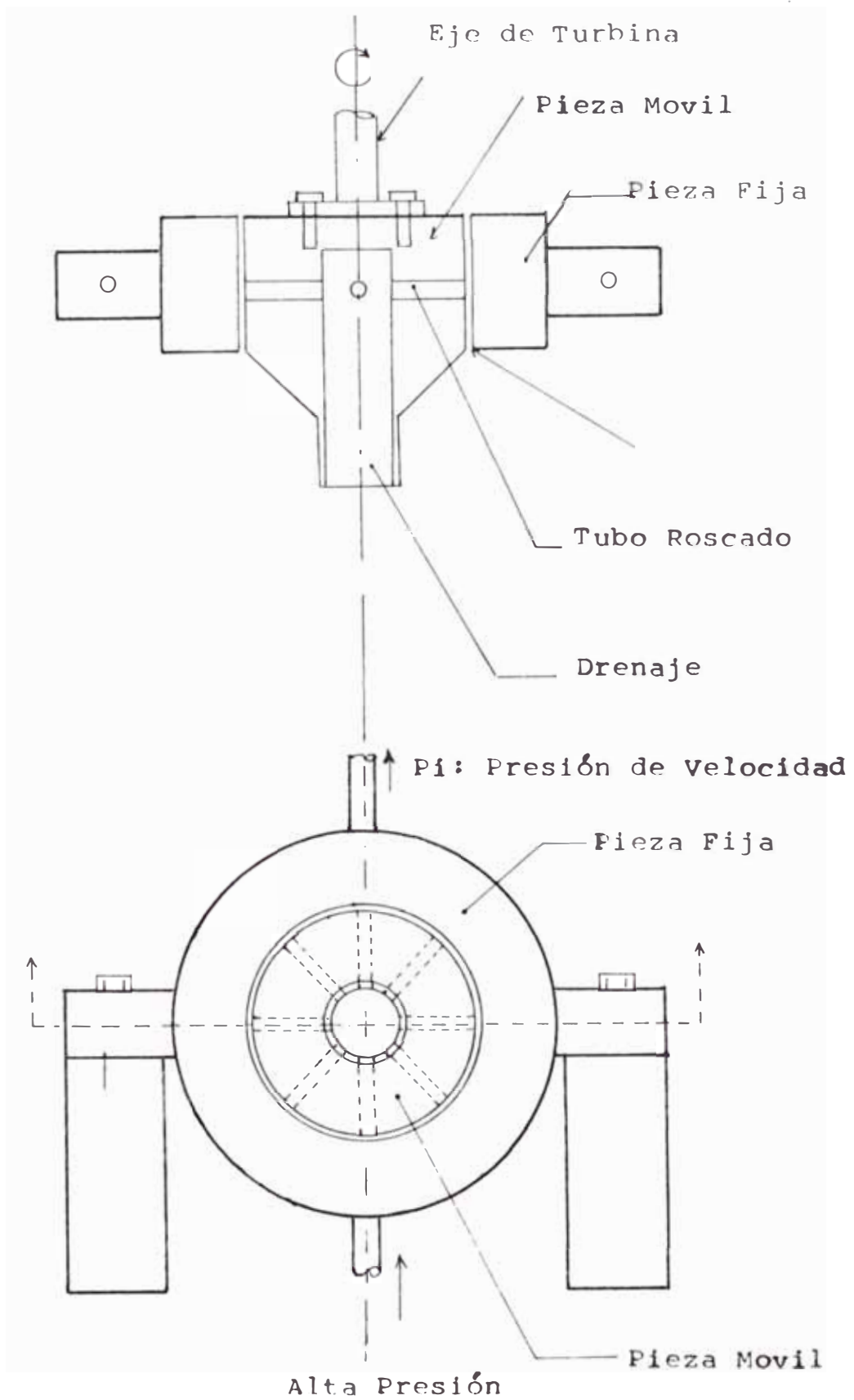


Fig. 4.1 Esquema del Sensor de Velocidad Hidráulica

cuadrado del número de revoluciones de la turbina a gas.

$$P_{\text{sensada}} = \frac{K_1 \cdot V^2}{2g}$$

$$P_{\text{sensada}} = K_2 (\text{RPM})^2$$

Para un mejor entendimiento, explicaremos con detalles el funcionamiento del Sensor Hidráulico.

Consta de una parte fija dónde circula el aceite, ingresando con una señal de alta presión, para salir con una señal ya regulada o sensada.

La otra parte, es la parte móvil que está acoplada al eje de la Turbina, mediante un reductor de velocidad. Esta parte consta de varios tubos dispuestos en forma radial y en la parte central de la pieza hay un drenaje que es dónde va el aceite que logra vencer la fuerza centrífuga, desde la parte fija a la parte móvil. La cantidad de aceite que va hacia el drenaje, dependerá de la velocidad de la pieza móvil. Si está parada todo el aceite se va por el dren. Si está en su máxima velocidad no fluirá aceite al dren, y la presión sensada estará en su máximo valor.

Entre ambas piezas existen sellos o juntas que no permiten la fuga del aceite. (Ver Fig.4.3)

Un mal ensamblaje del Sensor trae como consecuencia que se presenten oscilaciones en la frecuencia de la Turbina y dificultad en el arranque.

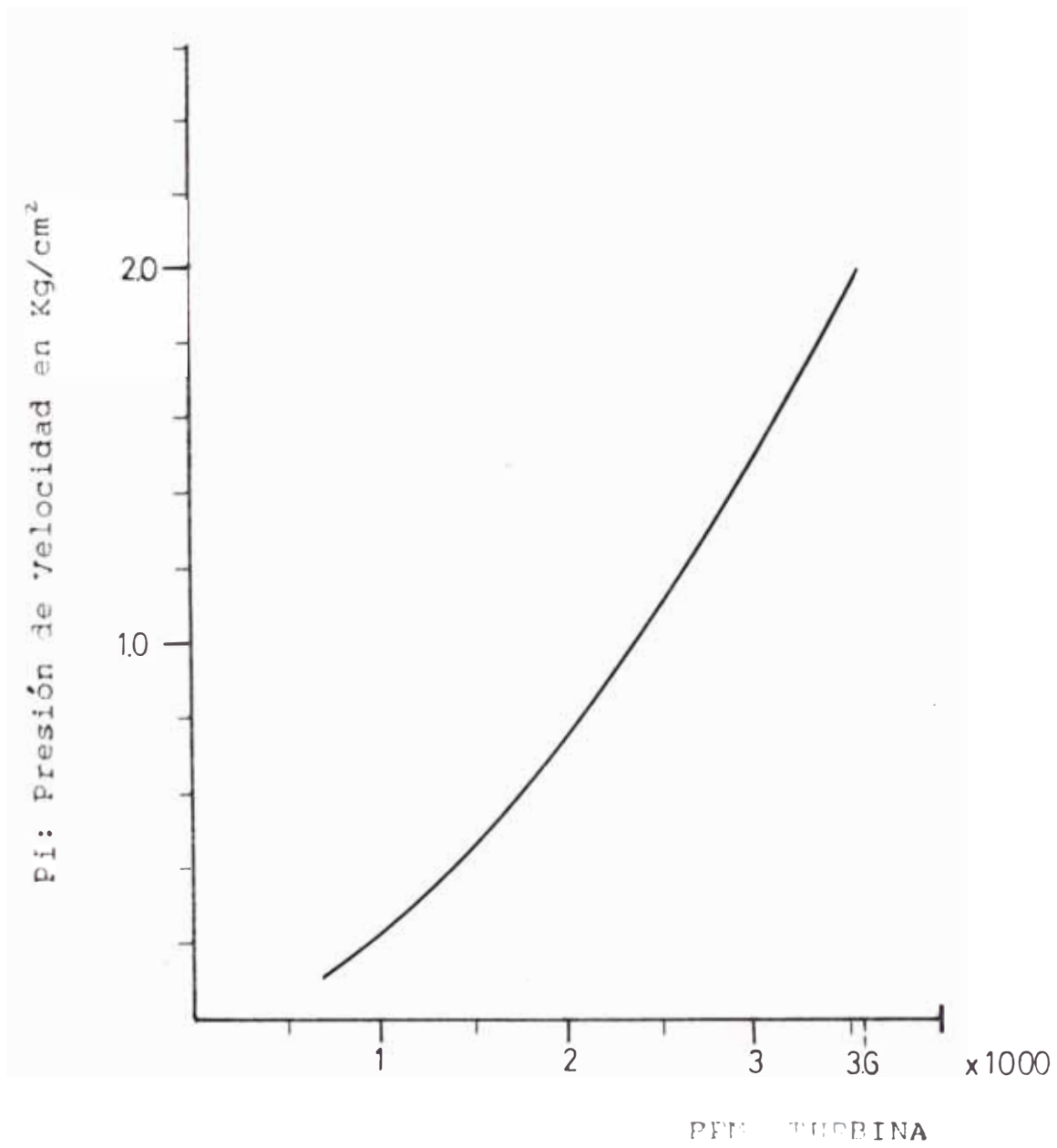


Fig. 4.2 Presión de Velocidad -Vs- RPM de Turbina

Estos defectos también pueden ser ocasionados por factores como:

Desgaste de los sellos entre la parte fija y la móvil, que ocasionan fuga de aceite. Usualmente se inspeccionan los juegos de éstos sellos en los mantenimientos generales de la Turbina.

Presencia de burbujas de aire en las tuberías de aceite. Aparecen después de los mantenimientos generales, por lo que se recomienda purgar el aire en las tuberías.

La presencia de agua en el aceite. Se recomienda realizar análisis del aceite cada 20,000 horas de operación.

En lo general, si se tienen varias Turbinas operando en paralelo, se recomienda, usar aceites con similares características, para tener las mismas señales de respuestas en la toma y rechazo de cargas.

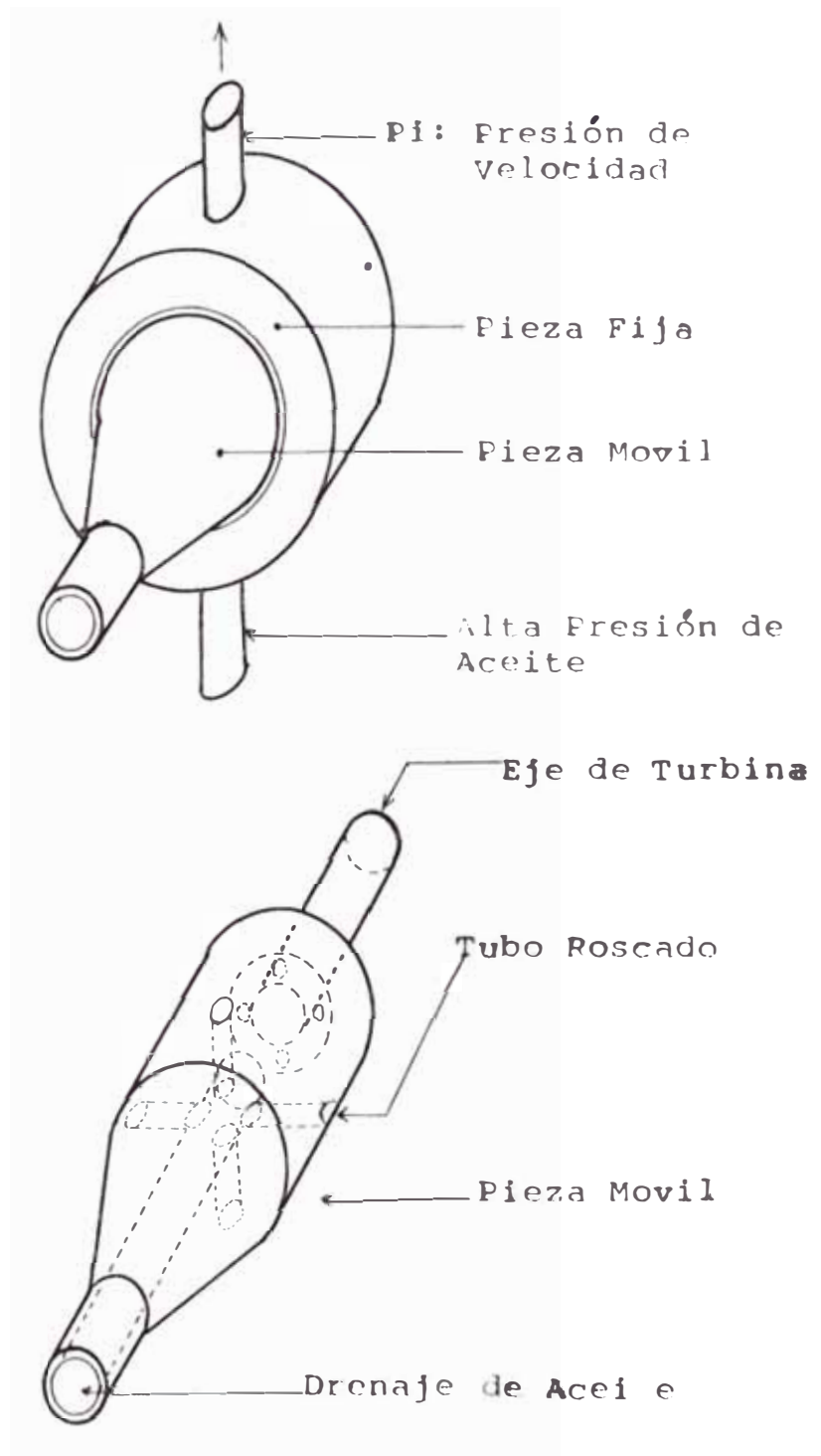


Fig. 4.3 Perspectiva del Sensor de Velocidad

CAPITULO V

CONSTITUCION Y OPERACION DE LA CAJA DE CONTROL

La principal función de la caja de control es enviar una señal controlada de Presión de aceite " P_c " que va hacia el Servomotor, éste envía una señal a la válvula de combustible, acumulando o disminuyendo gas a la turbina.

La caja de control está compuesta por tres barras que se encuentran dentro de la misma y cada una le corresponde una función específica, nunca trabajan las tres al mismo instante.

Estas barras son:

- Unidad limitadora de aceleración, controla la cantidad de combustible que alimenta a la turbina de gas, durante la aceleración en el arranque.
- Unidad reguladora de velocidad (gobernador), controla la velocidad de la turbina, manteniendo constante la frecuencia de la turbina para cualquier perturbación eléctrica.
- Unidad reguladora de temperaturas, limita y controla la elevación de temperatura del gas en la combustión de la

turbina de gas.

La unidad limitadora de carga, se encuentra separado de la caja de control y está diseñada como su mismo nombre lo indica "para limitar la carga en la Turbina de Gas", controlando el flujo del combustible. (Ver Fig 2.7)

Los componentes y partes que intervienen en la caja de control son los siguientes: (Ver gráficos 5.1, 5.2)

Válvula de copa: Es una tapa circular dispuesta de manera que en la parte superior tiene un asiento dónde se aloja el pin de la barra que es de forma cónica. La parte inferior de la copa está sentada sobre un anillo dónde se aloja la presión del aceite para ser controlado. Los diferenciales desplazamientos en la barra originan variaciones de presión de aceite en el anillo.

Fuelles: son considerados como los elementos para dar desplazamientos y ejercer una presión sobre la barra. Está compuesto por un material flexible e inoxidable. El área del fuelle depende de la fuerza que se desea introducir a la barra

Capacitancia: Similares a los fuelles con la diferencia que son utilizadas para almacenar energía del aceite de control. Tienen la misma función que una capacitancia eléctrica.

Resistencia: Es una válvula reguladora de flujo que se opone total o parcial al paso de flujo de aceite de control entre las capacitancias.

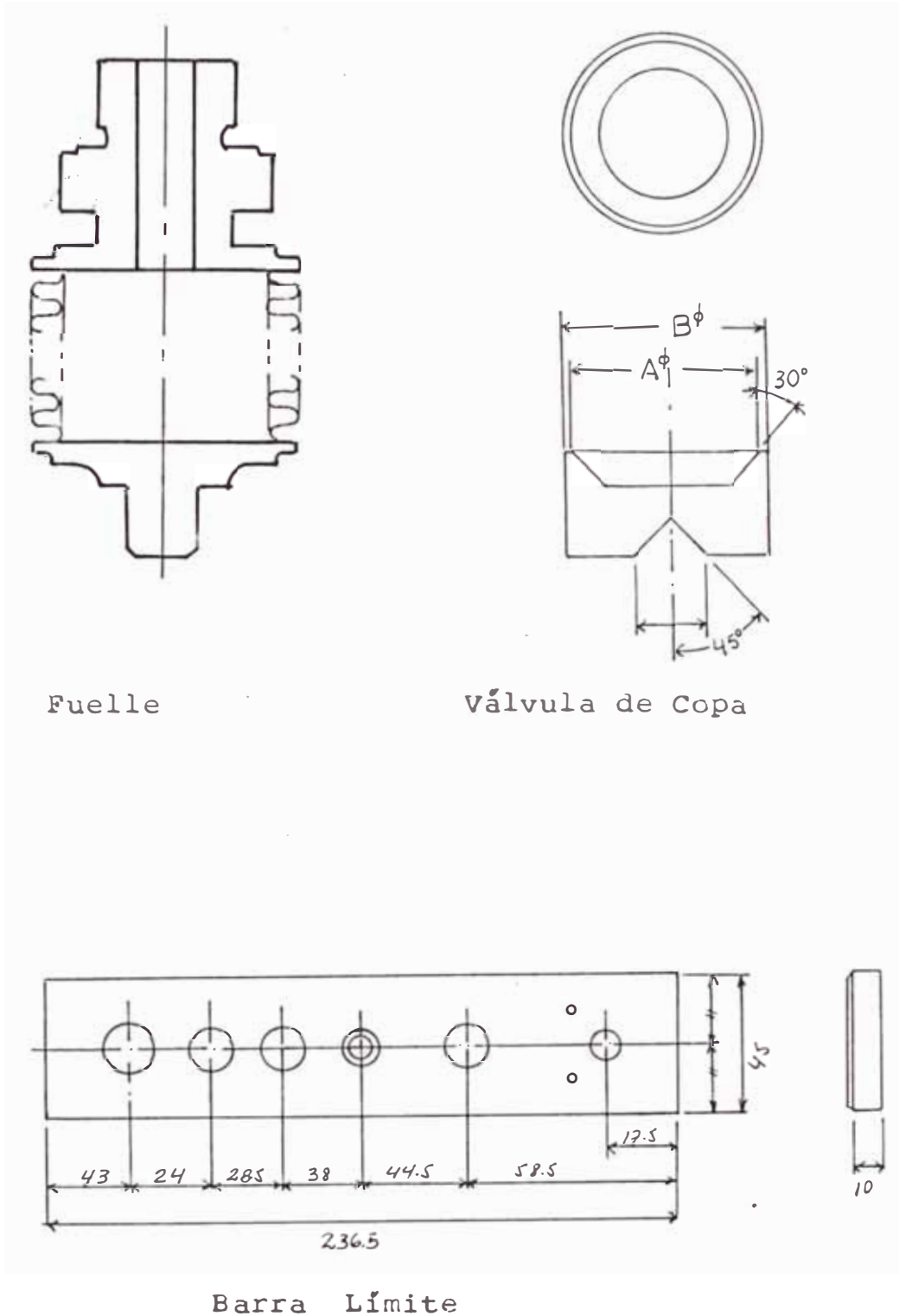


Fig. 5.1 Partes de la Caja de Control

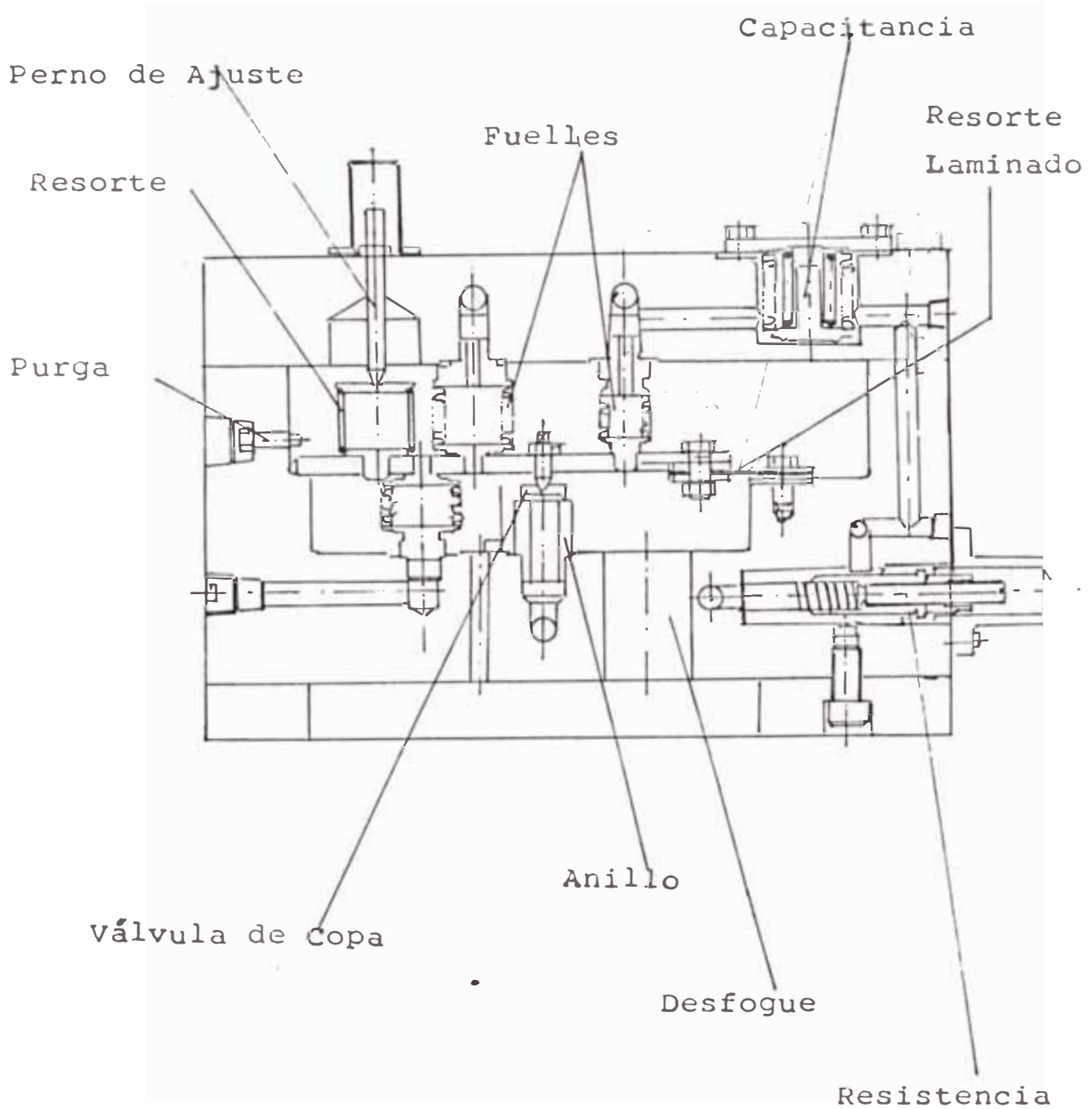


Fig. 5.2 Vista parcial de la Caja de Control

Resorte de ajuste: Es un resorte que en la parte superior se apoya un perno de ajuste. Su función es la ajustar la sumatoria de momentos cero en la barra.

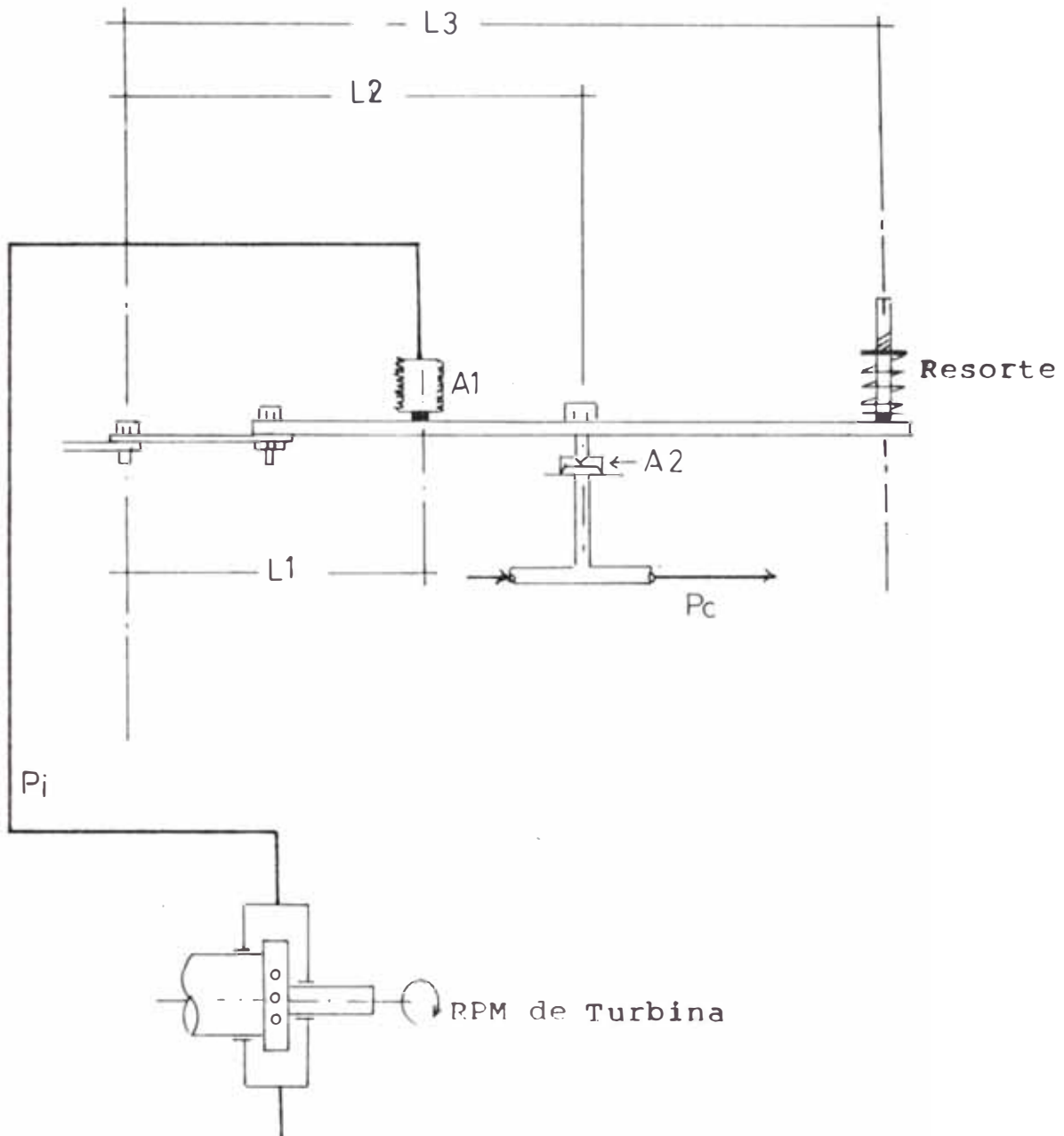
Resorte laminado: Es una lámina templada que sostiene a la barra con la caja de control.

Barra: Dónde se apoyan todos los fuelles y en la parte inferior siempre está la válvula de copa. Sobre ésta barra se realiza un balance de fuerzas y está apoyada a un extremo por el resorte laminado.

5.1.Unidad Limitadora de Aceleración

Controla la cantidad de combustible para la aceleración de la turbina en le proceso de arranque. Está compuesta por una barra ,en la que la parte de arriba están la fuerza de elasticidad del resorte de ajuste cero, un fuelle con área A_1 que es la señal de Presión de aceite de la frecuencia de la turbina (Presión de Velocidad) y en la parte de abajo la fuerza de la Presión de control (P_c).

El resorte de ajuste es calibrado de manera, que la fuerza de la Presión controlada ($F_c=P_c \cdot A_2$) pueda levantar la copa,cuando la frecuencia de la máquina es mínima (Arranque), puesto que la fuerza de la Presión de velocidad ($F_1=P_1 \cdot A_1$), no tiene la suficiente fuerza para contrarrestar la fuerza de control.(Ver gráfico 5.3)



Pi: Presión de Velocidad

Pc: Presión de Control

Fig. 5.3 Unidad Limitadora de Aceleración

5.1.1. Análisis de la Unidad Limitadora de Aceleración.

Del gráfico 5.3 podemos observar que para las sumatorias de las fuerzas en equilibrio, tenemos:

$$\Sigma \text{ Momentos} = 0 \quad (5.1)$$

dónde:

$$F_1 \cdot l_1 + W_{\text{resorte}} \cdot l_3 - F_2 \cdot l_2 = 0$$

Para:

$$F_1 = P_1 \cdot A_1$$

$$F_2 = P_c \cdot A_2$$

dónde:

A_1 : Area fuelle
 A_2 : Area de la copa
 P_1 : Presión de velocidad
 P_c : Presión de control
 W_r : fuerza del resorte

Reemplazando:

$$P_c \cdot A_2 \cdot l_2 = P_1 \cdot A_1 \cdot l_1 + W_r \cdot l_3$$

dónde:

$$P_c = P_1 \cdot \frac{A_1 \cdot l_1}{A_2 \cdot l_2} + \frac{W_r \cdot l_3}{A_2 \cdot l_2}$$

Luego:

$$P_c = P_1 \cdot K + C \quad (5.2)$$

$$K = \frac{A_1 \cdot l_1}{A_2 \cdot l_2}$$

$$C = \frac{W_r \cdot l_3}{A_2 \cdot l_2}$$

De la ecuación (5.2) la Presión de Control (P_c) es directamente proporcional a la Presión de la Velocidad (P_1), por una constante K (ganancia) más una constante C.

Para aumentar o disminuir la ganancia se cambian las áreas efectivas en las copas es decir si aumentamos el área de la copa en: A_2

$$K = \frac{A_1 \cdot l_1}{A_2 \cdot l_2}$$

Tenemos que K disminuye.

Veamos ahora como ajustamos la ecuación (5.2) con los valores determinados para una de nuestras turbinas MW-191G.

Para el ajuste del resorte consideramos que la condición mínima cuando la frecuencia de la turbina es 0 RPM tenemos una Presión de velocidad $P_1 = 0$, asumiendo por datos del fabricante una $P_{control} = 0.5 \text{ Kg/cm}^2$.

Reemplazando en la fórmula 5.2

$$0.5 = K \cdot 0 + C$$

dónde

$$C = 0.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Luego:

$$P_c = P_1 \cdot K + 0.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Para

$$A_1 = 7.94 \text{ cm}^2, \quad A_2 = 5.162 \text{ cm}^2$$

$$l_1 = 6.35 \text{ cm}, \quad l_2 = 10.8 \text{ cm},$$

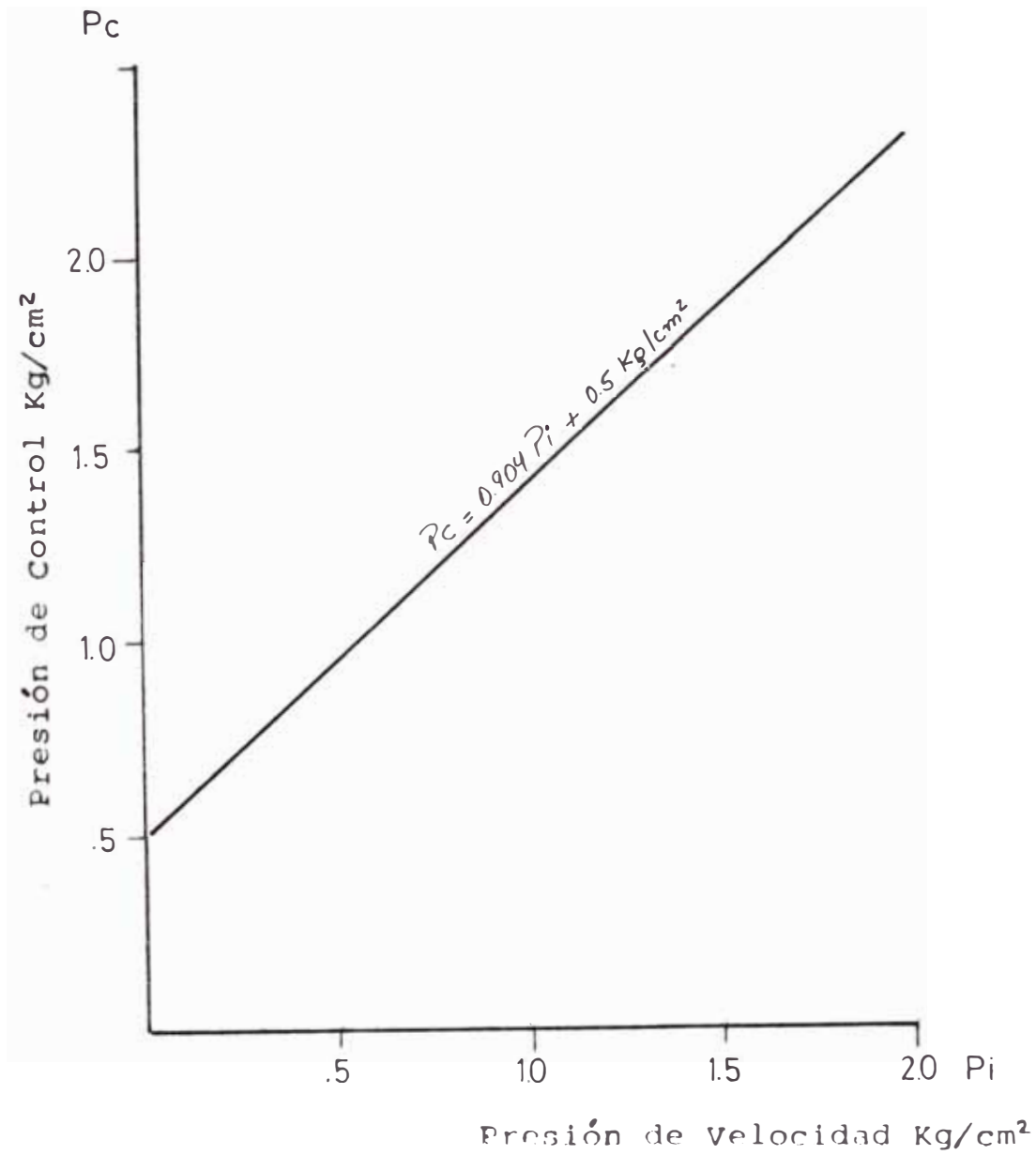


Fig. 5.4 Gráfico del Límite de Aceleración con Valores Teóricos.

$$l_3 = 19.85\text{cm}$$

Dónde:

$$P_c = 0.904 P_i + 0.5 \text{ Kg/cm}^2 \quad (5.3)$$

De la fórmula 5.3 podemos apreciar que la pendiente según el gráfico 5.4 se asemeja a la curvas características del gobernador hidráulico, obtenida en las pruebas de éste. Hay que asumir que las pendientes no coinciden, pues existen muchos parámetros como las constantes de elasticidad de los fuelles, la constante de elasticidad del resorte laminado etc, que hacen alterar los resultados en las formulas obtenidas de las pruebas físicas.

5.2.Unidad Reguladora de Velocidad

Llamado generalmente como "Gobernador", es el que se encarga de controlar la velocidad de la turbina, manteniendo constante la velocidad o frecuencia de la maquina. (Ver gráfico 5.5)

Está compuesta por una barra que es la que se encarga de ajustar la Presión de control (P_c) mediante una copa, situada debajo de ésta barra.

Se puede observar que en la parte de arriba de la barra está compuesta por las fuerzas:

F_1 :Fuerzas de retroalimentación

$$F_1 = P_c' \cdot A_1$$

F_3 :Fuerza del cambiador de velocidad o señal de consigna

$$F_3 = P_a \cdot A_3$$

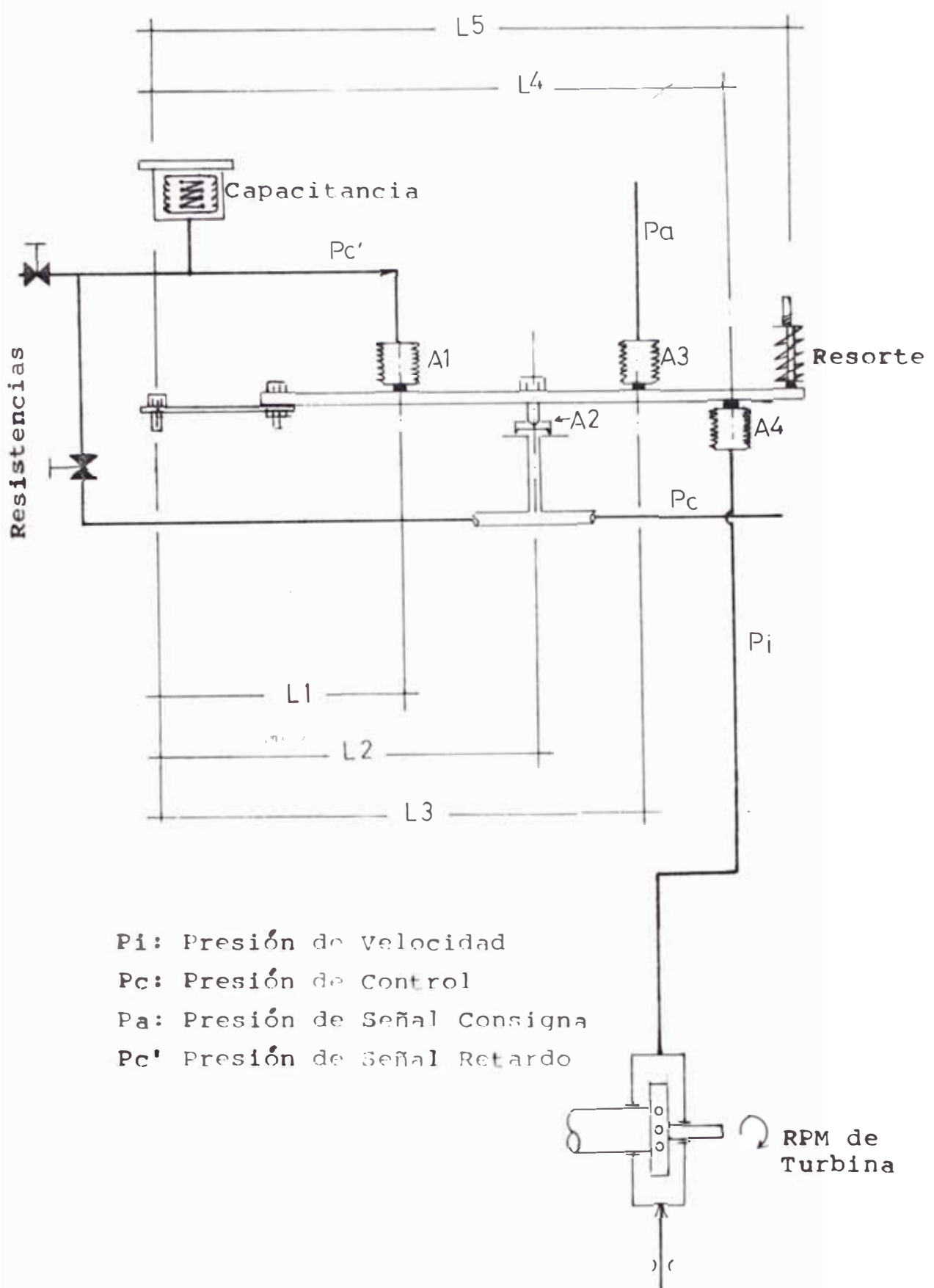


Fig. 5.5 Unidad Reguladora de Velocidad

Fr : Fuerza del resorte

$$Fr = Wr$$

Las fuerzas debajo de la barra tenemos:

F₂ : Fuerza de Presión de control, P_c

F₄ : Fuerza de la Presión de velocidad, P_v.

5.2.1. Análisis de la Unidad Reguladora de Velocidad

Para éste caso consideramos sumatoria de momentos, considerando una constante de tiempo $T=R \cdot C$ retardadora

Ver gráfico 5.6.

A1.- Constante de tiempo "T".

La Combinación de una restricción R. con la capacidad del fuelle C da lugar a una función de retardo con una constante de tiempo "T".

Supongamos en el gráfico 5.6, que es equivalente a la restricción y capacitancia de la unidad reguladora de velocidad.

En éste gráfico, se puede ver un fuelle con restricción y su equivalente.

Cuando existe una pequeña diferencia de presiones $(P_c - P_c')$, entre la entrada y el interior del fuelle, el caudal Q que pasa a través de la restricción, capilar R corresponde a un régimen laminar, por lo tanto.

$$P_c - P_c' = R \cdot Q$$

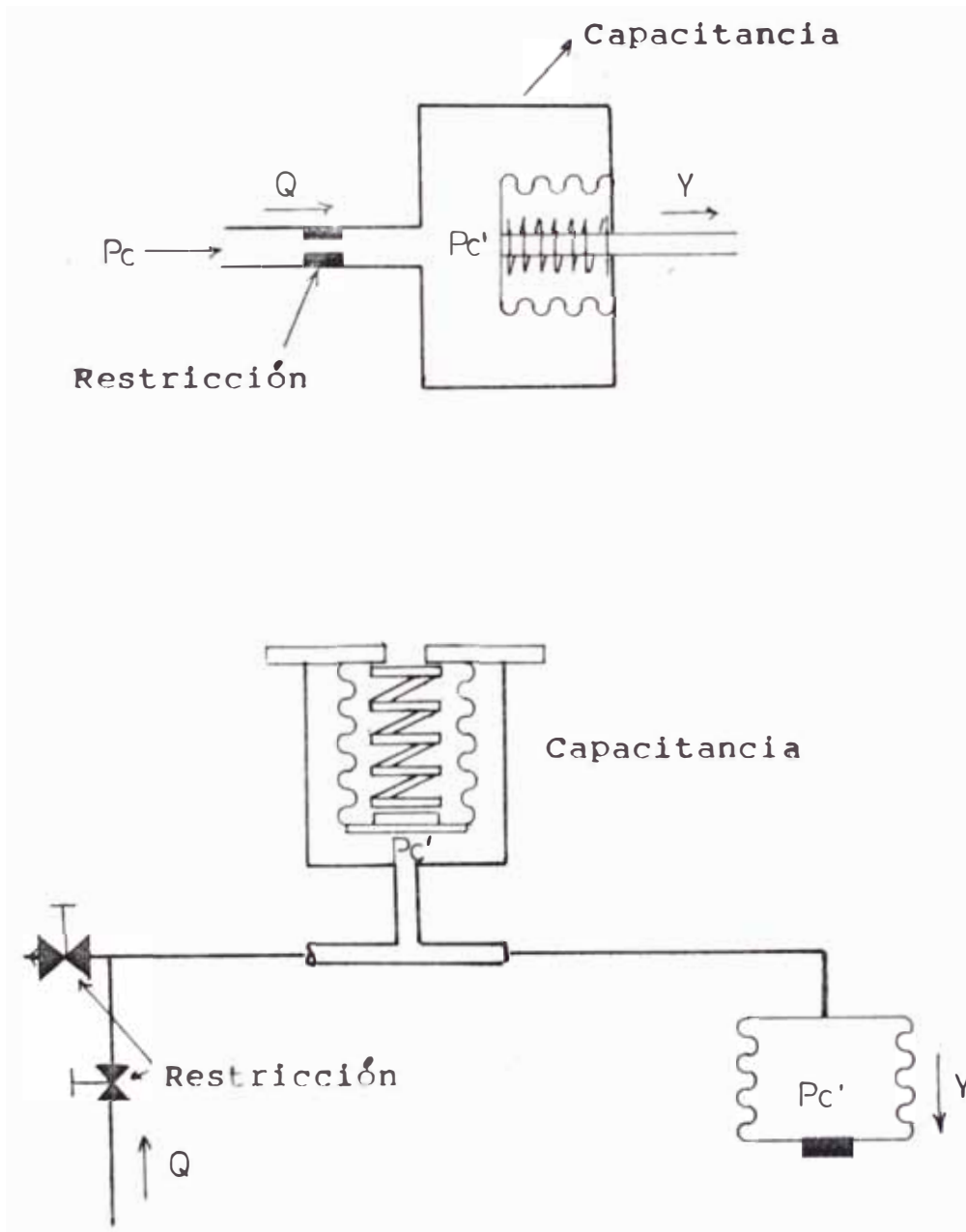


Fig. 5.6 Fuelle con Restricción

Siendo R la resistencia de la restricción éste caudal introduce a los fuelles una cantidad de aceite $Q \cdot \delta T$ por unidad de tiempo, dando lugar a una variación de Presión $\delta P_{c'}$. El sistema se comporta como un condensador eléctrico de capacidad C que se cargará con una intensidad Q ante una diferencia de tensiones $\delta P_{c'}$.

luego:

$$C = \frac{Q \cdot \delta t}{\delta P_{c'}}$$

Dónde:

$$P_c - P_{c'} = R \cdot C \frac{\delta P_{c'}}{\delta t}$$

$$P_c = P_{c'} + R \cdot C \frac{\delta P_{c'}}{\delta t}$$

Y como en electricidad la combinación de una resistencia R y una capacidad C introduce una constante de tiempo T resulta:

$$P_c = P_{c'} + T \frac{\delta P_{c'}}{\delta t} \quad (5.5)$$

La acción de la constante de tiempo reemplaza físicamente a una volante, que generalmente se acopla al eje de las máquinas eléctricas. Dicho de otro modo, cumple la función de amortiguar las perturbaciones de cualquier tipo de origen.

Estas perturbaciones suelen ser de origen eléctricos (exteriores), y mecánicos (interiores).

A2.-Sumatoria de momentos de la Unidad Reguladora de Velocidad.

Sumatoria de momentos igual a "0" del gráfico 5.5

$$\Sigma M = 0$$

$$F_1 \cdot l_1 + F_3 \cdot l_3 + F_5 \cdot l_5 = F_2 \cdot l_2 + F_4 \cdot l_4$$

Reemplazando

$$P_c \cdot A_1 \cdot l_1 + P_a \cdot A_3 \cdot l_3 + W_r \cdot l_5 = P_c \cdot A_2 \cdot l_2 + P_1 \cdot A_4 \cdot l_4$$

Despejando P_c ecuación (5.7)

$$P_c = P_c \frac{A_1 \cdot l_1}{A_2 \cdot l_2} + P_a \frac{A_3 \cdot l_3}{A_2 \cdot l_2} + \frac{W_r \cdot l_5}{A_2 \cdot l_2} - P_1 \frac{A_4 \cdot l_4}{A_2 \cdot l_2}$$

Dónde:

$$K_1 = \frac{A_1 \cdot l_1}{A_2 \cdot l_2}, \quad K_3 = \frac{A_3 \cdot l_3}{A_2 \cdot l_2},$$

y

$$K_5 = \frac{W_r \cdot l_5}{A_2 \cdot l_2}, \quad K_4 = \frac{A_4 \cdot l_4}{A_2 \cdot l_2}$$

Reemplazando:

$$P_c = P_c' \cdot K_1 + P_a \cdot K_3 + K_5 - P_1 \cdot K_4 \quad (5.8)$$

Sabemos que para P_c' , en la ecuación (5.5) tomamos en cuenta para un estado de régimen permanente:

t-a luego:

$$P_c = P_c'$$

$$P_c = P_c \cdot K_1 + P_a \cdot K_3 + K_5 - P_1 \cdot K_4$$

$$P_c = P_a \cdot \frac{K_3}{1-K_1} + \frac{K_5}{1-K_1} - P_1 \cdot \frac{K_4}{1-K_1} \quad (5.9)$$

donde:

$$K_a = \frac{K_3}{1-K_1} = \frac{A_{3.13}}{A_{2.12} - A_{1.11}}$$

$$K_w = \frac{K_5}{1-K_1} = \frac{W_{r.15}}{A_{2.12} - A_{1.11}}$$

$$K_1 = \frac{K_4}{1-K_1} = \frac{A_{4.14}}{A_{2.12} - A_{1.11}}$$

$$P_c = P_a \cdot K_a + K_w - P_1 \cdot K_1 \quad (5.10)$$

La fórmula 5.10 corresponde para una señal en estado de régimen permanente y es

la que valúa la regulación de una carga, o la frecuencia de la turbina, como lo veremos en el capítulo VII.

Para el término transitorio, intervienen la constante de tiempo "T", que es la origina que el sistema este cambiando de una condición de estado de régimen permanente a otra

Pero el análisis del estado transitorio está influenciado por las variaciones y perturbaciones que están dadas por la respuesta de Presión de combustible ya sea liquido o gas, el calor específico del combustible, el peso específico del combustible, la respuesta del servomotor, expansión de las tuberías hidráulicas de las señales de control, la distancia de la caja de control hacia el servomotor, inexactitud del sensor de velocidad hidráulica, etc.

En resumen, si nuestra máquina, es muy sensible a perturbaciones, aumentamos la constante de tiempo RC. Hacemos de ésta máquina más estable en el sistema, pero la respuesta de cantidad de combustible en el tiempo se vería disminuido.

Si disminuimos la constante de tiempo, aumentamos la inestabilidad. Por tanto suele ser más sensible a cualquier pertur-

bación.

De la fórmula (5.10) podemos deducir que para régimen permanente, podemos encontrar una familia de rectas para diferentes valores de la Presión P_a (Presión de consigna), tal como vemos en el gráfico de la figura(5.8).

De éste gráfico podemos apreciar que, si incrementamos la señal de consigna " P_a ", manteniendo una misma señal de velocidad P_1 , y considerando al turbogenerador solo en el sistema, tendremos como respuesta un incremento de revoluciones.

Si el turbogenerador está generando en paralelo con el sistema, tendremos como respuesta una toma de carga.

En el gráfico de la fig. 5.7 se puede apreciar la comparación de reguladores de la turbina de gas con reguladores elementales de contrapesos. De éste gráfico se tiene una idea como la barra de regulación se compara con un regulador de contrapesos, y la constante de tiempo R.C con la volante de un generador.

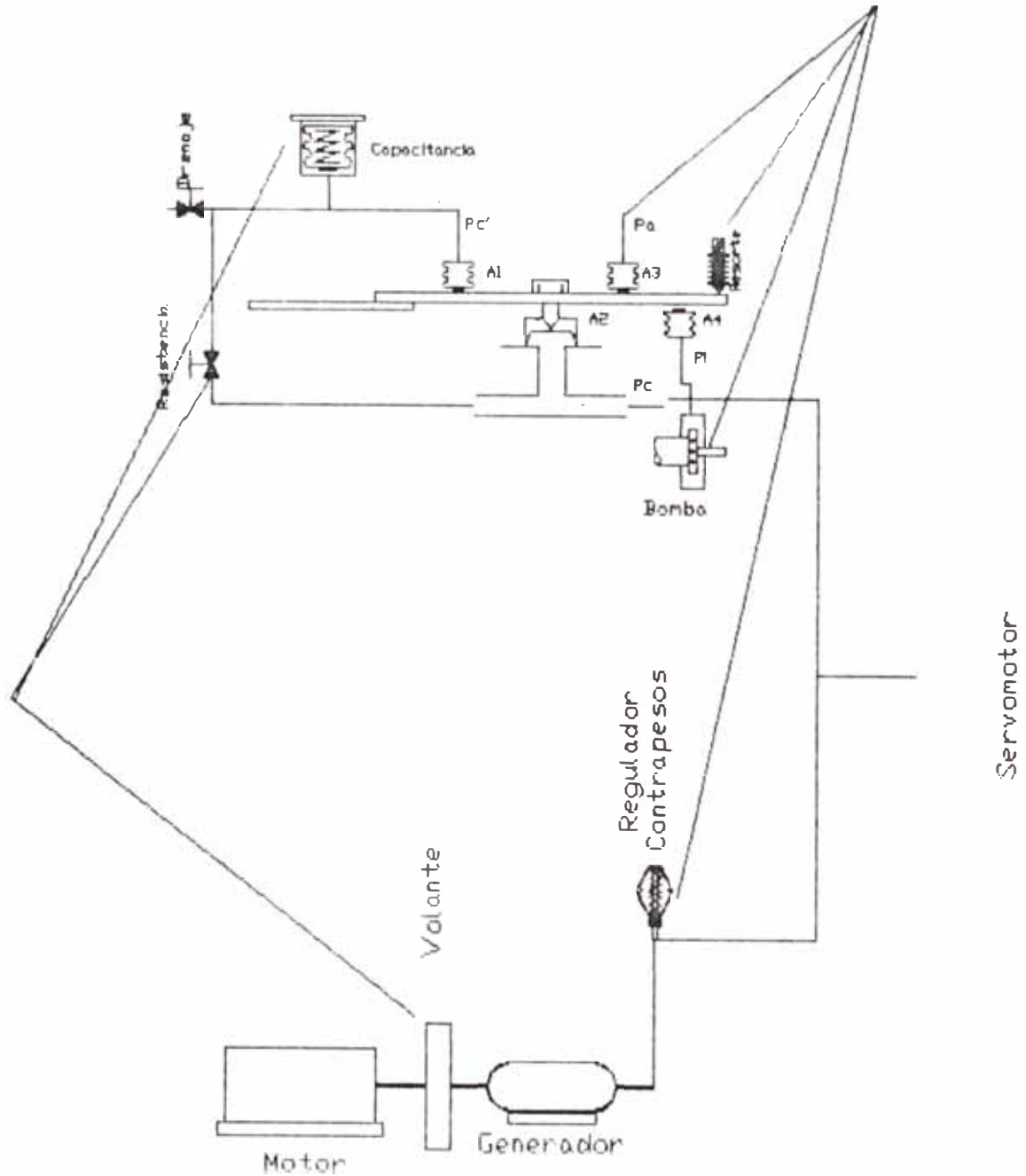
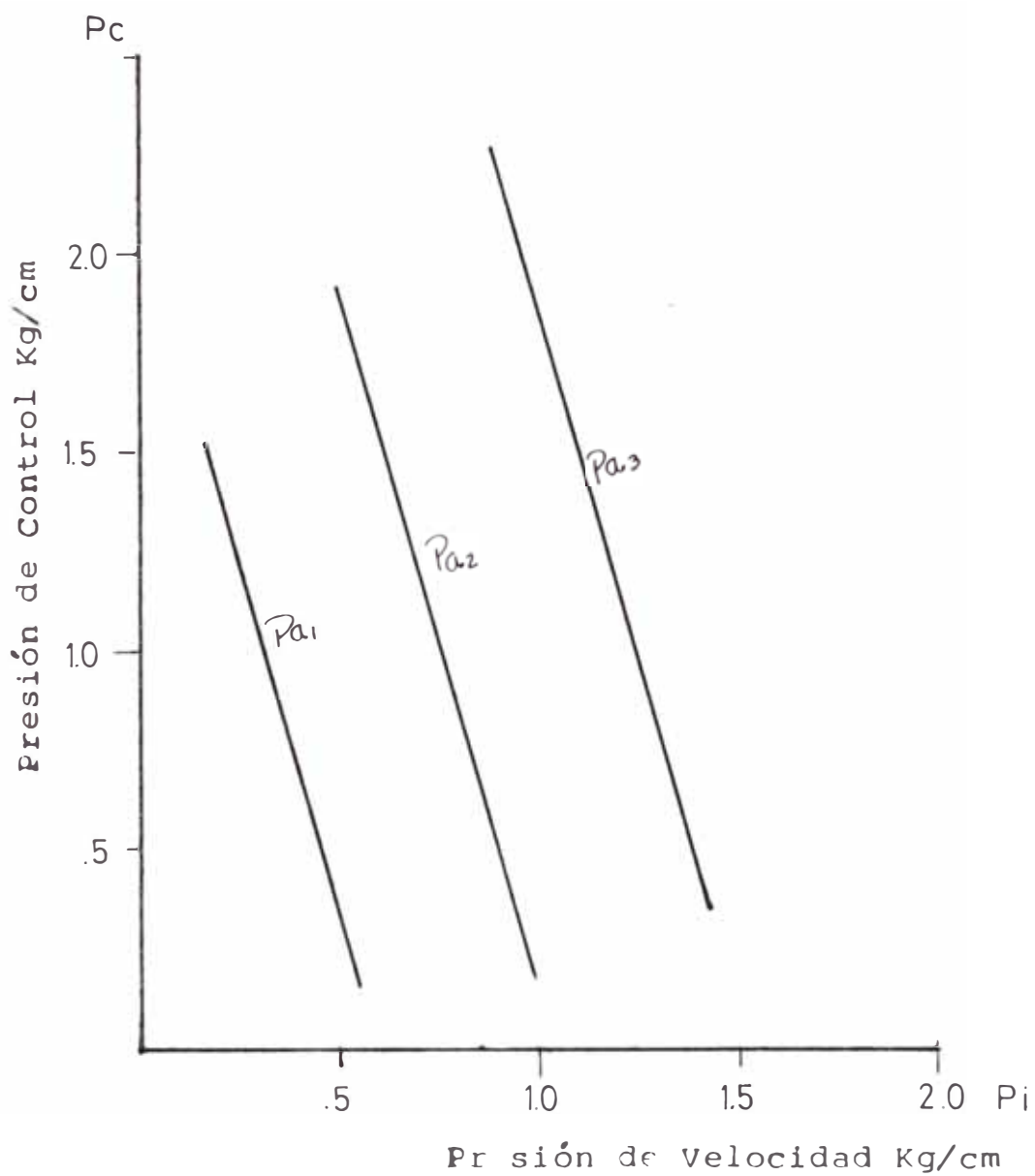


Fig. 5.7 Comparacion de reguladores equivalentes



P_{a1}, P_{a2}, P_{a3} : Señal de Comando con Presión de Aire

Fig. 5.8 Familia de Rectas con Señales de Presión de Comando Diferentes.

5.3.Unidad Reguladora de Temperatura

Una de las características principales del sistema de regulación de la turbina a gas como lo mencionaremos en el capítulo 2.4, es que regula la tasa de suministro de combustible durante la secuencia de arranque, contra choques térmicos excesivos, y cuando la turbina trabaja en las proximidades de su máxima capacidad (16 MW). (Ver gráfico 5.9)

Estos límites de temperatura son tomados en los combustores, y son directamente proporcionales a la carga de la turbina, es decir a más potencia generada mayor temperatura de combustión. Pero como es necesario tener una medición con exactitud, podemos referirnos a la temperatura del gas de escape de la turbina. Esta temperatura se torna uniforme al mezclarse durante su paso por la turbina.

El mejor indicador de potencia en la turbina es la Presión en la cámara de combustión, o la Presión de la salida del compresor axial de la turbina. Por lo tanto tenemos una señal de consigna que es la Presión de salida del compresor, y un comparador o señal de retroalimentación que es la temperatura de gases de escape y una señal controlada que va hacia la unidad reguladora de temperatura, que a su vez ésta controla la entrada de combustible hacia la turbina.

Cabe mencionar también que la turbina aparte de la unidad reguladora de temperatura tiene protecciones

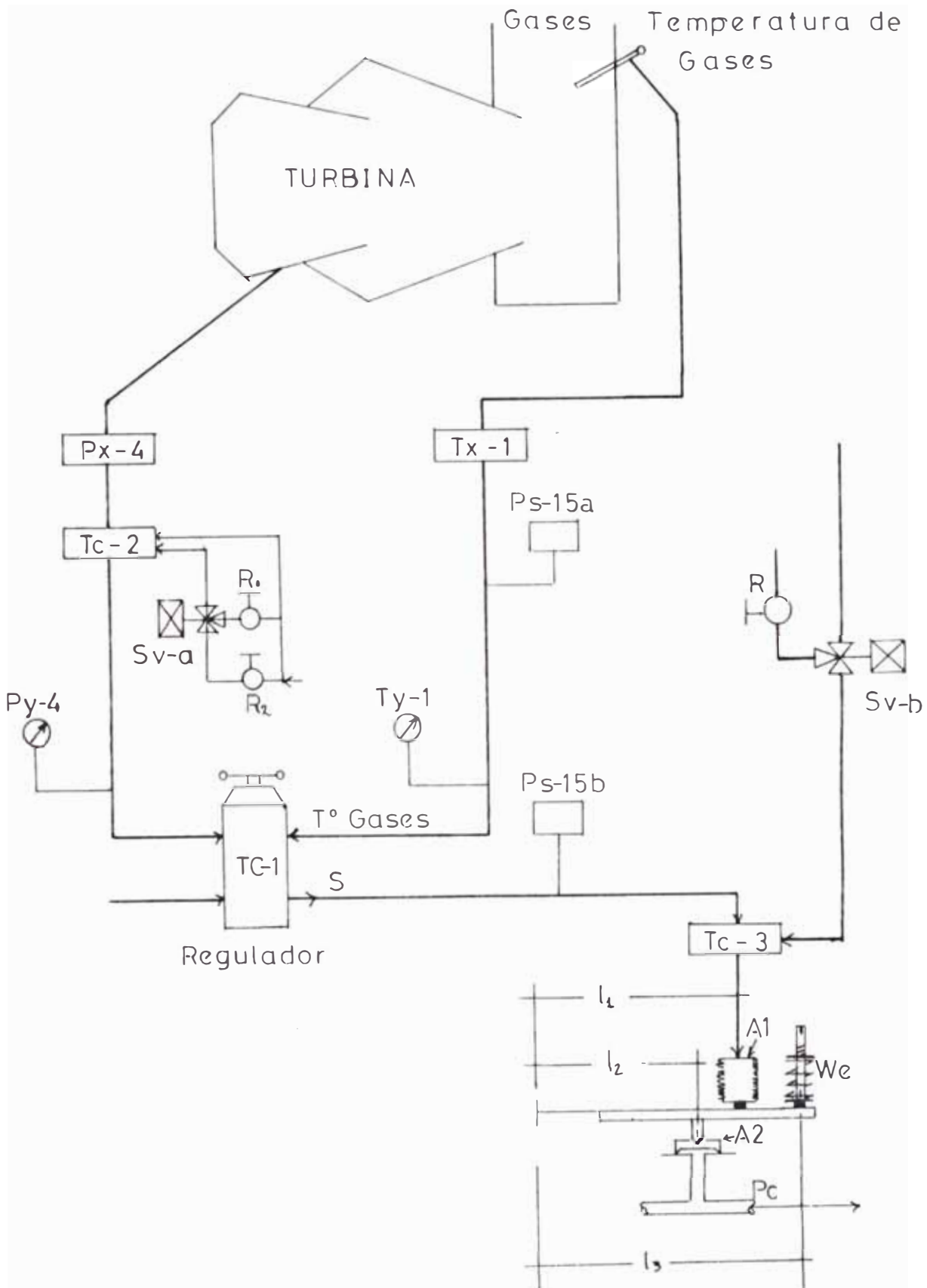


Fig. 5.9 Unidad Reguladora de Temperatura

por sobretemperaturas en los combustores, en los gases de escape, en el aceite lubricante, etc. Estas protecciones son generalmente captadas de termocúpllas que envían señales tanto preventivas o de parada de la máquina, de acuerdo a lo calibrado en los registradores de las temperaturas.

5.3.1. Análisis de la Unidad Reguladora de Temperatura

Primero mencionaremos como trabaja el sistema regulador, antes de llegar al fuelle de la barra reguladora. (Ver gráfico 5.9)

El Tc-1 es un gobernador dentro de éste sistema, tiene como señal de consigna la Presión del compresor y una señal de retroalimentación que es la temperatura de gases de escape. Si se presenta una perturbación en la temperatura de los gases de escape (aumenta), de inmediato el Tc-1 enviará una señal de respuesta de manera que, combinada con la barra reguladora de temperatura, hacen que disminuya la entrada de combustible a la turbina.

El ciclo continuará hasta que los gases de escape lleguen a sus temperaturas permisibles.

Las perturbaciones en la temperatura de gases de escape, son detectados por el interruptor de Presión Ps-15A, (0.2Kg/cm^2 : ON y 0.3Kg/cm^2 : OFF) éste a su vez enviará una señal eléctrica para que actúe el relay Tc-3, y otra señal al tablero de control de "Sobretemperatura de gases de es-

cape". A partir de éste momento trabajará la barra de la Unidad Reguladora de Temperatura. Si la perturbación sucede en el arranque de la turbina, puede ser detectado por el interruptor de presión PS-15B(0.9Kg/cm² y 0.95Kg/cm²), enviando una señal al relay Tc-3, el cual acciona la barra de la unidad reguladora de temperatura.

Si hacemos sumatoria de momentos en la barra de la unidad reguladora de temperatura tendremos:

$$P_c \cdot A_2 \cdot l_2 = P_s \cdot A_1 \cdot l_1 + W_r \cdot l_3 \quad (5.11)$$

Dónde:

P_c : Presión de control

P_s : Presión de señal del regulador TC-1

W_r : Constante del resorte

A_1 : Area de la copa

A_2 : Area del fuelle de Ps.

Dónde :

$$P_c = P_s \cdot K + C \quad (5.12)$$

$$K = \frac{A_1 \cdot l_1}{A_2 \cdot l_2}, \text{ y } C = \frac{W_r \cdot l_3}{A_2 \cdot l_2},$$

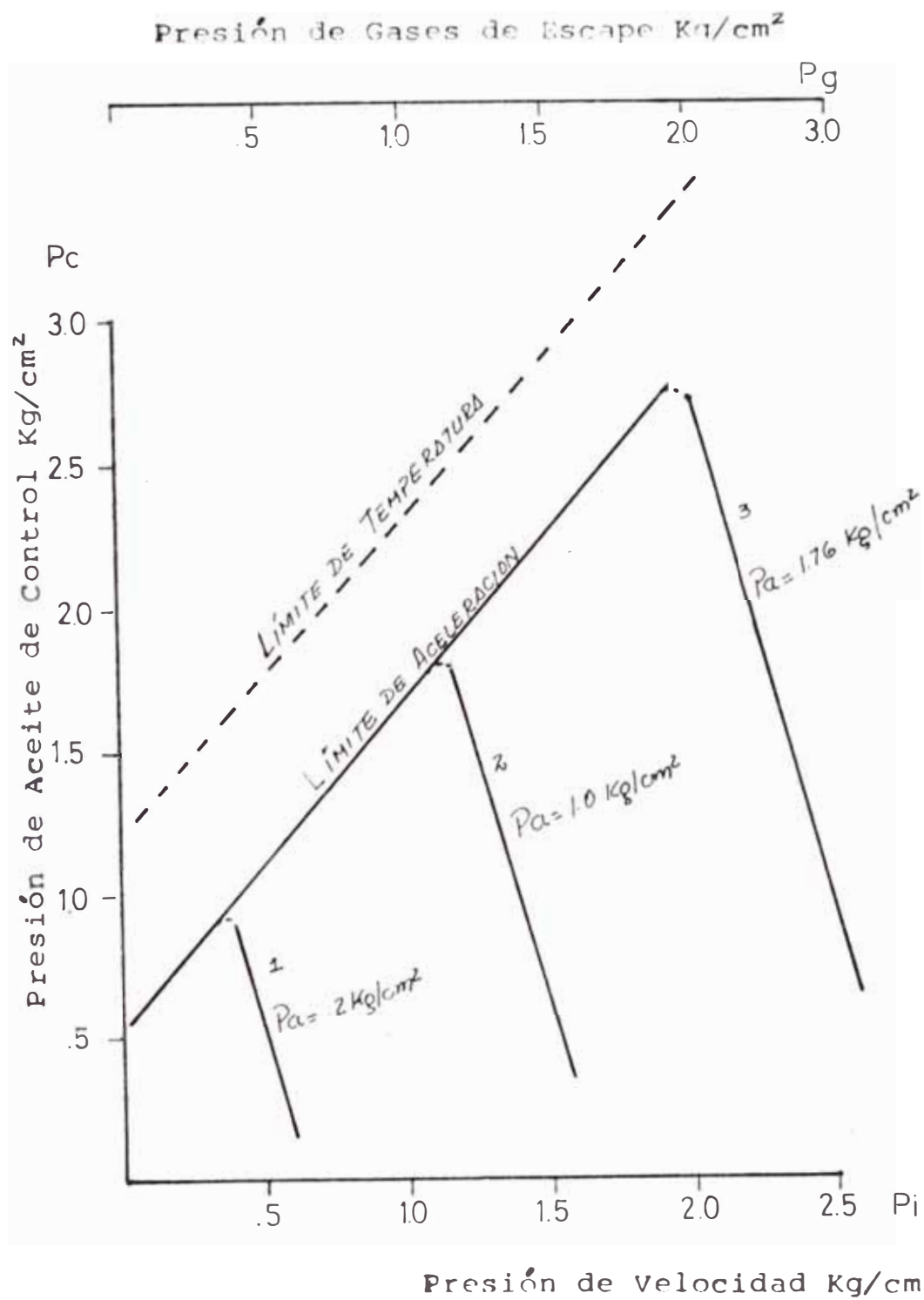
De la fórmula 5.12 podemos observar que la Presión de control P_c , es directamente proporcional a la señal de respuesta del TC-1, (Temperatura de gases de escape), más una constante C. Es importante señalar que cuando trabaja éste sistema, la unidad pierde todo el control del gobernador, es decir la turbina queda controlada por la temperatura de los gases de escape.

Si la máquina estuviera generando acoplada al sistema, ésta reacciona de manera que baja su frecuencia y a su vez elimina carga de la turbina. El operador de inmediato debe maniobrar una perilla "Pico", que amplifica la señal del Tc-2, de manera, que la turbina aumenta en su capacidad para soportar sobretemperaturas en los gases de escape y en los quemadores.

5.4. Relación entre las acciones de las tres Palancas de Control

Tal como se explicó anteriormente, hay tres palancas de control en la caja de control, cada una de las cuales trabaja en forma individual y adopta el modo de equilibrio de la palanca de control común.

Mediante la acción de cada una de las tres palancas de control se crean los tres tipos de presiones de control con el objeto de equilibrar las fuerzas. Entre éstas la más baja Presión de control corresponde a la presión que se aplicará al servomotor. En otras palabras, supongamos que en cierto instante, el límite de aceleración está dado por la Presión de control más baja de entre las palancas en equilibrio, ante ésta situación, se produce una fuga de aceite por la válvula de copa y todo el sistema adquiere ésta presión. En cuanto a las otras presiones como las presiones neumáticas reguladoras de temperatura y velocidad, no están actuando debido a que la Presión de con-



- 1.- Punto mínimo de la Unidad Reguladora de Velocidad
- 2.- Punto medio
- 3.- Punto máximo, para su velocidad de Ré imen.

Fig. 5.10 Acción de las Tres Palancas en la Caja de Control

trol desde abajo de la válvula de copa es menor y se encuentra oprimida desde arriba, impidiendo así la salida del aceite.

De los tres dispositivos siempre estará trabajando solo uno de ellos, siendo imposible que actúen 2 ó 3 en forma simultanea.

De entre los tres, aquel que deje salir aceite por la válvula de copa, es decir, la menor de las presiones de control que sirve para equilibrar las palancas viene a ser el que esté trabajando en ese momento.

Del gráfico 5.10 se puede observar la acción de las tres palancas en un banco de prueba, como veremos en el capítulo siete.

5.5. Características de trabajo de la Caja de Control en el momento de arranque

En un arranque la turbina está sometida a muchos procesos, los cuales hacen que la Presión de Velocidad (P_1)-Vs- Presión de Control (P_c), no guarden relación con la gráfica de la figura 5.10. Estos procesos son los pasos obligados que debe seguir una turbina para llegar hasta el 60% de su velocidad, para que pueda ser autosostenida. Para esto, es necesario contar con un motor de arranque de 500 HP, y ayudarse con la combustión de gas o diesel en la cámara de quemado de la Turbina de Gas.

El motor de arranque acciona llevando la turbina desde cero hasta 2,100 RPM. La válvula principal de

combustible CV-11 (gas o diesel), comienza a trabajar a las 2,800 RPM.

Para el arranque con gas, éste se suministra a la cámara de quemado mediante un puente de la válvula CV-11 Gas. Para un arranque con diesel, se suministra combustible por la misma válvula CV-11 diesel, que se mantiene con una abertura inicial de 3.82mm, para cualquier Presión de control (P_c) menor de 1.25 Kg/cm²

En el gráfico 5.11 podemos apreciar el comportamiento de la Presión de control P_c para un arranque, vemos que difiere del gráfico 5.10 (Teórico), a consecuencia de los diferentes parámetros ocasionados por los equipos de encendido, motor de arranque, etc. Los procesos a seguir son los siguientes:

Punto N°1.- Inicialmente cuando la Presión de velocidad es baja, se encuentra operando la barra del límite de aceleración. Esto debido a la gran Presión de control motivada por la barra de regulación de velocidad

Punto N°2.- Cuando se ha elevado el número de revoluciones de la Turbina de Gas por intermedio de los equipos de encendido y arranque, la Presión de velocidad aumenta y toma parte en la barra límite de aceleración, dando como resultado una subida de Presión de control.

Punto N°3.- De continuar aumentando el número de revoluciones, la Presión de control llega al límite de transferencia de la barra limitadora de aceleración a

la barra gobernadora. Un incremento de la Presión de velocidad (P_1), la Presión de control (P_c) estará controlada por la barra de gobernación, disminuyendo la Presión de control.

Punto N°4.-La Presión de velocidad (P_1) se ha incrementado, a consecuencia del impulso que recibe la turbina por los equipos de arranque y encendido. Por tanto la Presión de control (P_c) disminuye por encontrarse trabajando en la barra del gobernador.

Punto N°5.-El motor de arranque queda fuera de servicio y los equipos de encendido terminan su proceso en el arranque. A partir de éste momento se incrementa la señal de consigna (P_a) o señal de aire, incrementándose la Presión de control (P_c). No hay incremento de velocidad en la turbina puesto que la válvula de combustible (CV-11Gas) permanece cerrada, o en mínima posición (CV-11Diesel). De la misma manera la Presión de velocidad (P_1) no se incrementa.

Punto N°6.-A partir de éste momento abre la válvula de combustible ($P_c=1.3\text{kg/cm}^2$) y la turbina incrementa su velocidad, aumentando la Presión de velocidad (P_1). La señal de consigna continua (P_a) incrementándose hasta llevar la turbina a su velocidad de régimen.

Durante la operación de la carga, las variaciones de la Presión de velocidad son pequeñas, las variaciones de la Presión neumática del cambiador de velocidad (P_a) son también pequeñas (de 1.7 Kg/cm^2 a 2.10

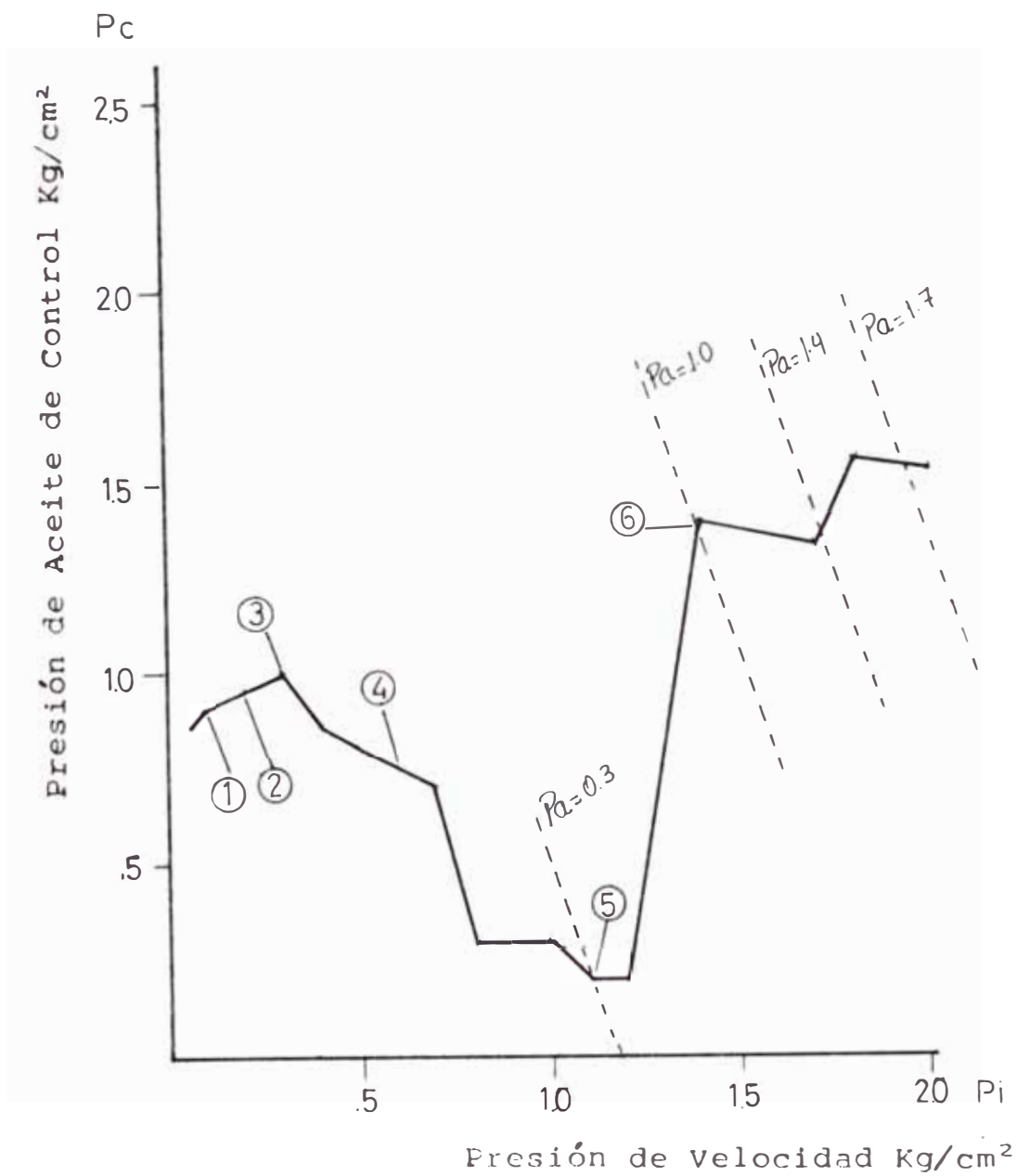


Fig. 5.11 Presión de Velocidad- vs -Presión de Control
Para un Arranque de la Turbina de Gas

Kg/cm²), pudiendo lograrse como resultado una carga apreciable.

Si la Presión de control sube hasta las proximidades de carga máxima (16,000 Kw), el regulador de temperatura del gas de escape trabaja al elevarse ésta temperatura. Al subir la temperatura del gas de escape, disminuye la Presión neumática del regulador de temperatura Tc-1, (Pg). Si entonces la Presión de control que entrega el regulador de temperatura baja más que la Presión de control de la barra de gobernador de velocidad, el aceite en la válvula de copa se conmuta y entra a operar la parte reguladora de temperatura.

El regulador de temperatura del gas de escape provoca una disminución adicional de la Presión de control (P_c), hasta alcanzar el punto en que se equilibran justamente la temperatura del gas de escape y la presión de salida del compresor de la turbina.

Cuando funciona éste equipo, el gobernador nada tiene que ver absolutamente con la variaciones de la Presión de velocidad (P₁), más bien se encarga de mantener constante la temperatura.

Kg/cm²), pudiendo lograrse como resultado una carga apreciable.

Si la Presión de control sube hasta las proximidades de carga máxima (16,000 Kw), el regulador de temperatura del gas de

escape trabaja al elevarse ésta temperatura. Al subir la temperatura del gas de escape, disminuye la Presión neumática del regulador de temperatura Tc-1, (Pg). Si entonces la Presión de control que entrega el regulador de temperatura baja más que la Presión de control de la barra de gobernador de velocidad, el aceite en la válvula de copa se conmuta y entra a operar la parte reguladora de temperatura.

El regulador de temperatura del gas de escape provoca una disminución adicional de la Presión de control (Pc), hasta alcanzar el punto en que se equilibran justamente la temperatura del gas de escape y la presión de salida del compresor de la turbina.

Cuando funciona éste equipo, el gobernador nada tiene que ver absolutamente con la variaciones de la Presión de velocidad (P1), más bien se encarga de mantener constante la temperatura.

CAPITULO VI

CONSTITUCION Y OPERACION DEL SERVOMOTOR HIDRAULICO

Como vimos en la fig 2.4, constituye un regulador elemental que recoge las variaciones de velocidad, abriendo y cerrando directamente la válvula de gas. En la fig 2.5 vimos que los mecanismos de cierre de válvulas de turbinas requieren de un esfuerzo superior a los que generan los reguladores, haciendo necesario un mecanismo amplificador de potencia hidráulico controlado por una válvula piloto y un actuador, éste mecanismo es llamado Servomotor Hidráulico.

Las variaciones de velocidad son captadas por los contrapesos (Fig 2.5), bajando o subiendo la varilla en el punto "b". El movimiento es reflejado en el cilindro#2 (válvula piloto), que a su vez amplifica la señal con aceite de alta presión al cilindro#2 (actuador). Este abre o cierra la válvula de combustible, aumentando o disminuyendo la velocidad de la turbina.

En la fig 2.5 se ha constituido el servomotor hidráulico, pero presenta inconvenientes.

La palanca abc, tiene un punto de giro fijo "c" y al au-

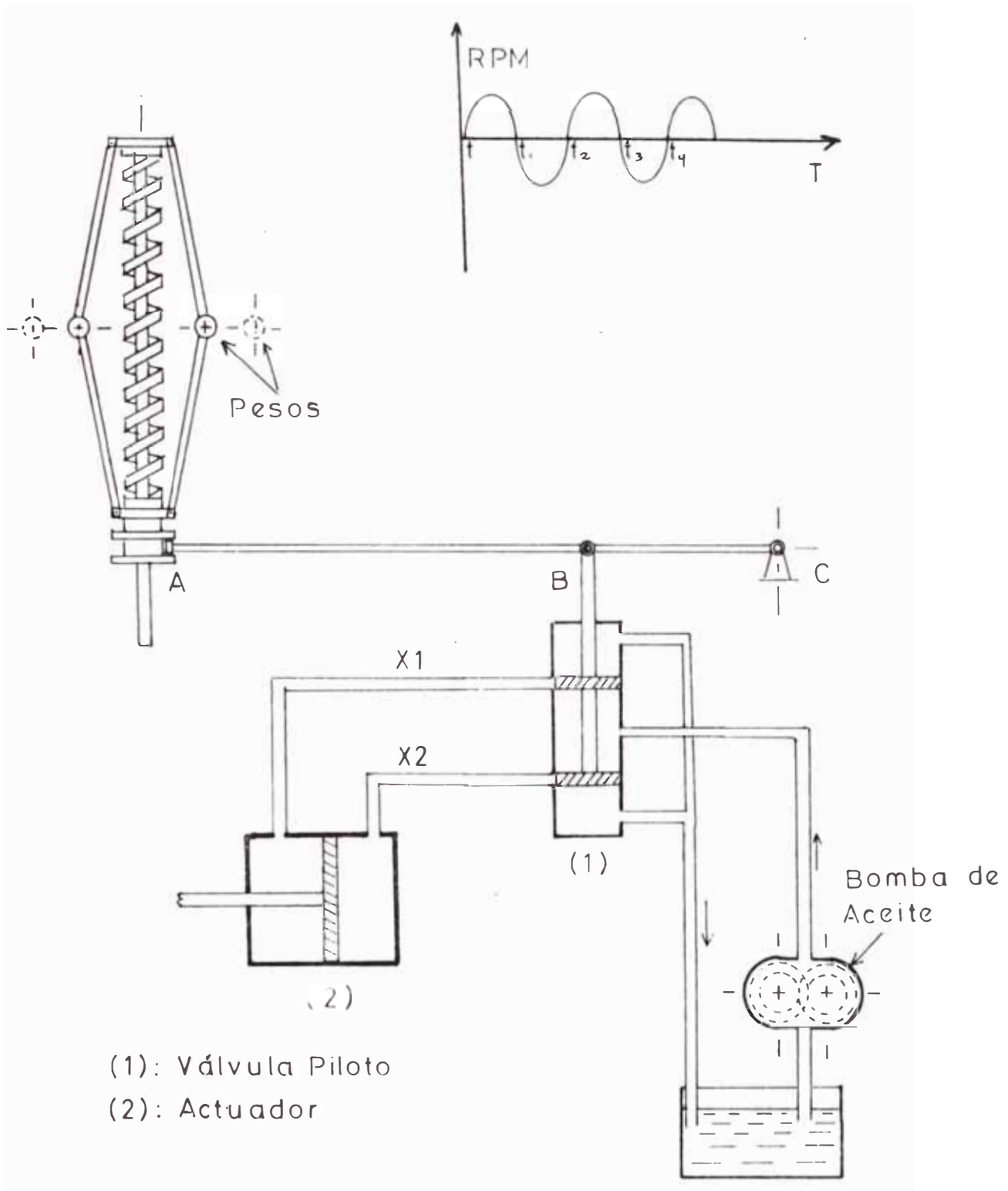


Fig. 6.1 Esquema de un Servomotor con Regulador

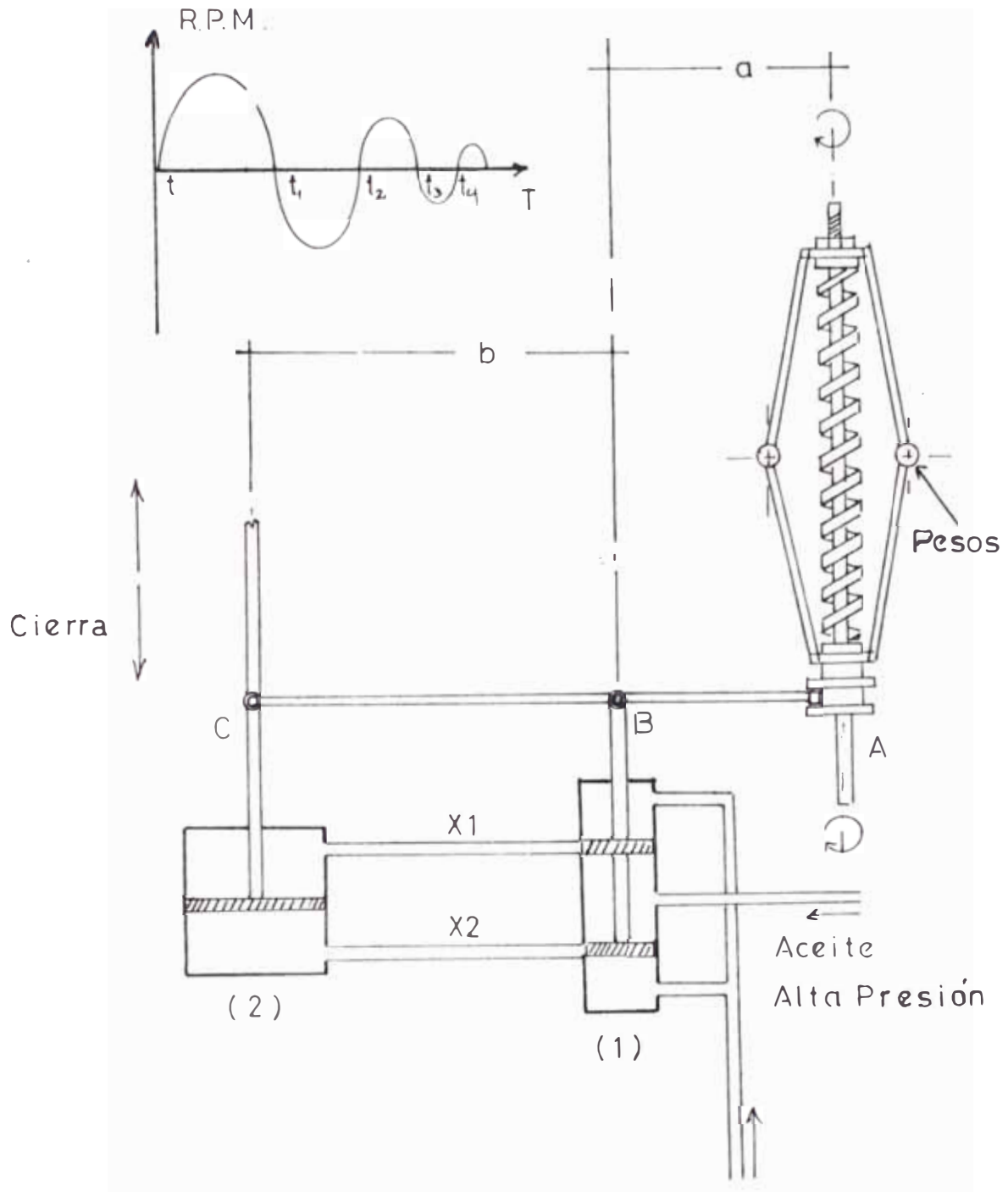
mentar las revoluciones, los contrapesos toman otra posición moviendo la varilla a-a´

En la fig 6.1 la válvula piloto (cilindro#1) se desplazará y enviará señal de aceite al actuador (cilindro#2), y por movimiento de éste cierra la válvula de combustible, disminuyendo las revoluciones de la máquina. Con ésta disposición no es posible obtener una buena regulación porque la válvula piloto al bajar, sobrepasa su posición media, es decir, el manguito del tacómetro "a" baja con más rapidez de la necesaria cuando tiene lugar el cierre de la válvula piloto en su posición neutra.

Como consecuencia el manguito " " bajará de tal manera que vuelve a abrir la válvula del combustible y repitiéndose el juego, de forma que la turbina no alcanza la posición de equilibrio estable.

Como vemos en la fig 6.1 el gráfico muestra las variaciones de velocidad RPM en relación con el tiempo. El paso de uno a otro régimen se efectúa con variaciones de velocidad persistentes y por ello el regulador es incapaz de alcanzar de modo estable el nuevo estado de régimen permanente. Este inconveniente se evita supeditando la situación del punto de giro "c", al movimiento de avance o retroceso del actuador (cilindro#2). En estas condiciones el punto de giro "c" tendrá una altura que dependerá del grado de apertura de la válvula de combustible de la turbina como se observa en la fig. 6.2.

En la fig 6.4 podemos apreciar un esquema de su fun-



(1) : Válvula Piloto

(2) : Actuador

Fig. 6.2 Servomotor con punto "C" Variable

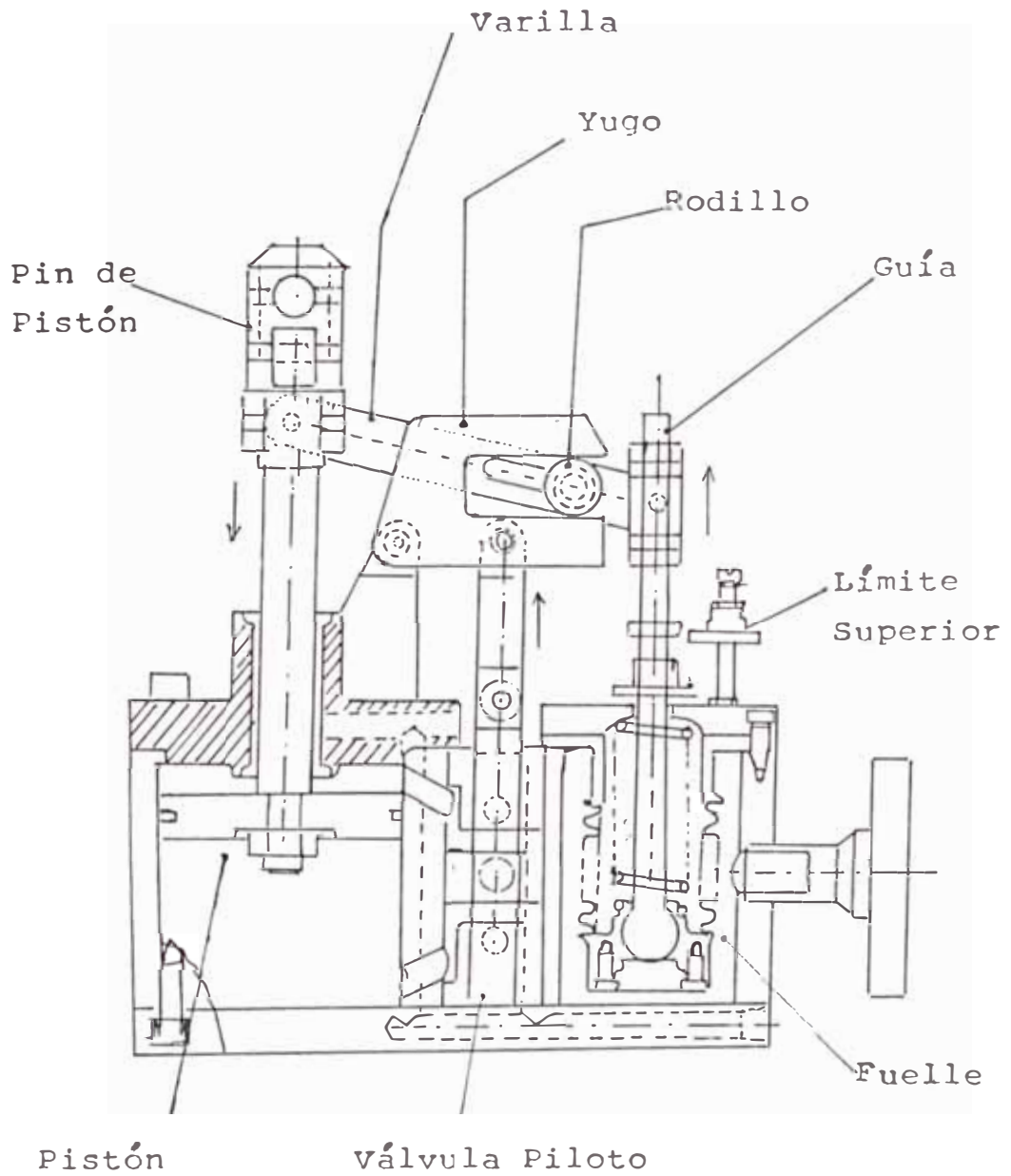


Fig. 6.3 Servomotor Hidráulico de Turbina

cionamiento.

El Servomotor de la Fig 6.2 tiene el mismo principio y configuración que el utilizado en la Turbina de Gas de Malacas, según podemos ver en la Fig 6.3. La diferencia es que se ha reemplazado el regulador de pesos por un sistema de bomba sensora que capta las señales de las velocidades de la turbina, y envía por señal de aceite a la caja de control, ésta a su vez envía una señal directa al Servomotor como se ve en el gráfico 2.7.

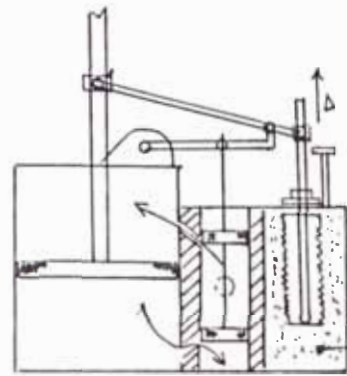
La Presión de aceite de control ingresa por la ruta mostrada en la Fig 6.2. La válvula piloto es también una válvula de conmutación y reparte el aceite de alimentación de alta presión de 5 a 7 Kg/cm² hacia arriba o hacia abajo al actuador.

En el caso de que disminuya la presión hidráulica de control los movimientos serán contrarios. Por lo tanto, la relación de la presión hidráulica de control con respecto a la elevación de la válvula de combustible, es tal como se muestra en la fig 7.5 (capítulo 7).

De éste gráfico observamos que la abertura de la válvula de combustible es directamente proporcional a la Presión de control (P_c).

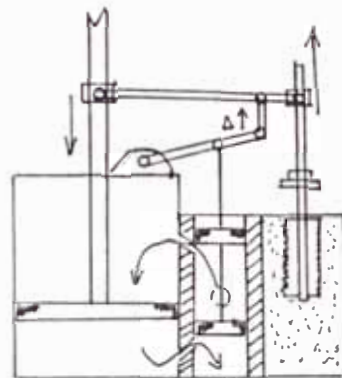
$$P_c = K \% \text{ desplazamiento de Válvula combustible.}$$

A continuación en el gráfico 6.4 observamos la acción del Servomotor para un proceso cuando aumenta la Presión de Control.



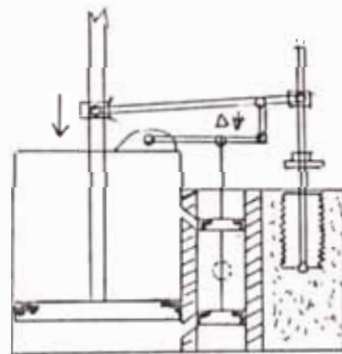
Recibe una señal de Presión de Aceite de Control "Pc" del Gobernador

Pc



Se desplaza la Válvula Piloto y envía señal de aceite de Alta Presión al émbolo

Válvula Piloto



El émbolo se desplaza hacia abajo, llegando nuevamente la Válvula Piloto a su posición neutral.

Fig.6.4 Acción del Servomotor cuando aumenta la Presión de Control

6.1. Válvula de Combustible (CV-11)

Opera conjuntamente con el "Servomotor". Es la que se encarga de entregar la cantidad de combustible a la máquina, según la señal de aceite ordenado por la caja de control y amplificada por el Servomotor.

Está compuesta por tres varillas que caen sobre, tres orificios dispuestos radialmente entre sí, estas varillas están reguladas para diferentes alturas dependiendo de los requerimientos de entrada de combustible gas.

Cabe mencionar, que tanto como para combustible gas y combustible diesel, la turbina de gas tiene una válvula la CV11-G (gas) y la CV11-D (diesel).

Cada válvula tiene su respectivo servomotor, pero ambos están comandados por la misma señal del gobernador.

Es importante que la calibración de las válvulas estén en el ajuste correcto, cuando sea de necesidad un cambio del suministro del combustible (de gas a diesel ó diesel a gas), estando la turbina de gas operando en el sistema.

(Ver Fig # 6.5)

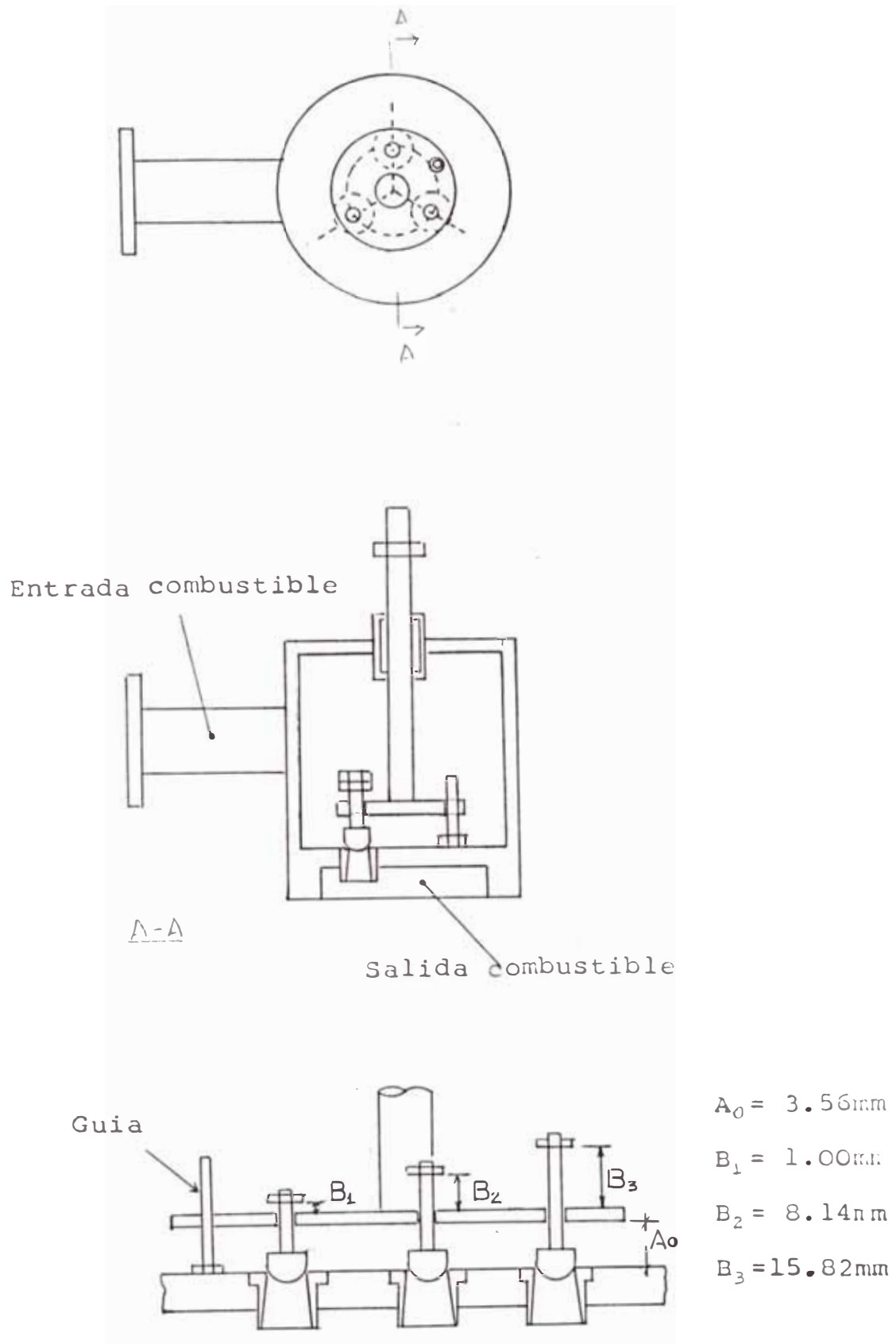


Fig. 6.5 Válvula de Combustible Gas

6.2 Análisis de Control de un Servomotor

Como ya hemos visto el funcionamiento de un servomotor esta dado tanto por una señal de entrada en la válvula piloto y una respuesta dada por el actuador. Para comprender mejor su análisis, vamos a considerar primero, que la señal de la válvula piloto "X" no está ligada con la respuesta "Y" del actuador, además este acciona una carga "m" y tiene una fricción "f" (ver fig 6.6)

Según la fig 6.6, las compuertas a y b, frecuentemente son más anchas que las correspondientes válvulas A y B. En este caso siempre hay pérdidas a través de la válvula.

Esto aumenta tanto la sensibilidad como la linealidad del Servomotor Hidráulico.

Se define:

Q:Caudal de aceite al cilindro de potencia en Kg/seg.

$\delta P = P_2 - P_1$ Diferencia de presión sobre el pistón de potencia en Kg/cm²

X:Desplazamiento de la válvula piloto en centímetros

En la fig.#6.6 se puede ver que "Q" es una función de "X" y de δP . En general, la relación entre las variables "Q", "X", y δP está dada por una ecuación no lineal.

$$Q=f(x,\delta P) \quad (6.0)$$

Luego para obtener una aproximación lineal se desarrollará la ecuación 6.0 en serie de Taylor alrededor del punto normal de operación x , δP , y despreciando los

Aceite Alta Presión

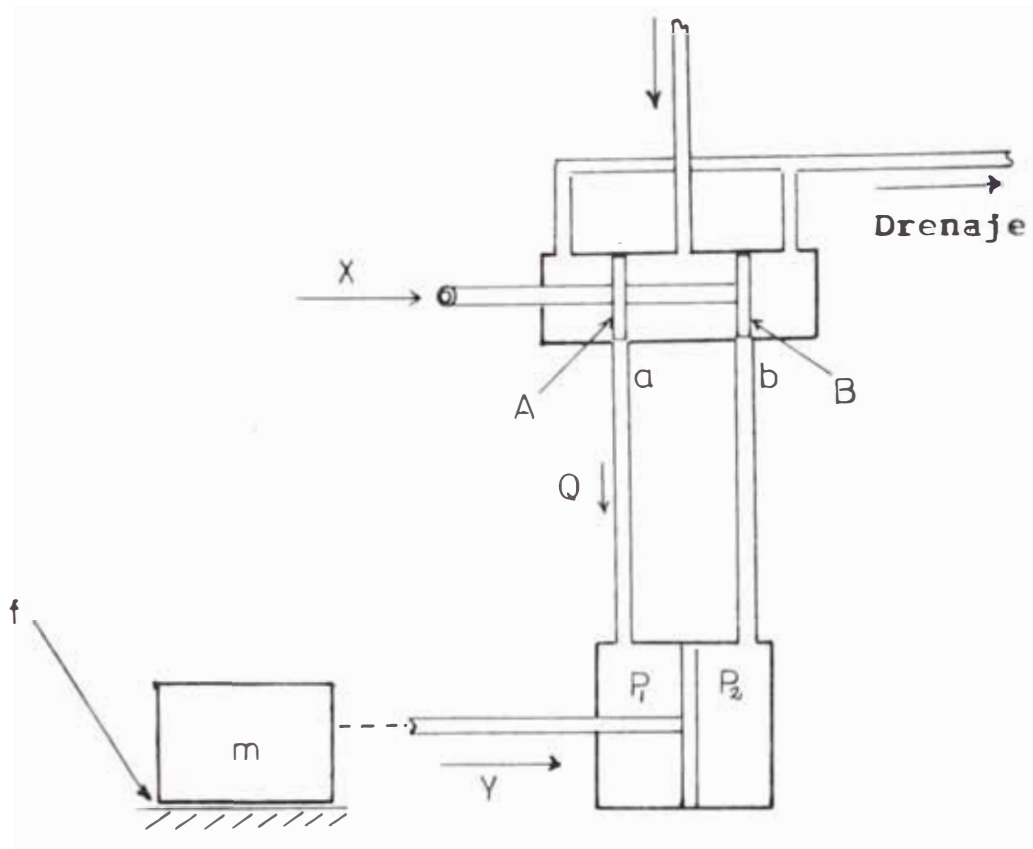


Fig. 6.6 Servomotor Hidráulico

términos de orden superior:

Resulta entonces:

$$Q - Q^{\circ} = K_1 \cdot (x - x^{\circ}) + K_2 \cdot (\delta P - \delta P^{\circ}) \quad (6.1) \quad *.$$

dónde:

$$Q^{\circ} = f(x^{\circ}, \delta P^{\circ})$$

$$K_1 = \left. \frac{\sigma f}{\sigma x} \right|_{x=x^{\circ}, \delta P=\delta P^{\circ}} \quad K_2 = \left. \frac{\sigma f}{\sigma \delta P} \right|_{x=x^{\circ}, \delta P=\delta P^{\circ}}$$

Nótese que para este sistema, la condición de operación normal corresponde a:

$Q^{\circ}=0$, $x^{\circ}=0$ y $\delta P^{\circ}=0$. Por tanto se obtiene de la ecuación 6.1.

$$Q = K_1 \cdot x - K_2 \cdot \delta P \quad (6.3) \quad *.$$

Para esta ecuación, le corresponde un servomotor pero con características inestables, es decir en un estado transitorio sus condiciones serían impredecibles como lo vimos en la gráfica 3.2.

Si al servomotor de la fig. 6.6 le agregamos una barra de retroalimentación, de manera que una el pín de la válvula piloto con el pín del actuador (como se puede apreciar en el gráfico de la fig. 6.2), tendremos un servomotor estable para cualquier condición de estado tran-

*Referirse a Ingeniería de Control Moderna
Katsuito Ogata, Capítulo 4.3, pgs. 89..90.

sitorio.

Para analizar el servomotor de la fig. 6.2, tendremos muy en cuenta el desplazamiento de la válvula piloto. La posición de esta válvula es la misma para cualquier estado de régimen permanente; no así para estados transitorios en donde se realiza un desplazamiento del pín de la válvula piloto (ver fig.6.7 desplazamiento 0 a 0'). Dicho de otro modo, el pistón actuador (o pistón de potencia), no recibirá señal de la válvula piloto mientras dure la posición de equilibrio (o posición neutra) de esta válvula piloto.

De la fig. 6.7 podemos definir del triangulo OAA' que:

$$\text{Tag}\alpha = \frac{X}{a}$$

En el triangulo OBB' tenemos que:

$$\text{Tag}\alpha = \frac{Y}{b}$$

Luego, tenemos:

$$\text{Tag}\alpha = \frac{Y}{b} = \frac{X}{a}$$

Resumiendo:

$$X = \frac{a}{b} \cdot Y \qquad X = K \cdot Y$$

Donde:

$$K = \frac{a}{b}$$

Entonces el sistema hidráulico de la fig. 6.7, funciona como un control proporcional cuya ganancia es K. Se puede ajustar la ganancia K modificando la relación de palancas a/b.

CAPITULO VII

AJUSTES Y METODOS A TOMAR ANTE SUS DESPERFECTOS

Estos ajustes y métodos se han tomado de boletines informativos del fabricante de las Turbinas a Gas Mitsubishi y de experiencias por personal técnico de Petro-Perú.

7.1.Servomotor

Para realizar los ajustes convenientes, es necesario realizar los preparativos en la máquina, las pruebas del servomotor. Se enumeran los puntos principales de ajuste y la apertura mínima de la válvula de combustible, así como los problemas que se pueden presentar en su funcionamiento y su solución.

Referirse a la fig#6.3

7.1.1.Preparativos

En la fig#7.5 representa la relación entre Presión de Control vs levantamiento de la válvula de combustible. Como el levantador de la válvula de combustible tiene carrera corta, unos 16 mm

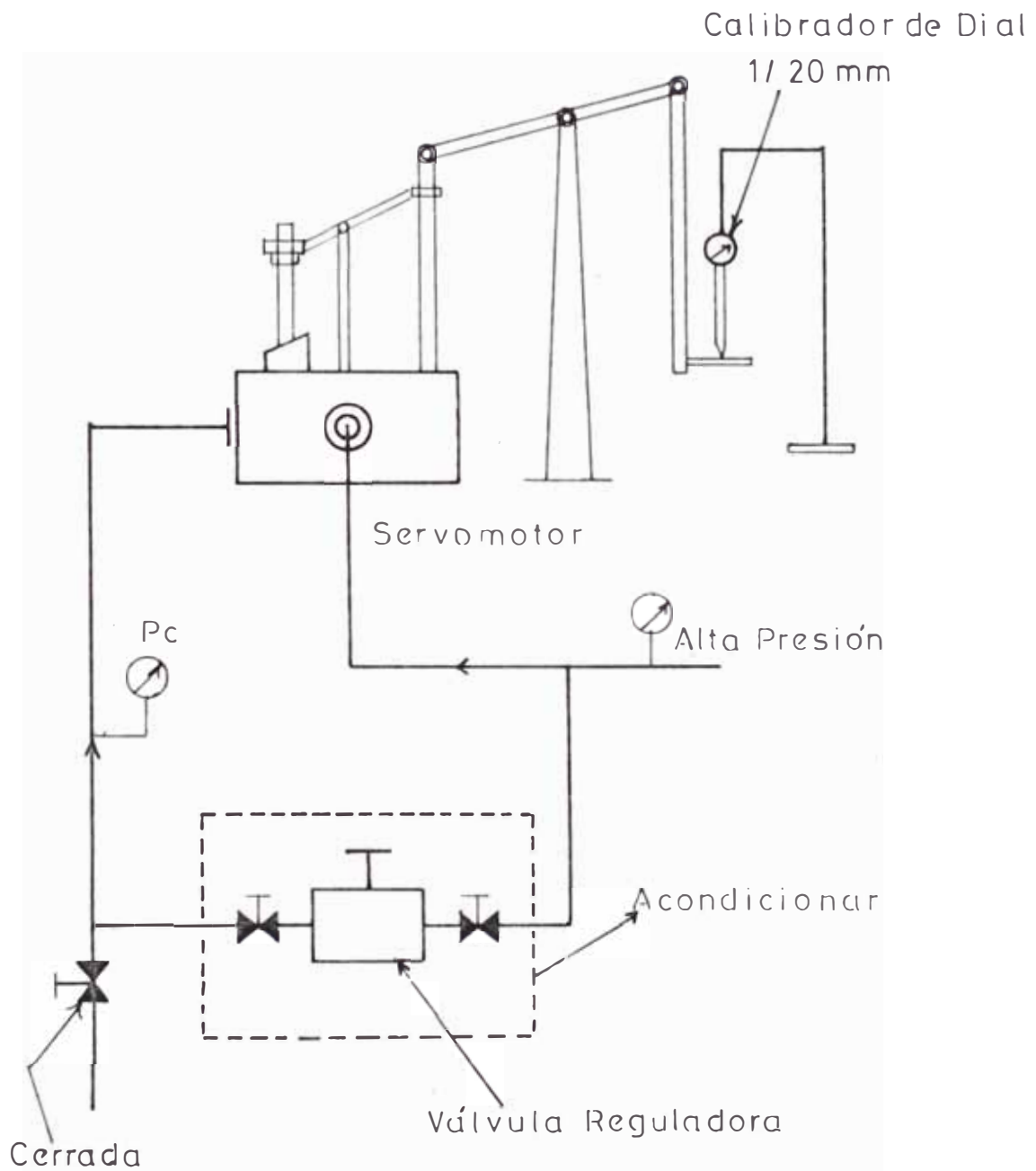


Fig. 7.1 Preparativos para ajustes del Servomotor

(Ver fig#6.5), la calibración del levantador se efectúa instalando un calibrador de dial con graduaciones de $1/20$ mm, tal como se aprecia en la fig#7.1

Para el ajuste individual se requiere un dispositivo que cambie gradualmente la presión hidráulica de control. Se utiliza una válvula de regulación de presión hidráulica que se encuentra instalada en la máquina para éste tipo de pruebas.

Los ajustes se realizan de acuerdo a los requerimientos de la máquina y los informes técnicos del fabricante. Para una señal de aceite de control (P_c) le corresponde un levantamiento de la válvula de combustible.

7.1.2. Puntos principales de ajuste y apertura mínima de la Válvula de Combustible.

Entre los puntos principales de ajuste se encuentran los siguientes:

A.-Rodillos

B.-Limitador de parada superior y limitador de para inferior

C.-Margen de seguridad del Pistón actuador.

D.-Apertura mínima de la válvula de combustible.

A.-Rodillos

Según la ecuación del capítulo 6.2 obtuvimos para nuestro servomotor hidráulico su ecuación de transferencia de una señal de salida "Y" sobre una señal de entrada "X" tenemos:

$$\frac{Y}{X} = \frac{b}{a} = K_P$$

Siendo "b" la distancia entre el actuador (émbolo) y la válvula piloto, y "a" la distancia entre la válvula piloto y la señal de error.

El rodillo como se aprecia en la fig#6.3, y fig#7.2 es el punto donde actúa el pin de la válvula piloto, es decir de acuerdo al ajuste del rodillo se puede variar la ganancia del levantamiento de la válvula de combustible con respecto a la presión hidráulica de control. Es decir :

Si aumentamos "b", aumentaremos la ganancia b/a

Si aumentamos "a", disminuimos la ganancia b/a.

En la fig#7.2 vemos las diferentes ganancias dependiendo del ajuste del rodillo, para una misma señal de aceite de control.

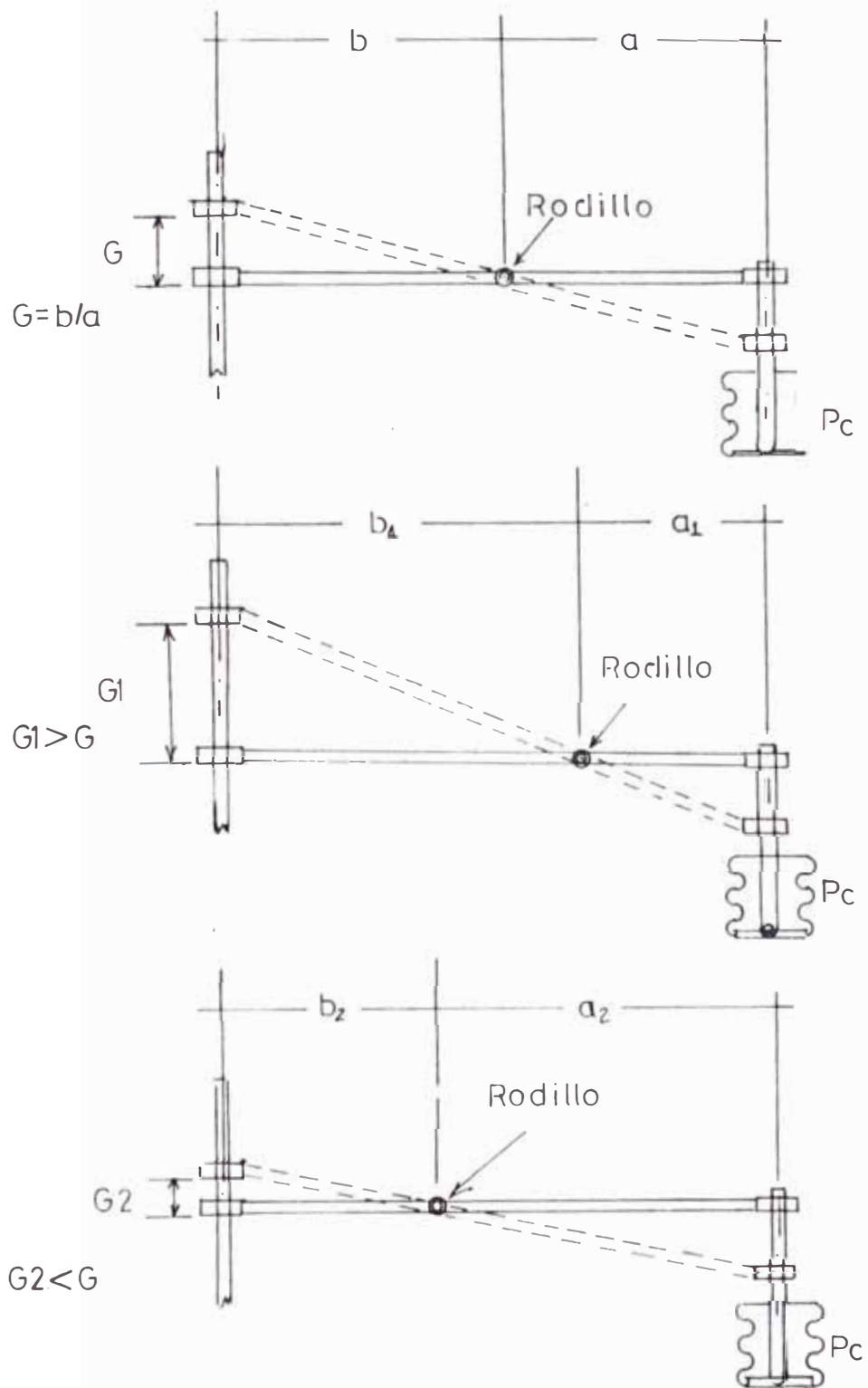


Fig.7.2 Diferentes Ganancias para cada desplazamiento del Rodillo

B.-Limitador de parada superior y limitador de parada inferior.

Por medio del ajuste del limitador de parada inferior fig#7.3, se puede variar la presión hidráulica para controlar el inicio del funcionamiento de la válvula de combustible. De la misma manera se cambia la tensión inicial del resorte que se encuentra dentro del fuelle de la presión hidráulica de control.

Si se mueve el limitador de parada inferior hacia abajo, aumentando por consiguiente el grado de compresión del resorte, la parte del trazo lleno cambiará según las líneas discontinuas de la fig#7.3, con la cual aumentamos la presión hidráulica de control que inicia el movimiento de la válvula de estrangulamiento, una vez pasado el inicio de apertura seguirá el mismo trazo tal como lo indica las líneas llenas.

En lo que respecta a la presión hidráulica de control, para el inicio de la válvula de combustible es común ajustar el dispositivo regulador de velocidad en el punto, de transferencia del límite de aceleramiento como veremos más adelante cuando se explique un arranque automático.

El limitador de parada superior, según la fig#7.3, es un tope que fija el límite superior de la presión hidráulica de control. Cuando ac-

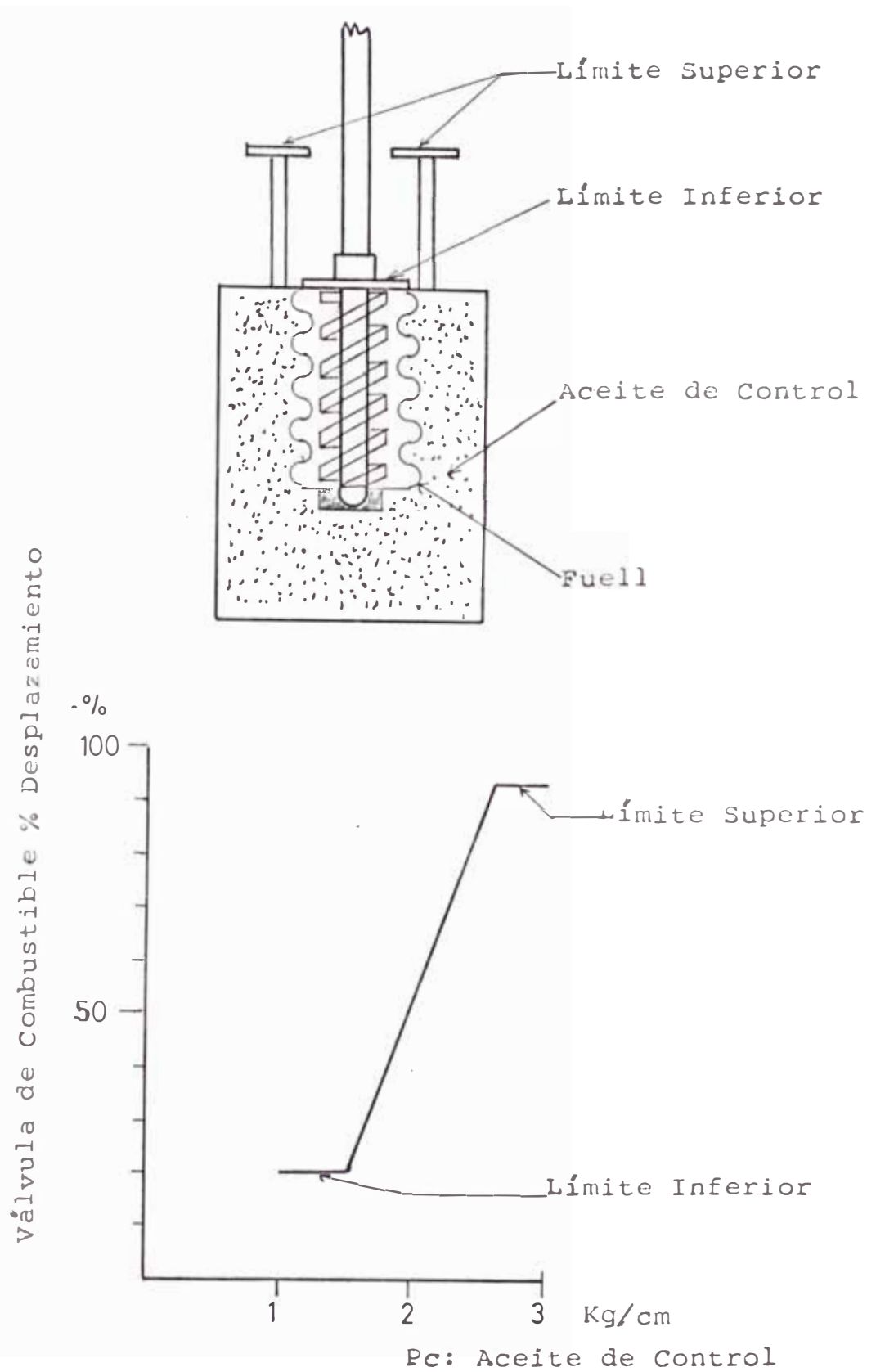


Fig. 7.3 Límite Superior e Inferior del Servomotor

ciona éste, el servomotor no funcionará aunque aumenta la presión hidráulica de control más allá de ese punto. En otras palabras, el tope es el que amortigua ante la carga máxima de la Turbina de Gas. Existen otras protecciones mecánicas como eléctricas para éstas condiciones.

En la fig. 7.4 podemos apreciar como manteniendo constante la distancia entre la guía y el tope mínimo se puede comprimir el resorte. La finalidad de éste método es controlar la apertura inicial de la válvula de combustible variando la Presión de Control P_c , sin cambiar las características de la ganancia del Servomotor Hidráulico. En la fig 7.4 se requiere una Presión de Control P_c mayor para iniciar el arranque de la válvula combustible.

C.- Margen de seguridad del Pistón Actuador

Cuando la presión hidráulica de control es baja, el embolo del pistón actuador se encuentra en el tope de la parte superior y va descendiendo a medida que aumenta la presión de control. En éste tipo de Servomotor es normal dejar un margen de 6.5 mm entre la parte superior del cilindro con respecto al émbolo del actuador como se ve en la fig#7.5. Si no se adopta éste método es probable que se produzcan dificultades en el funcionamiento, tal como oscilaciones bruscas, se

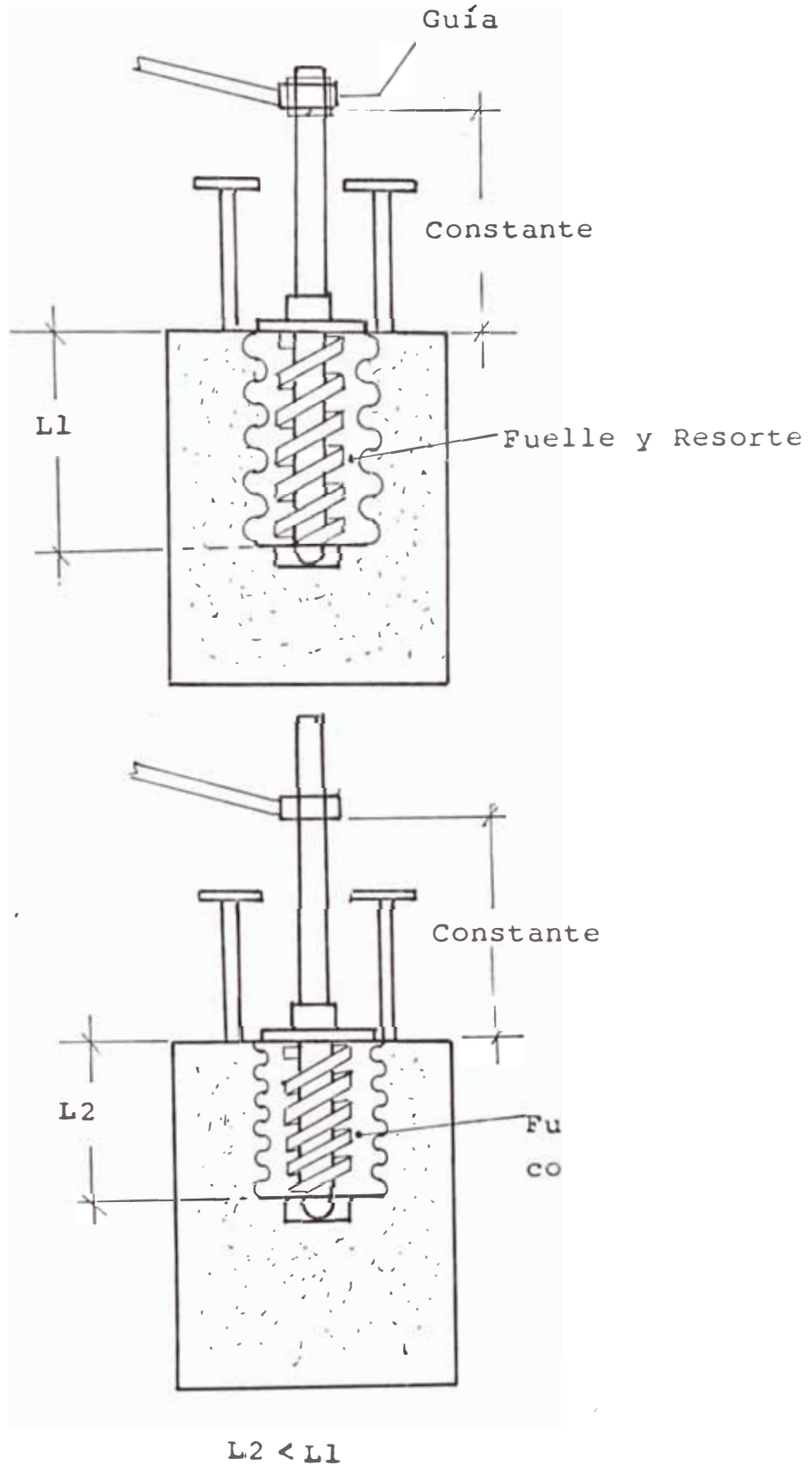


Fig.7.4 Ajuste Manteniendo constante distancia Guía-Tope.

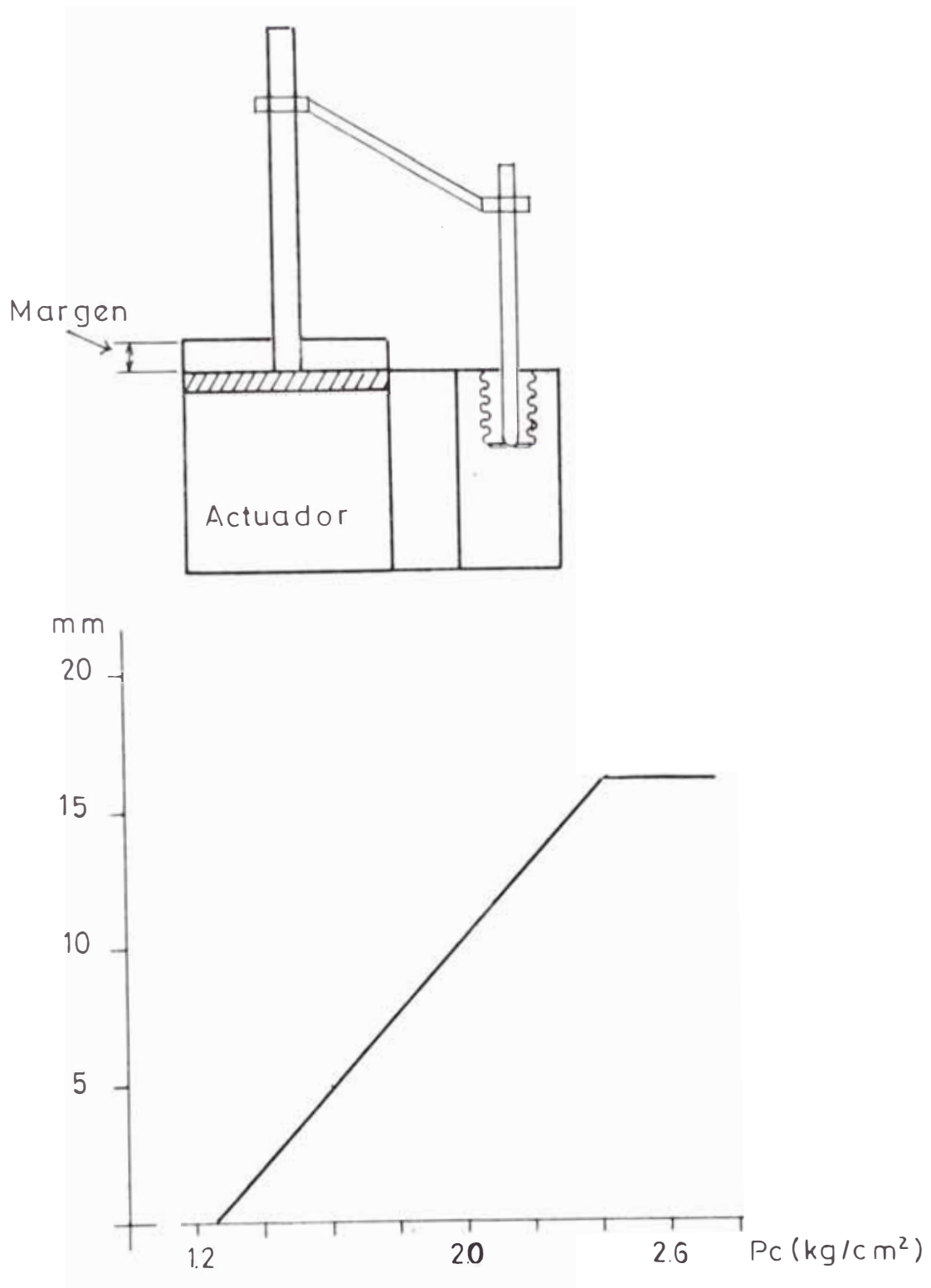


Fig. 7.5 Margen del Actuador y desplazamiento de Válvula Combustible

pega el émbolo del pistón, dificultades en el arranque de la Turbina, etc.

D.-Apertura mínima de la válvula de combustible.

La señal de presión de aceite de control P_c que recibe el servomotor la transforma en un desplazamiento lineal de la válvula de combustible.

Esta válvula comienza a trabajar aproximadamente a los 2,800 RPM del generador. Para el caso del combustible gas existe otra válvula dispuesta en forma paralela de manera que suministra combustible gas durante el arranque hasta aproximadamente 2,800 RPM. Para el diesel la válvula de combustible diesel debe tener una apertura mínima de 3.82 mm, para presiones de control " P_c " menores de 1.25 kg/cm². Pasado éste valor la válvula comienza a incrementarse en forma lineal a la presión de control. Ver gráficos de válvulas, y Presión de control " P_c " vs desplazamiento de la válvula en mm.

7.1.3. Problemas en el funcionamiento del Servomotor y su solución.

A.-Histéresis Alta.

Cuando se presentan oscilaciones en la frecuencia del generador ó oscilaciones en la carga estando el generador en vacío o conectado a un

sistema de generación eléctrica respectivamente,

se puede decir que el servomotor presenta problemas de "Histéresis alta".

Una manera de inspeccionar sería registrando las variaciones del levantador de la válvula de combustible con el esquema del preparativo para la prueba del servomotor, según fig#7.1.

Si el levantador de la válvula de combustible registra diferencias mayores 0.05mm, para una misma presión de control, presentará problemas de oscilaciones en la frecuencia. El registro de datos se hace primero tomando presiones de control en forma ascendente desde 0 hasta 2 Kg/cm² con intervalos de 0.2 Kg/cm² de diferencia y registrando el levantamiento de la válvula de combustible con el calibrador de dial, luego se hará en forma descendente para los mismos rangos de valores, registrándose estos valores de la misma manera. Las diferencias para los mismos valores de presión no deben ser mayores de 0.05mm. De registrarse excesos, existen varias causas a investigar y pueden ser desperfectos exteriores que pueden ser inspeccionados visualmente o desperfectos internos que significa que hay que desarmar el servomotor.

B -Soluciones

Desperfectos exteriores.

B.1.-Inspeccionar la calibración entre el pin y la bocina de cada mecanismo del varillaje. También verificar la calibración lateral de las guías y los pines cuando se mira el servomotor desde arriba. Esta separación debe ser idéntica en el lado izquierdo como el derecho.

B.2.-Todos los puntos de apoyo de las varillas de los servomotores están apretados con tuercas desde la parte exterior. Examine si alguna varilla se ha deformado como en la fig#7.6, a causa de un excesivo apretamiento.

B.3.-El rodillo no está correctamente montado sobre el varillaje de la válvula piloto. El propio rodillo puede estar mal acoplado al varillaje, dificultando el movimiento del rodillo.

B.4.-La válvula piloto no sigue fielmente el movimiento del rodillo. En los servomotores de Malacas, se utiliza un yugo tal como se aprecia de la fig#7.6, en la idea de que la válvula piloto se adhiera al movimiento del rodillo.

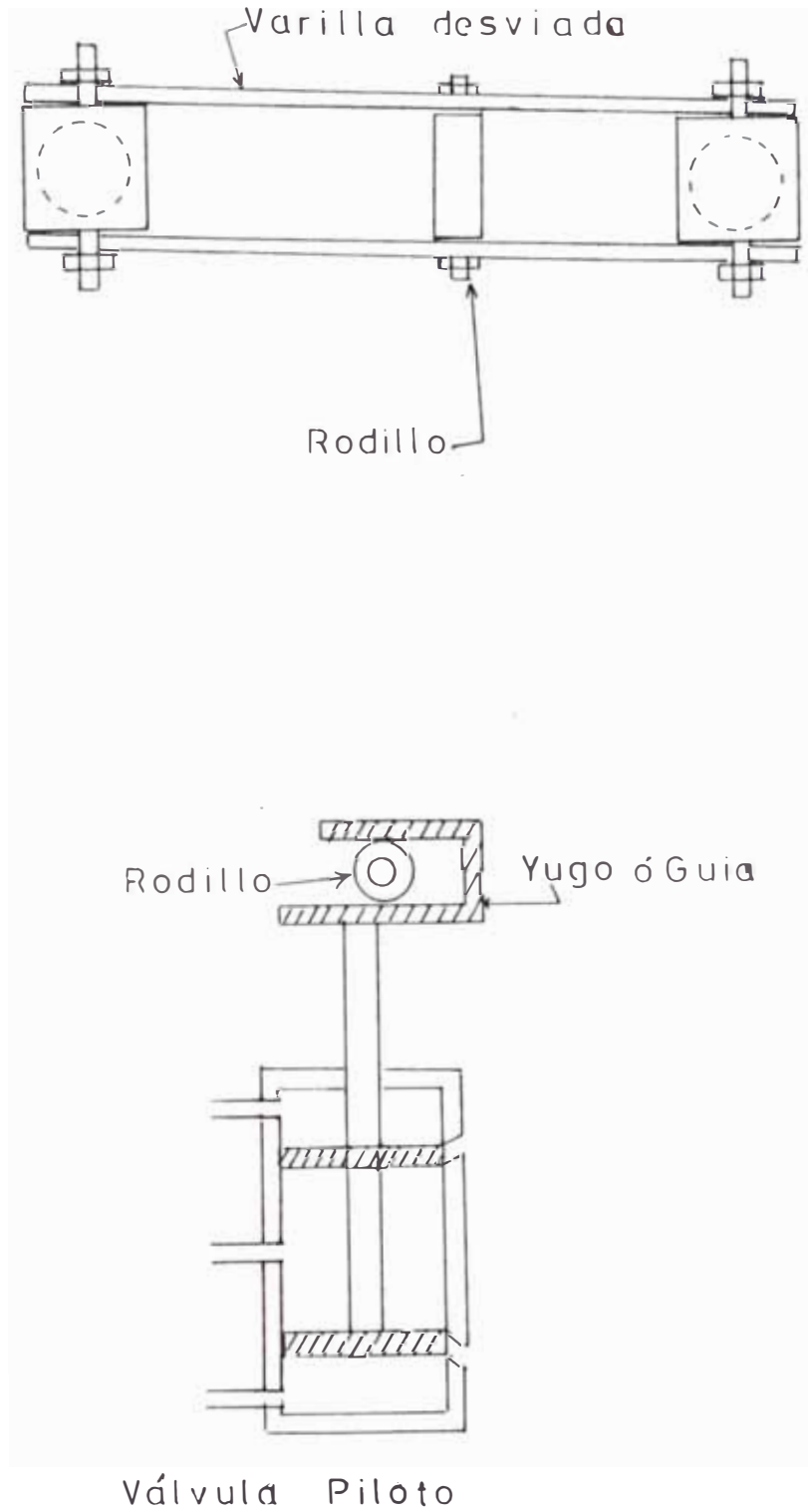


Fig. 7.6 Desviación de Varillas y esquema de Válvula Piloto

En los párrafos anteriores hemos citado los desperfectos que pueden ser descubiertos desde afuera. Si después de analizar y corregir estos puntos aun se produce el efecto de histéresis, se puede pensar en que existe desperfecto interno.

B.5 Anormalidades en el resorte.

Inspeccionar deformaciones en el resorte que recibe señal de presión de control de aceite. Puede haber deformaciones en la base que soporte el resorte.

B.6 Desperfectos en la válvula piloto.

Funcionamiento irregular debido a defectos en el grado de aspereza superficial de la válvula. Dimensiones incorrectas del pliege entre la válvula y el ducto de aceite a presión. El aceite no fluye con suavidad debido a deformaciones de la bocina de la válvula. Se queda pegada debido a suciedades.

B.7 Anormalidades en el Servomotor.

Exceso derramamiento de aceite a través del cilindro del actuador.

Acabado impreciso de la superficie interior del cilindro, se queda pegado el actuador debido a suciedades, etc.

Separación incorrecta entre la biela del actu-

ador y la bocina, pueden estar descentrados los dos orificios de la bocina (Uno arriba y otro abajo), y puede estar pegada la biela a causa de la suciedad.

Los párrafos anteriores, contienen las causas principales de la que se puede pensar. Por lo tanto, primero se ejecuta una inspección externa y luego se procede con la inspección interna y su reparación.

7.2.Caja de Control

Usualmente cada planta recibe el "Control Setting" del fabricante, por lo que los ajustes se ejecutarán siguiendo las instrucciones, y de acuerdo a los resultados de la operación se introducen las medidas correctivas.

Generalmente para éstas turbinas el combustible usado en las pruebas de operación en planta (fabricante), se emplea el Kerosene, luego de sus primeras corridas de operación ya en Malacas han sido reajustado para el sitio y el tipo de combustible a usarse ya sea con gas o con combustible liquido (Diesel N.2).

7.2.1 Método de prueba de la Caja de Control.

Para las pruebas es necesario acoplar o instalar tuberías de acuerdo al diagrama de la fig#7.7 y con ayuda de una válvula reguladora de aceite de presión, simular la presión de señal de velocidad " P_1 ".

Como se puede apreciar en el gráfico fig#7.7, la alta presión hidráulica pasa a través de la válvula reguladora, que permite variar la presión a voluntad, y luego se introduce a la ruta de la presión de impulsión o presión de velocidad de la Turbina.

7.2.2 Método de prueba del Limitador de Aceleración.

Libere el regulador de temperatura y el regulador de velocidad. Aplique a ambos una alta presión de aire ó apriete el resorte para ajuste cero evitando así que el aceite sea expulsado de la válvula de copa por la fuerte presión que ejerce la tensión del resorte. En éstas condiciones varíe la magnitud de la presión de velocidad mediante la válvula reguladora de presión, mientras se verifica el valor de la presión de control " P_c " con respecto a la presión de velocidad " P_1 ". La respuesta de " P_c " con respecto a " P_1 " será como la indicada anteriormente en el análisis de la Unidad Limitadora de Aceleración

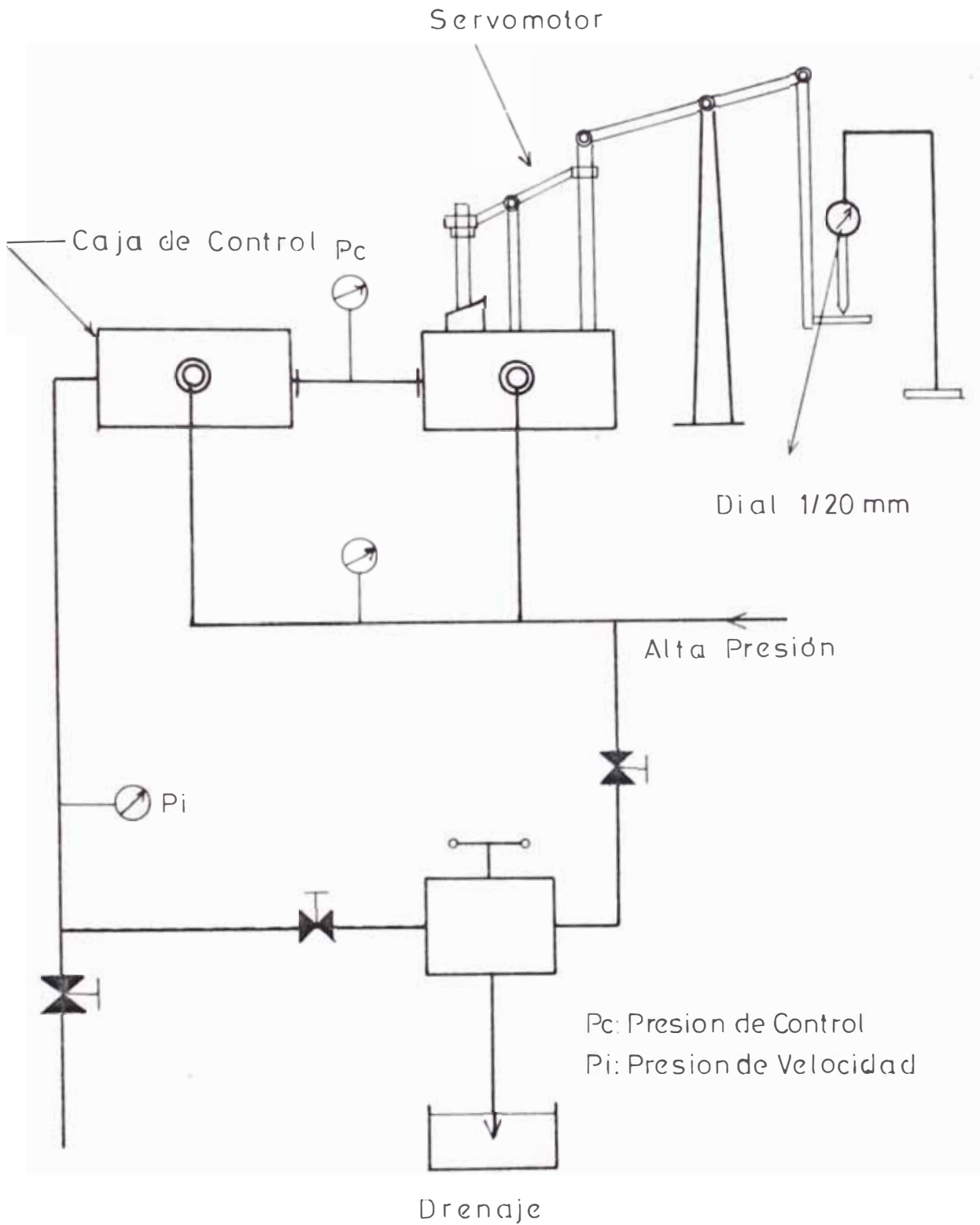


Fig. 7.7 Preparativos para Ajustes y Pruebas en la Caja de Control

del capítulo V

Según la fórmula 5.2 tenemos que:

$$P_c = P_1 \cdot K_1 + C$$

De dónde por datos obtenidos tenemos en la fórmula (5.3)

$$P_c = 0.904 \cdot P_1 + 0.5 \text{ Kg/cm}^2$$

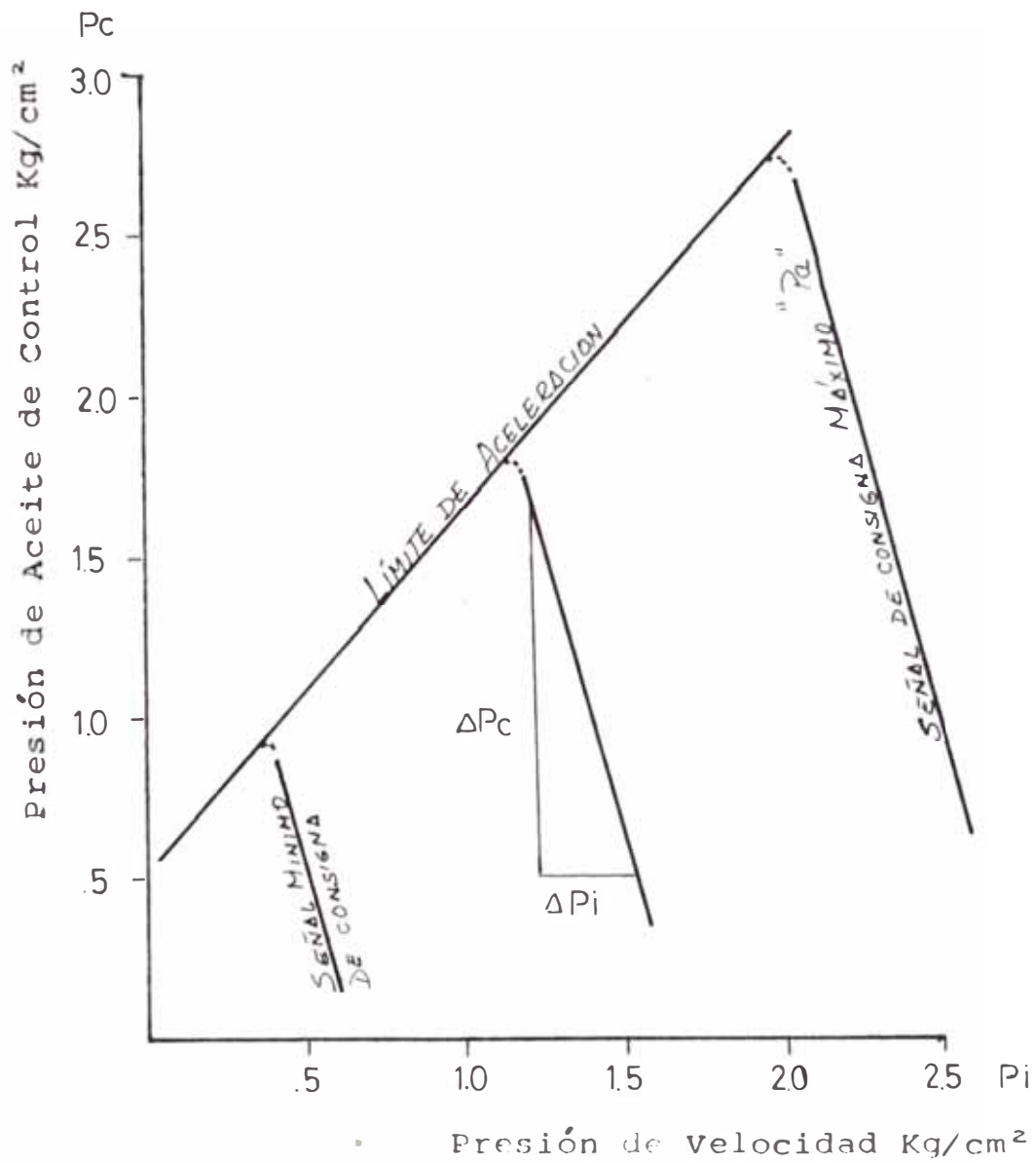
Se aproxima mucho a la curva de los datos obtenidos directamente de la Turbina en las corridas de pruebas. ("P₁" vs "P_c" para todos los limitadores).

Para el ajuste cero según el "Control Setting" del fabricante, debe cumplir cuando P₁=0, y P_c=0.5Kg/cm². Se ajusta el resorte de manera de hallar dicho valor en "P_c"

7.2.3 Método de prueba del Regulador de Velocidad

En éste caso no hay necesidad de liberar la unidad controladora de aceleración, ya que hay que verificar el valor de ajuste de las dos barras trabajando juntas. En especial debe observarse al mismo tiempo si la conmutación desde el limitador de aceleración al regulador de velocidad, se lleva a cabo con suavidad.

Incrementar la presión "P₁" desde P₁=0 kg/cm² hasta que realice la conmutación a la barra reguladora de velocidad, ésta se realiza para "P₁"=0.4 kg/cm² y "P_c"=1.12 kg/cm² aproximadamente.



$$\text{Ganancia} = \frac{\Delta P_c}{\Delta P_i}$$

Fig. 7.8 Puntos Principales de ajuste del Regulador de velocidad

Las características de la barra se deben de tomar para diferentes presiones de consigna o del cambiador de velocidad, se tomaran para puntos mínimo, intermedio y máximo, (0.2 ,1.0,1.76 Kg/cm² respectivamente).

Se puede examinar la ganancia, manteniendo fijo el valor del cambiador de velocidad y tomando diferentes "P_c" para diferentes "P₁". La ganancia será $\delta P_c / \delta P_1$.

7.2.4 Método de prueba del Regulador de Temperatura

De la misma manera que los anteriores, liberar el regulador de velocidad y el limitador de aceleración. Esto se puede lograr elevando la presión del aire del cambiador de velocidad y suministrando una alta presión "P₁". Variando la presión de aire de la temperatura de los gases de escape, verifique las condiciones del cambio de la presión de control "P_c".

Todos los reguladores, interruptores de presión, como Px-4, Tc-2, Tx-1, Tc-3, Tc-1, Ps-15A, Ps-15B deberán ser regulados de acuerdo al "Control Setting" del fabricante.

Según se explicó en los párrafos anteriores, el ajuste de ganancia se logra cambiando el tamaño de las válvulas de copa, y conjuntamente con el ajuste cero se debe llevar a los valores

previstos, tomar datos aumentando la presión de velocidad (para la barra de aceleración y regulador de velocidad), ó de la temperatura del gas de escape y cuando disminuye los mismos. Esta diferencia de valores (histéresis) debe estar dentro de 0.01 Kg/cm² de tolerancia para cualquiera de las barras de aceleración, velocidad o temperatura.

7.2.5 Puntos principales de ajuste.

Si después de haber realizado todas las pruebas, y es de necesidad realizar algún ajuste en las barras de aceleración y temperatura, éstas se harán cambiando las copas como lo indicado anteriormente. Si tuviera que realizarse algún ajuste en la barra reguladora de velocidad, hay que tener presente los siguientes casos:

Condición "A"

Orificio Resistencia : Completamente cerrado

Orificio Drenaje : Completamente abierto

Con una presión de aceite en los fuelles $P'_c=0$ kg/cm² de la formula 5.8 del capítulo V vemos que para ésta condición :

$$\delta P_c = - \delta P_1 \cdot K_4 \quad (7.1)$$

donde P_a , K_3 y K_5 son considerados constantes, por tanto se eliminan.

$$K_4 = \frac{A_4 \cdot l_4}{A_2 \cdot l_2}$$

l_4, A_4 : distancia y área del fuelle de P_1

l_2, A_2 : distancia y área de copa de P_c

δP_c : cambio de presión de control

δP_1 : cambio de presión de velocidad

Para nuestra máquina:

$$K_4 = \frac{7.940\text{cm}^2 \cdot 17.45\text{cm}}{4.905\text{cm}^2 \cdot 10.80\text{cm}} = 2.61$$

$$\delta P_c = -2.61 \delta P_1$$

El cambio de la velocidad de la turbina en porcentaje para observar los cambios de carga (generalmente de plena carga a condición de vacío), se denomina también "Regulación del gobernador".

En el caso de un cambio rápido de carga, la velocidad de la turbina aumenta (o disminuye) en el estado transitorio, esto a consecuencia del retardo en la respuesta de la señal de control en la presión del combustible. O la respuesta de la señal de la presión de P_c .

Este cambio transitorio de velocidad se denomina "Regulación del estado transitorio". Después de un corto tiempo la velocidad de la turbina alcanza la condición de estado estable o de estado de régimen permanente.

Esta elevación de velocidad del estado permanente o de régimen permanente (o caída, droop), es llamada "Regulación del estado permanente".

La regulación del estado permanente es principalmente decidido por la clasificación o selección del área de la válvula de copa.

Más adelante veremos como realizar un ajuste para un cambio de estatismo en la Turbina.

Condición "B".

Orificio de Resistencia: Parcialmente abierto

Orificio de Drenaje : Completamente cerrado

Si la presión de aceite de control cambia desde algún valor permanente, el aceite fluirá dentro o fuera de la cámara de la capacitancia a través del orificio de la resistencia.

La presión P_c' , cambia antes de la presión P_c por un tiempo requerido de la descarga o carga del aceite hacia el fuelle de la capacitancia.

Luego en la fórmula 5.10 para un estado de régimen permanente tenemos:

$$\delta P_c = - K_1 \cdot \delta P_1$$

Donde $K_a \cdot P_a$ y K_w son constantes en el tiempo.

$$K_1 = \frac{K_4 \cdot A_4 \cdot l_4}{1 - K_1} = \frac{A_4 \cdot l_4}{A_2 \cdot l_2 - A_1 \cdot l_1}$$

l_4, A_4 : distancia y área del fuelle de P_1

l_2, A_2 : distancia y área de copa de P_c

l_1, A_1 : distancia u área de copa de P_c' .

δP_c : cambio de presión de control

δP_1 : cambio de presión de velocidad

Por datos de la turbina tenemos:

$$K_1 = \frac{7.94\text{cm}^2 \cdot 17.45\text{cm}}{4.905\text{cm}^2 \cdot 10.8\text{cm} - 4.45\text{cm}^2 \cdot 6.35\text{cm}}$$

$$K_1 = 5.602$$

Entonces en el caso de un cambio rápido de P_1

δP_c en un estado inicial $= -\delta P_1 \cdot K_4 = -2.61 \cdot \delta P_1$

δP_c en un estado permanente $= -K_1 \cdot \delta P_1 = -5.602 \cdot \delta P_1$

Para nuestra turbina, el cambio $\delta P_c / \delta P_1$ tiene los rangos de 2.61 a 5.602.

Se puede decir, que cuando el cambio de carga es rápido, el gobernador actúa sensiblemente.

En caso contrario, el gobernador actúa suabemente.

El tiempo de carga o descarga del aceite de control hacia el fuelle de la capacitancia, podría ser cambiado ajustando la resistencia, o lo que es lo mismo se cambia la constante de tiempo

R.C

Condición "C".

Orificio Resistencia : Parcialmente abierto

Orificio Drenaje : Parcialmente abierto

De la misma manera los resultados obtenidos en el gobernador tienen una condición intermedia entre el caso "A" y el caso "B".

7.2.6. Regulación del Gobernador mediante pruebas de Velocidad (Estatismo).

En el reparto de carga de dos o más generadores acoplados en paralelo, se hace indispensable que estos tengan aproximadamente el mismo porcentaje de estatismo, (caída, droop, etc) para que éstos generadores puedan ser cooperativos. Es decir ante una misma carga, el reparto sea proporcional a la potencia de cada grupo.

Una buena regulación considera, que el reparto de carga sea cooperativo tanto en el estado transitorio como en el estado permanente.

Se pueden obtener pruebas para la turbina, incrementando carga y ver como disminuye la velocidad, o caso contrario botando carga y ver como se incrementa la velocidad.

$$\epsilon = \frac{W_2 - W_1}{(W_2 + W_1)/2} = 2 \cdot \frac{W_2 - W_1}{(W_2 + W_1)} \quad (7.3)$$

dónde:

W_2 : Velocidad de la Turbina cuando está en vacío.

W_1 : Velocidad de la Turbina a plena carga.

Para las turbinas de Malacas generalmente es seleccionada para un 5%.

Sabemos que la ganancia para un estado transitorio, (Caso A), está definida por el área de la válvula de copa. Si nosotros quisiéramos seleccionar el área de la copa, para que la máquina, tenga una regulación estática de 6% tendremos que:

De la ecuación 7.1 del caso "A"

$$\delta P_1 = \frac{A_2 \cdot l_2}{A_4 \cdot l_4} \cdot \delta P_c$$

Es decir para una misma carga δP_c , tendremos un incremento de δP_1 para un 6% de estatismo.

donde δP_1 es directamente proporcional a ϵ .

$$\delta P_1 = \frac{4.905 \text{ cm}^2 \cdot l_2}{A_4 \cdot l_4} \cdot \delta P_c = 5 \%$$

La nueva área A_x será:

$$= \frac{A_x \cdot l_2}{A_4 \cdot l_4} \cdot \delta P_c = 6 \%$$

Dónde :

$$A_x = 6/5 \cdot 4.905 \text{ cm}^2 = 5.886$$

De la tabla de válvulas de copa, vemos para una

nueva válvula de copa es la :

09-02874 (27) y Area = 5.927 cm²

Como se ve en la tabla (anexo "A"), las válvulas de copas se incrementan (o decrementan) en un área de 2% a 4% aproximadamente.

Si la turbina a gas está sola en el sistema ó conectada a un pequeño sistema (pequeña carga), es preferible ajustar por el método descrito en el caso "B" ó "C".

Si la estrangulación de la resistencia es mantenida constante, se deberá tomar una nueva dimensión de la válvula de copa. Puede ser hecha por el mismo método como en el caso "A".

7.2.7.Verificación del ensamblaje de la Caja de Control

Verificar las conducciones de embalaje en la forma indicada :

A.1.-Verificar si están bien armados y alineados cada fuelle, resorte helicoidal, válvula de copa, etc. Examine si se ha instalado algún fuelle, resorte, etc con deformaciones. Un mal alineamiento debido a éstos defectos tiende a dar una característica no recta si no curva. Ajústese haciéndolo deslizar mediante el tornillo de fijación del resorte laminado.

A.2.-Ver si está bien alineada la válvula de copa y bien asentados la válvula con el asiento de la válvula, y los pernos de la válvula de copa con la misma. De no ser así la copa se inclina al aplicarse la presión hidráulica, tendiendo igualmente a una alteración, produciendo efectos anormales como, histéresis etc.

Si el asentamiento de la válvula de copa con su asiento es defectuoso, se produce fuga del aceite aún estando totalmente cerrada, por cuyo motivo habrá una influencia en el funcionamiento de las demás palancas de control y causando probablemente oscilación é histéresis.

El aceite que se levanta a través de la válvula de copa, debe derramarse uniformemente por toda la circunferencia, lo cual es muy favorable para efectos de control.

Si se agotara el aceite que debe salir de la válvula de copa a causa de suciedades ó grietas de los bordes de la válvula, los valores de la características se deterioran.

A.3.-El resorte está fijado mediante tornillos. Si éstos tornillos de fijación estuvieran flojos, es probable que sean causantes de oscilación ó histéresis.

A.4.-Ajustar siempre en unos 2mm la distancia "L"

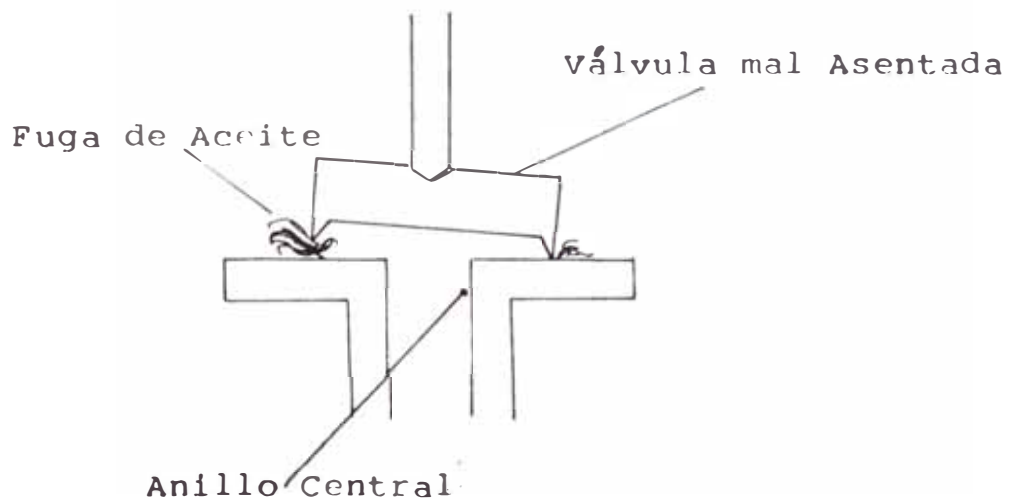
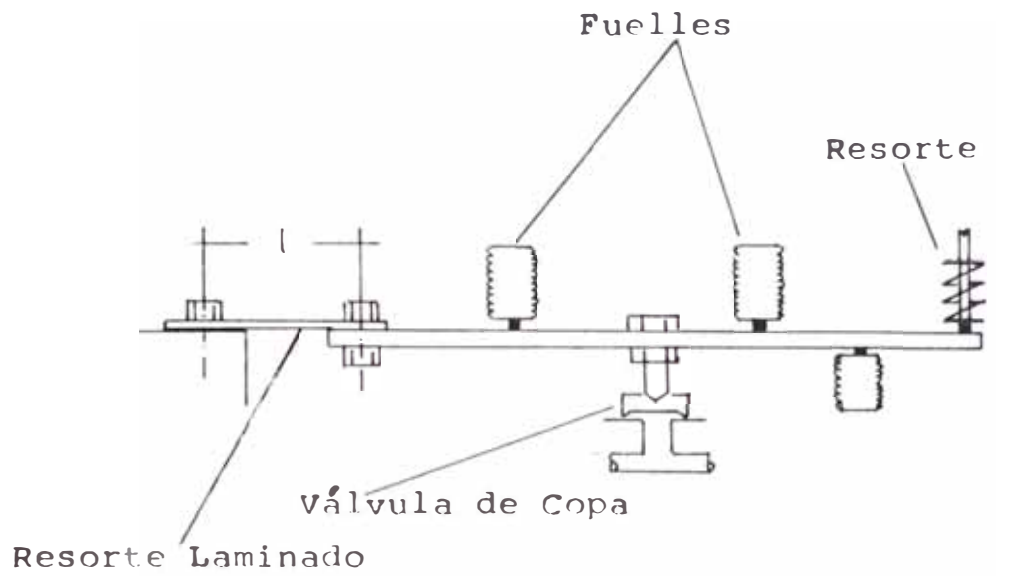


Fig. 7.9 Verificar Condiciones de Ensamblaje

entre la palanca de ajuste y el block, según observamos en la fig#7.9. Cuando aumenta "L" la palanca de ajuste se dobla considerablemente. En el caso opuesto, hay temor de que la válvula de copa no pueda empujar adecuadamente. Si se han aflojado los tornillos de fijación con el objeto de inspeccionar ó cambiar la válvula de copa, en el momento de desarmarla, hay que tener cuidado de volver a poner la dimensión "L" como estaba antes

CONCLUSIONES

La experiencia en la operación demuestra, que el comportamiento total de cualquier sistema de generación, depende mucho en la coordinación de la maquinaria básica con el equipo de regulación, supervisión y de la facilidad con la cual la instalación total puede comprenderse y mantenerse en su ajuste correcto.

Una falla del gobernador en una de las turbinas, ocasionará la pérdida de estabilidad en el sistema eléctrico-mecánico y como consecuencia la paralización total de la Central Eléctrica de Malacas con su sistema interconectado. Considerando que la Central de Malacas genera el ochenta por ciento de toda la producción.

Analizar y mantener en su ajuste correcto el gobernador de la turbina de gas, se hace indispensable para el personal dedicado a la operación de estas turbinas.

El análisis del gobernador se efectúa para un estado de régimen permanente. Sin embargo en un estado transitorio depende mucho de las características de los elementos empleados en el control, tales como: la presión, peso específico, calor específico del combustible (gas o diesel), la rapidez de respuesta del servomotor, la expansión de tuberías hidráulicas de control, la distancia de la caja de control hacia el servomotor, inexactitud del sensor de velocidad hidráulica, características del aceite de control, etc.

Por lo anterior se deduce, que para las pruebas en el estado transitorio la Turbina deberá ser sometida a cargas de por lo menos el 50% de su potencia nominal (9 MW), lo que significa comprometer a un riesgo de falla el sistema de generación. Se recomienda para este tipo de pruebas, contar con un alimentador de energía eléctrica, independiente del sistema (usuario de carga no industrial).

En un futuro el reemplazo de máquinas en las Centrales Térmicas de Talara y Verdún (sistema interconectado), deberán ser compatibles en sus sistemas de regulación, de tal manera, que tengamos un sistema interconectado con mucha más confiabilidad y una entrega de energía de mejor calidad.

BIBLIOGRAFIA

Ajuste de la Regulación del Gobernador para
Turbinas de modelo MW101, MW191, MW301
Información Técnica de Mitsubishi
Publicación GTI-301-018T,
27 Nov, 1974

Centrales Hidroeléctricas
Autor :Ing. Gaudencio Zopetti Júdez
Editorial Gustavo Gili, S.A.
Imprenta Juvenil, S.A.
Serie ISBN 84-25201543
Barcelona, 1979

Curso Básico de Operación de Turbinas Ruston,
Modelos TB 4000 y TA 1750
Información Técnica de Petroperú, Operaciones
Oleoducto
Autor: Ivan Aviles B
Piura,1986

Hydraulic Control Box
Informacion Técnica de Mitsubishi
Publicación YE-51382
Modelo Turbina 191G,301

Ingeniería de Control Moderna,
Autor : Katsuhiko Ogata
Traducido por Ing. Bartolomé Fabian Frankel,
Editado por Prentice-Hall Hispanoamericana,S.A.
Serie ISBN 968-880-018-X
Impreso en México por Editorial Calypso,S.A.
Octubre de 1985.

Instrumentación Industrial
Autor : Antonio Creus
Publicaciones Marcombo, S.A.
Segunda edición
Impreso en Barcelona.

Manual del Ingeniero Mecánico
Autor : Lionel S. Marks
Traducido por Ing. Santiago Alonso
Editorial McGraw-Hill Book Company, Inc.
Impreso por Unión Tipográfica Editorial
Hispano-Americana.
Mexico, 1979

Operación de Turbinas a Gas
Autor : Mauricio Casanova B.
Ingeniero Mecánico Consultor
Apartado 61326, Caracas, Venezuela.
1982, Dos volúmenes.

Reporte de Inspección -Overhaul Unidad A -
Mitsubishi Heavy Industries, LTD
Dato referencia Agosto 1984

Sistemas Automáticos de Control
Autor : Richard C. Dorf
Traducido por Ing. José Montiel Márquez y
Fernando Navas Mutis
Editorial Fondo Educativo Interamericano, S.A.
Impreso en los E.U.A., 1978

Turbinas de Gas
Manual práctico para el joven ingeniero.
Autor : Samuel Maldonado Bautista