

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

"ANALISIS DEL SISTEMA DE REGULACION DE VELOCIDAD
DE UNA TURBINA A VAPOR SIN RECALENTAMIENTO"

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE :
INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR :

PERFECTO IGNACIO CHACON PERDOMO

GUAYAQUIL-ECUADOR

1986

AGRADECIMIENTO

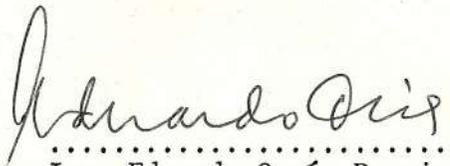
Al Ing. EDUARDO ORCES PAREJA,
Director de Tesis, por su ayuda
y colaboración para la realiza-
ción de este trabajo.

DEDICATORIA

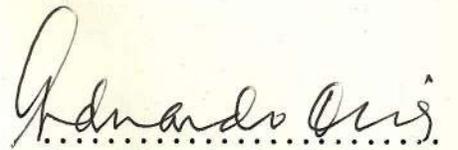
A MIS PADRES

A MI ESPOSA

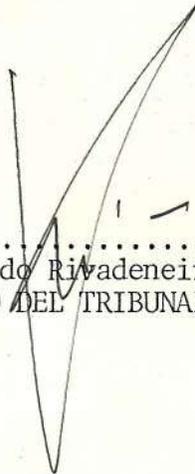
A MIS HIJOS



.....
Ing. Eduardo Orcés Pareja
DECANO DE LA FACULTAD
INGENIERIA MECANICA



.....
Ing. Eduardo Orcés Pareja
DIRECTOR DE TESIS



.....
Ing. Eduardo Rivadeneira P.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

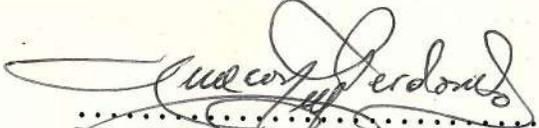


.....
Ing. Francisco Santelli
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).


.....
PERFECTO IGNACIO CHACON PERDOMO

RESUMEN

Esta tesis comienza con la descripción de los circuitos principales de una Central Termoeléctrica, haciendo énfasis en los sistemas de control que se tiene en una unidad a vapor; y continúa con la descripción de los principios de funcionamiento y características de los elementos que componen el sistema de control de turbina como son : regulador, variador de velocidades, relé hidromecánico y válvulas de regulación.

Luego de esta exposición general se particulariza el análisis de control de turbina, y utilizando ecuaciones diferenciales se encuentra un modelo matemático que contiene los parámetros principales del mismo. Más adelante también se emplea la técnica de respuesta a la frecuencia para probar la estabilidad del mismo.

A continuación se realizan pruebas experimentales en vacío y con carga, cuyos resultados muestran las características del sistema.

Finalmente, al realizarse una comparación entre los comportamientos teórico y real se determinará que las funciones resultantes tienen la misma forma con alguna diferencia en su razón de amortiguamiento. Demostrándose por lo tanto la validez del modelo matemático desarrollado.

INDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE FIGURAS	X
INDICE DE TABLAS	XII
INTRODUCCION	13
CAPITULO I	
DESCRIPCION DE LA CENTRAL TERMICA	15
1.1 Equipo de la central a vapor	15
1.1.1 Caldera	17
1.1.2 Turbina	19
1.1.3 Generador	22
1.1.4 Condensador	25
1.1.5 Sistemas auxiliares	27
1.2 Sistema principal de vapor	28
1.3 Sistemas de control	30
1.3.1 Control del sistema condensado	31
1.3.2 Control de caldera	35
1.3.2.1 Control de nivel del domo	36
1.3.2.2 Control maestro de presión de vapor	38
1.3.2.3 Control de temperatura de vapor	41
1.3.3 Control de turbina	43

CAPITULO II	
FUNCIONAMIENTO, ANALISIS MATEMATICO Y CARACTERISTI-	
CAS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE CONTROL DE	
TURBINA	51
2.1 Regulador	51
2.2 Variador de velocidades	63
2.3 Relé hidromecánico	73
2.4 Válvulas de regulación	85
2.5 Turbogenerador	91
CAPITULO III	
MODELO MATEMATICO DEL SISTEMA DE REGULACION DE VELO-	
CIDAD	100
3.1 Medición de las constantes del sistema de	100
control	
3.1.1 Constante del variador de velocidades	104
3.1.2 Constante de válvula piloto	108
3.1.3 Constante de turbina	110
3.2 El sistema de control	112
3.2.1 Representación adimensional	115
3.2.2 Obtención de funciones de transferencia	129
3.2.3 Modelo del sistema de control	132
3.3 Comportamiento teórico de sistema	132
3.3.1 Comportamiento transiente del modelo	
3.3.2 Especificaciones del sistema en el	141
dominio del tiempo y frecuencia	

3.3.3	Determinación de la estabilidad del sistema según el método de respuesta a la frecuencia	145
CAPITULO IV		
	COMPORTAMIENTO REAL DEL SISTEMA	150
4.1	Determinación de las características estáticas	150
4.1.1	Rango e histéresis del variador	150
4.1.2	Banda muerta del sistema	155
4.2	Determinación de las características dinámicas	157
4.2.1	Respuesta a escalones de velocidad	157
4.2.2	Respuesta del sistema a rechazos de carga	165
CAPITULO V		
	ANALISIS DE RESULTADOS	172
5.1	Comparación entre el comportamiento teórico y real	172
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	176
	BIBLIOGRAFIA	178

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
1.1	CICLO AGUA-VAPOR	16
1.2	CORTE LONGITUDINAL DE CALDERA	18
1.3	CORTE LONGITUDINAL DE TURBINA	21
1.4	CORTE LONGITUDINAL DE GENERADOR ELECTRICO	23
1.5	DIAGRAMA PRINCIPAL DE VAPOR	29
1.6	DIAGRAMA DE CONTROL DE CONDENSADO	33
1.7	DIAGRAMA DE CONTROL DE NIVEL DEL DOMO	37
1.8	DIAGRAMA DE CONTROL MAESTRO DE PRESION	39
1.9	DIAGRAMA DE CONTROL DE TEMPERATURA DE VAPOR	42
1.10	CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL CONTROL DE TURBINA	45
1.11	DIAGRAMA DE CONTROL DE TURBINA A VAPOR	48
2.1	REGULADOR DE VELOCIDAD	52
2.2	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL REGULADOR	54
2.3	CURVA DEL GOBERNADOR DE VELOCIDAD	61
2.4	VARIADOR DE VELOCIDAD	64
2.5	ESQUEMA DEL VARIADOR DE VELOCIDAD	69
2.6	PALANCA DE ACCIONAMIENTO DEL VARIADOR DE VELOCIDAD	71
2.7	PALANCA DE REALIMENTACION DEL VARIADOR DE VELOCIDAD	71
2.8	RELE HIDROMECHANICO	74
2.9	ESQUEMA DEL SERVOMECHANISMO	77
2.10	PALANCA DE ACCIONAMIENTO DEL SERVOMECHANISMO	81
2.11	PALANCA DE REALIMENTACION DEL SERVOMECHANISMO	81
2.12	VALVULAS DE REGULACION	86
2.13	CARACTERISTICAS DE LAS VALVULAS DE REGULACION	89

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
2.14	ESQUEMA DEL SISTEMA VALVULAS-TURBINA	93
2.15	ESQUEMA DE LA PALANCA DE ACCIONAMIENTO	94
2.16	ESQUEMA DEL TURBOGENERADOR	94
3.1	FLUJO DE ACEITE A TRAVES DEL INTERSTICIO ENTRE GOBERNADOR Y VARIADOR DE VELOCIDAD	103
3.2	VELOCIDAD DEL ACEITE EN VALVULA PILOTO	106
3.3	TORQUE DE TURBINA	111
3.4	DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DE CONTROL	113
3.5	DIAGRAMA DE BLOQUE FINAL DEL SISTEMA DE CONTROL	131
3.6	DIAGRAMA DE BLOQUE REDUCIDO DEL SISTEMA DE CONTROL	132
3.7	RESPUESTA TEORICA DEL SISTEMA A UN ESCALON	138
3.8	ESPECIFICACIONES EN EL DOMINIO DEL TIEMPO	143
3.9	MARGENES DE GANANCIA Y FASE	143
3.10	DIAGRAMA DE BODE DEL SISTEMA DE CONTROL	148
4.1	HISTERESIS DEL VARIADOR DE VELOCIDAD	154
4.2	DIAGRAMA DE CONEXIONES DE OSCILOSCOPIO	159
4.3	SECUENCIA FOTOGRAFICA DE LA RESPUESTA A UN ESCALON DE VELOCIDAD	161
4.4	SECUENCIA INTERPRETATIVA DE LA RESPUESTA A UN ESCALON DE VELOCIDAD	166
4.5	RESPUESTA A UN ESCALON DE CARGA DE 100%	170

DIAGRAMA DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
I	CARACTERISTICAS DEL GOBERNADOR	59
II	DIMENSIONES DEL VARIADOR DE VELOCIDADES	62
III	DIMENSIONES DEL SERVOMECANISMO	84
IV	DIMENSIONES DE VALVULAS DE REGULACION	90
V	DIMENSIONES DEL TURBOGENERADOR	99
VI	PRUEBAS EN EL VARIADOR DE VELOCIDADES	102
VII	PRUEBAS EN VALVULA PILOTO	107
VIII	PRUEBAS EN TURBINA	109
IX	RESULTADOS DE LA RESPUESTA TEORICA A UN ESCALON DE VLOCIDAD	137
X	VALORES DE AMPLITUD Y ANGULO DE FASE EN FUNCION DE LA FRECUENCIA	149
XI	DATOS DEL VARIADOR DE VELOCIDAD	152
XII	OSCILACIONES DEL CONTROL DE VELOCIDAD	156
XIII	RESULTADOS DE LA RESPUESTA A UN ESCALON DE VELOCIDAD	164
XIV	RESULTADOS DE LA RESPUESTA A UN ESCALON DE CARGA	168
XV	COMPARACION DE RESULTADOS	173

INTRODUCCION

El presente trabajo muestra en forma general los equipos y sistemas instalados en una Central Termoeléctrica, analizando específicamente el control automático que gobierna la turbina.

Existen diversos tipos de control dependiendo de la clase de unidad, para nuestro caso particular de una turbina sin recalentamiento el tipo usado es un sistema de regulación "mecánico-hidráulico" y las variables controladas en una turbina son la velocidad o la carga, dependiendo del tipo de funcionamiento de la máquina. En nuestro caso vamos a analizar el sistema de regulación en vacío, para estudiar la estabilidad de la velocidad de sincronización.

El trabajo en sí contiene el estudio de las respuestas teórica y real del sistema en vacío, así como el respectivo análisis de resultados, sección donde se realizará una comparación de comportamientos y se logrará definir la aproximación o validez del modelo matemático encontrado.

Adicionalmente también se comprobará la estabilidad del modelo mediante el método de respuesta a la frecuencia. Finalizando el trabajo con un análisis real del sistema con carga cuyos resultados pueden ser comparados con la

respuesta real del sistema en vacío y establecer diferencias de comportamientos entre ambas respuestas respectivamente.

CAPITULO I

DESCRIPCION DE LA CENTRAL TERMICA

La Central Termoeléctrica "Gonzalo Zevallos G.", pertenece a INECEL y forma parte del Sistema Nacional Interconectado (SNI). Su capacidad de generación actual es de 166 MW, compuesta por 2 Turbinas a Vapor de 73 MW y una Turbina a Gas de 20 MW.

La Turbina a Gas forma parte de la potencia de reserva por lo cual su operación se reduce a situaciones emergentes, pero las Turbinas a Vapor forman parte de la Potencia Base, por lo tanto su operación es continua.

Por ser el tema de este trabajo, una parte de los Sistemas de Control de una Turbina a Vapor, la descripción la haremos únicamente con sus Equipos Principales.

1.1 EQUIPO DE LA CENTRAL A VAPOR

Los equipos que componen una Unidad a Vapor son muy variados, pero en ella juega un papel muy importante el vapor, puesto que es el elemento de trabajo que se expande en la Turbina produciendo trabajo motor en su flecha, luego es condensado en un intercambiador de calor para luego recircularlo hacia cal

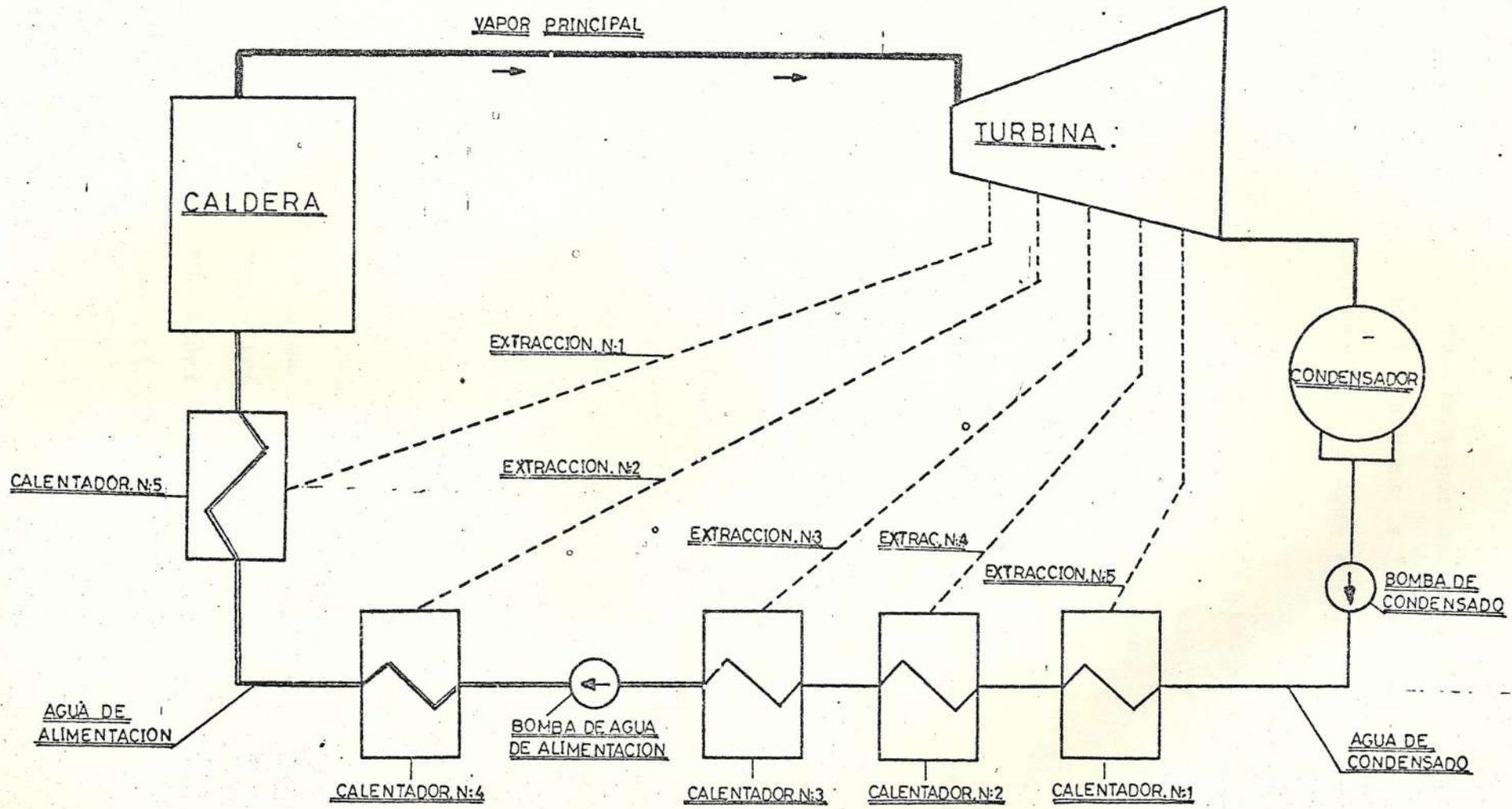


Fig 1.1

CICLO AGUA-VAPOR

dera y producir vapor que nuevamente cumpliría su función en la Turbina; a todo este Sistema cerrado le llamaremos Ciclo Agua - Vapor (Fig. 1.1).

Los equipos principales que componen la Central a Vapor son los siguientes : caldera, turbina, generador, condensador y sistemas auxiliares.

1.1.1 CALDERA

La Caldera o Generador de Vapor es del tipo Acuotubular de paredes de agua, con una capacidad máxima continua de 295 Ton/hr, a unos valores de presión y temperatura de vapor del orden de 105 Kg/cm² y 513°C respectivamente. Esta compuesta por 2 Domos de agua y vapor, interconectados por un Banco de Tubos (Fig.1.2) constando además con 2 Supercalentadores primario y secundario colocados delante del Banco de Tubos que le permiten producir Vapor supercalentado.

La circulación del agua en ella se la realiza de forma natural; aprovechando el efecto de Termosifón producido por la disposición de los tubos del Banco de Generación de Vapor con respecto al flujo de gases; de tal forma que se

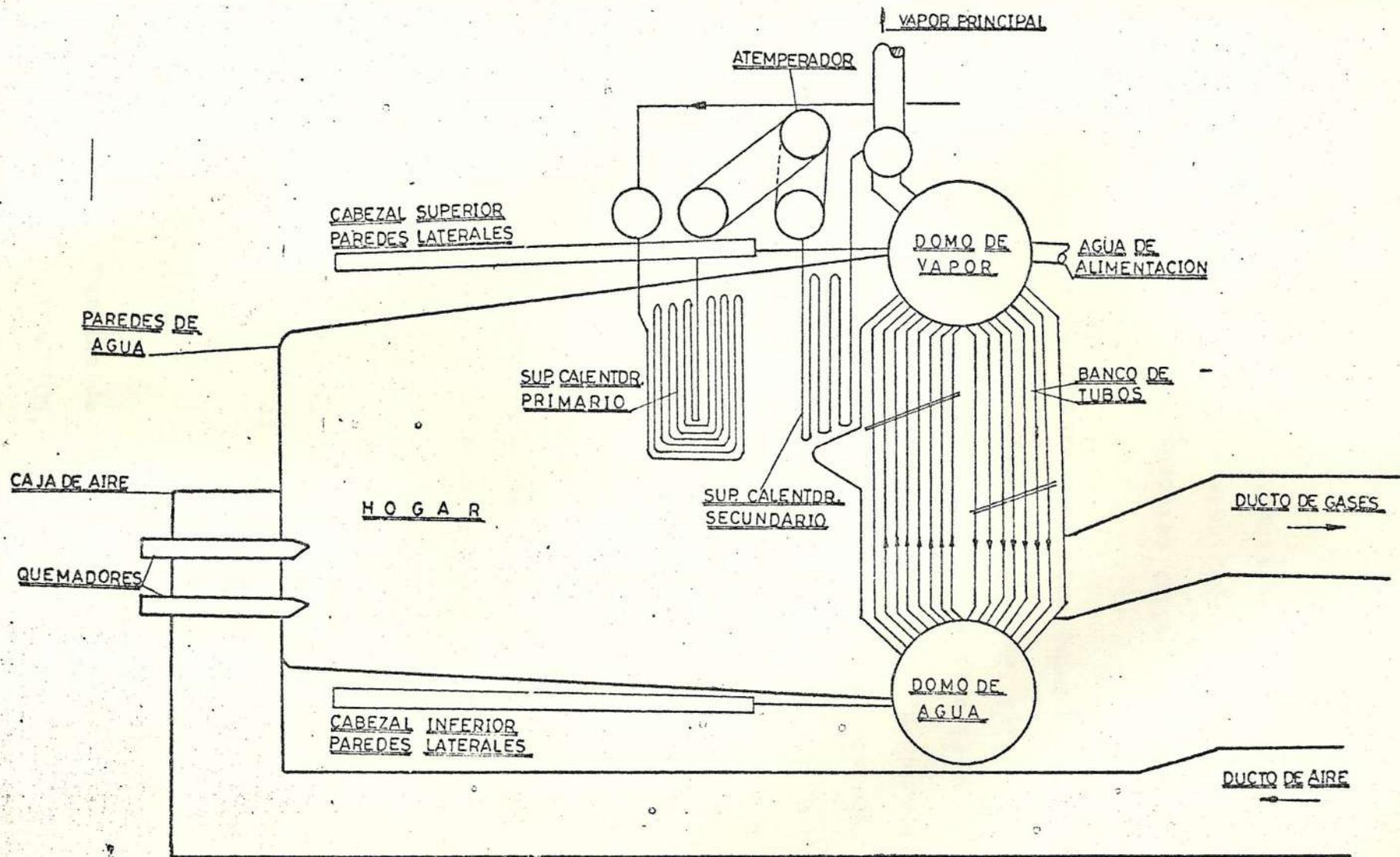


Fig 1.2

CORTE LONGITUDINAL DE CALDERA

produce una diferencia de densidades entre el agua caliente y agua fría de los tubos ascendentes y descendentes respectivamente.

Otra de su característica importante es la de trabajar con Hogar presionado; para lo cual cuenta con un ventilador de tiro forzado que entrega el aire necesario para la combustión previamente precalentado en un Calentador a Vapor y un Calentador Ljunstrong que en realidad es un Calentador Regenerativo, porque absorbe el calor de los gases secos a la salida de la Caldera y la entrega al aire.

La caldera ha sido diseñada para quemar combustible pesado (Bunker #6); por lo tanto es necesario un calentamiento previo para su bombeo y atomización respectivamente; para lo cual se cuenta con un calentador de combustible a la salida del Tanque Diario de combustible y otro previo al ingreso a los Quemadores.

1.1.2 TURBINA

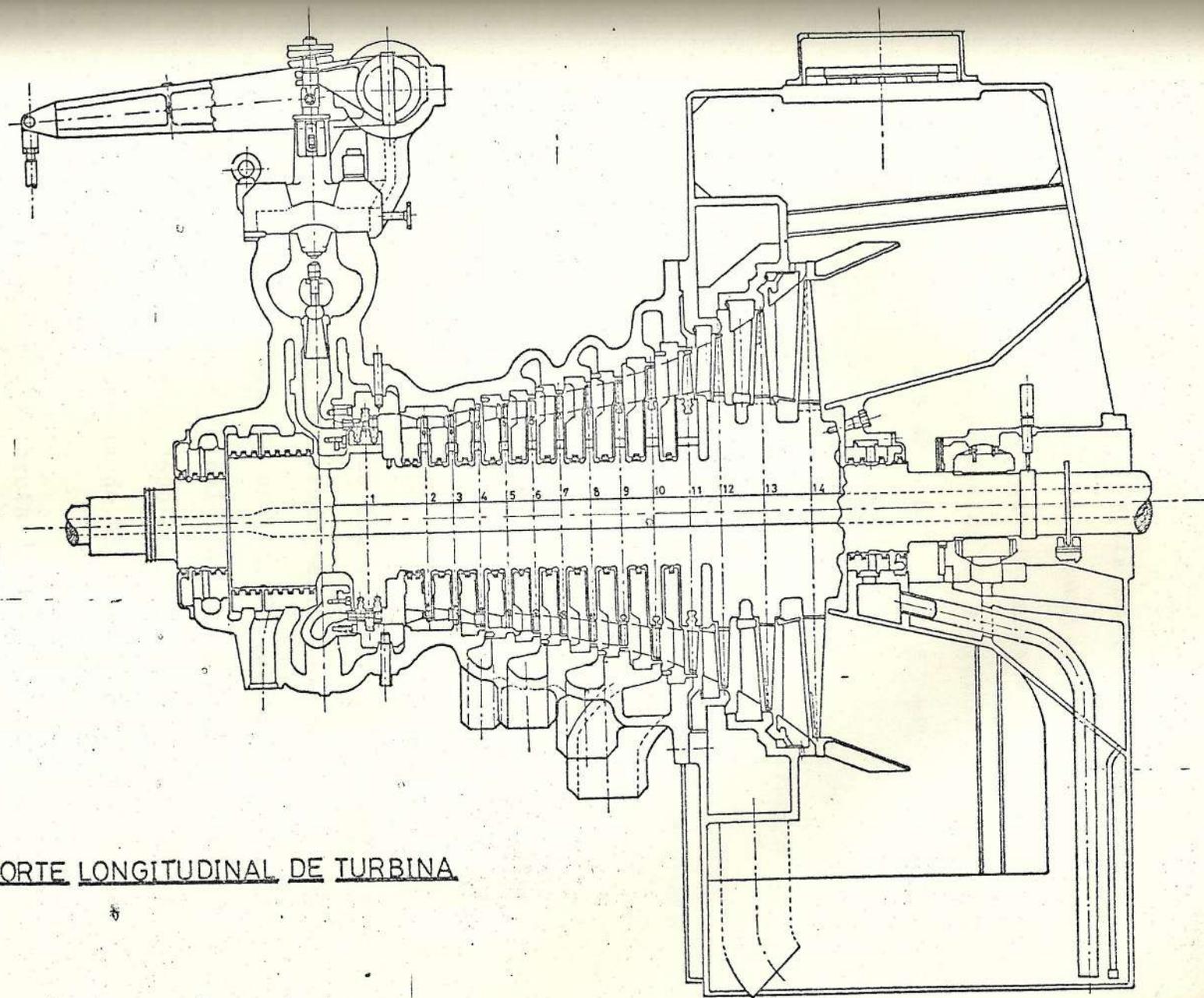
La Turbina de Vapor es de efecto combinado ACCIÓN-REACCIÓN, consta de 14 etapas de rotores: 1 Etapa Curtis o (velocidad), 10 Etapas Rateau

o (impulso), y 3 Etapas Parson o (reacción). Es del tipo horizontal (por la dirección del vapor) y tiene el escape conectado a un Condensador que trabaja a presión inferior a la atmosférica, lo cual le permite extraerle la máxima cantidad de trabajo al vapor.

Otra de su característica importante es ser de tipo regenerativo porque de ella se derivan cinco extracciones de vapor que ingresan a cinco Calentadores de agua. Colocados en serie, de tal forma que el Agua de Alimentación sufre un Calentamiento escalonado antes de ingresar a la Caldera. Obviamente esto aumenta la eficiencia del ciclo Agua - Vapor (Fig. 1.3).

La Turbina se encuentra acoplada a un Generador Eléctrico, llamándosele al conjunto Turbogenerador.

Nuestro Turbogenerador consume 281840 Kg/Hr de vapor para una generación bruta de 73000 KW; y las condiciones de Operación del Vapor a la entrada de Turbina son: 88 Kg/cm^2 y 510°C de presión y temperatura respectivamente.



CORTE LONGITUDINAL DE TURBINA

Fig.1:3

También está provista de una Bomba Principal de Aceite que se encuentra acoplada en el otro extremo de su eje, siendo ella quien proporciona la presión de aceite necesaria para su sistema de lubricación y control.

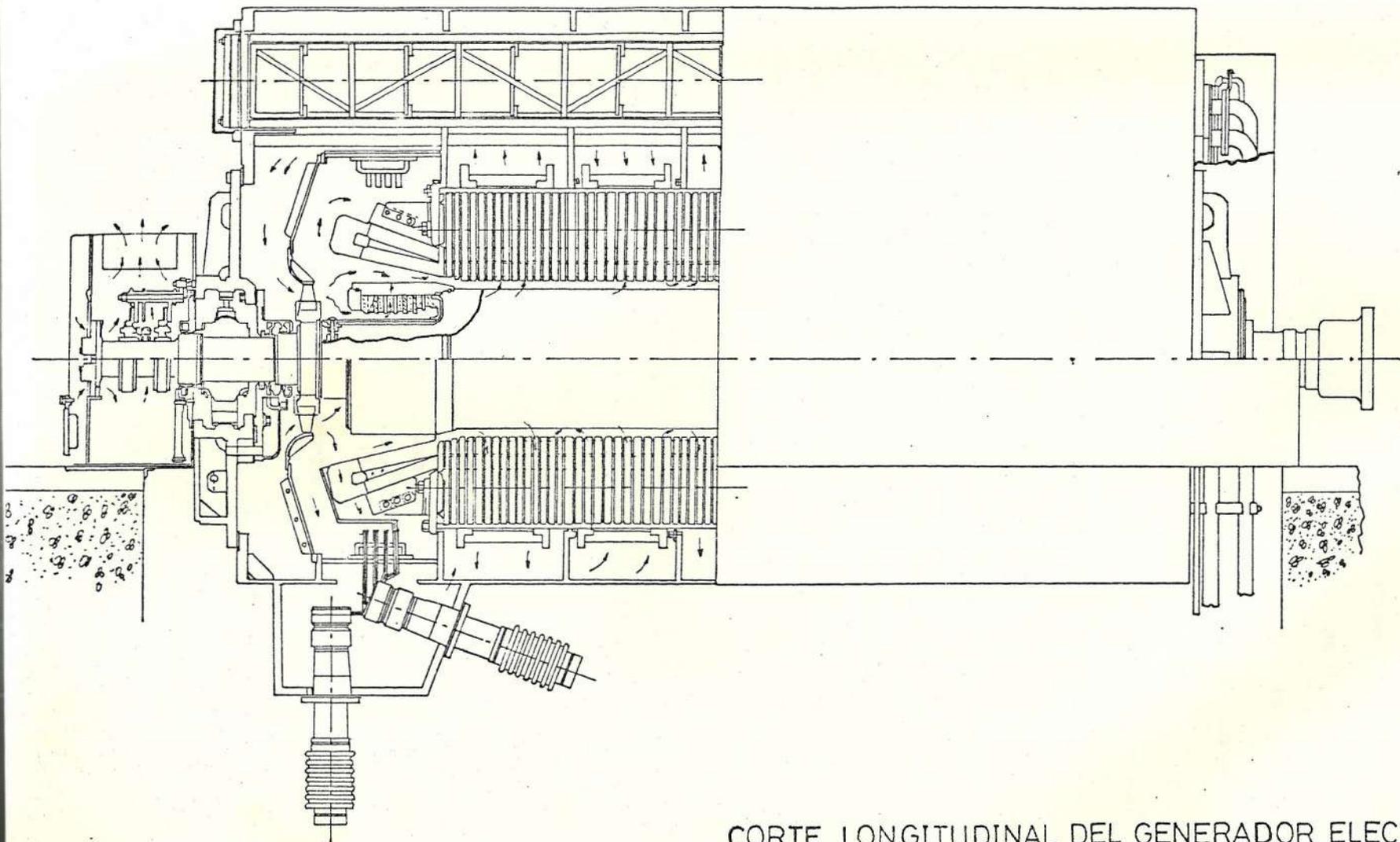
Nuestra turbina en mención gira a 3600 R.P.M. en sentido contrario a las manecillas del reloj vista desde el lado de alta presión, cuenta además con un Cojinete de empuje que le permite absorber las fuerzas de empuje (negativa o positiva) y a su vez limitar el movimiento Axial del rotor.

1.1.3 GENERADOR

El generador es del tipo rotor cilíndrico totalmente encerrado, enfriado por hidrógeno y un sistema de excitación estática. Las condiciones principales de operación son : Velocidad de giro 3600 R.P.M., trifásico; opera a una frecuencia de 60 Hz y 13800 Volt.(Fig.1.4).

Su potencia bruta de salida a régimen continuo es 85883 KVA, a un factor de potencia de 0.85.

La principal ventaja del generador con respec



CORTE LONGITUDINAL DEL GENERADOR ELECTRICO

to a los convencionales enfriados por aire, se encuentra en la capacidad de Generación; puesto que este mismo generador enfriado por aire generaría 41177 KVA con 0.85 de factor de potencia. Esto se explica por el mayor coeficiente de transferencia de calor y por la circulación continua del GAS hidrógeno a través de unos enfriadores convenientemente dispuestos en el cuerpo del Estator; de tal forma que el calor inducido por el Generador es transmitido por medio del H_2 a los enfriadores y luego es absorbido por el agua de enfriamiento. Ahora en este Generador donde la presión del Gas Hidrógeno es de 2.11 Kg/cm^2 se usa un sistema de sellado para evitar las fugas del gas. Así que este sistema está formado por los sellos mecánicos (sellos de laberintos) y un Sistema Aceite de sellos a una presión de $0.85 \text{ Kg/cm}^2 > \text{Presión } H_2$. A su vez el Sistema de Aceite de sellos también cumple la función de purificar el aceite y está compuesto por los siguientes elementos : Bomba Aceite de Sellos, Válvulas Reguladoras, Tanque de Separador de Drenaje y un Tanque de Reposición de Sellos.

Otra de su característica importante es poseer

un Sistema de Regulación Automático de Voltaje estático (A.V.R.) que le permita mantener el voltaje dentro de los rangos deseados.

Los Sistemas Auxiliares Eléctricos son :

- Sistema de 2.4 KV para la Alimentación de los equipos Auxiliares grandes.
- Sistema de 480 V para la Alimentación de los Equipos Auxiliares pequeños.
- Sistema A.C. de 120 Volt. para la alimentación de los instrumentos de medición y Sistemas de Control de equipos pequeños.
- Sistema D.C. de 125 Volt. para la Alimentación de los Sistemas de Protección y Sistemas de Control de Equipos grandes.

1.1.4 CONDENSADOR

El condensador es un intercambiador de calor de tipo horizontal, de doble paso; opera a una presión absoluta de 0.088 Kg/cm^2 .

Este intercambiador está compuesto por 6566

tubos de titanio con una superficie de enfriamiento de 4430 m² y utiliza como líquido de enfriamiento Agua Salada. Su caja de agua es tipo dividido de tal manera, que el flujo de agua enfriamiento (agua salada) se divide en dos secciones antes de ingresar al condensador. Esta particularidad le permite realizar mantenimientos cortos en operación, puesto que tiene la posibilidad de operar al 50% de su capacidad de enfriamiento, mientras se realiza el mantenimiento de la otra sección.

Como el agua salada tiene elementos corrosivos. El condensador está provisto de un sistema de protección catódica que consiste en aplicar un voltaje a través de electrodos convenientemente dispuestos en la caja de agua, de tal forma que entreguen la cantidad de electrones suficientes para evitar el proceso corrosivo de la caja de agua, tubos y placa de tubos del condensador.

Otra característica importante es la forma de transmisión de calor, pues este intercambiador está ubicado dentro del tipo de condensadores de superficie, de tal forma, que el agua de enfriamiento absorbe el calor (por con

vección) del vapor a través de los haces de tubos y luego es descargada al estero. Mientras que el vapor que ingresa a la caja escape de turbina sufre un proceso de condensación y es acumulado en el pozo del condensador.

1.1.5 SISTEMAS AUXILIARES

A continuación nombraremos, los sistemas auxiliares que complementan el funcionamiento de la central a vapor, pero no se hará una descripción detallada de los mismos, por no considerárselo importante para efecto de este trabajo y ellos son :

- Sistemas de tratamiento de agua
- Sistema de almacenamiento de combustible
- Sistema de vapor auxiliar
- Sistema de soplado de hollín
- Sistema de dosificación de químicos
- Sistema de agua de enfriamiento (agua tratada).

1.2 SISTEMA PRINCIPAL DE VAPOR

El diagrama de flujo principal está compuesto básicamente por los equipos descritos en los párrafos anteriores, que juntos forman lo que se llama ciclo agua-vapor, tal como se observa en la Fig. 1.5.

Podemos iniciar el diagrama de flujo en la caldera, que es donde se evapora el agua que luego es supercalentado produciendo vapor seco. Para posteriormente ingresar a la turbina donde se expande, realizando un trabajo; el cual es aprovechado en un generador para transformarlo en energía eléctrica.

El condensador es el sitio donde se realiza la condensación del vapor. Condensado que es succionado del pozo del condensador por la bomba de condensado y bombeado a través de los calentadores #1, 2, y 3 de baja presión y desaerador respectivamente.

Los calentadores #1 y 2 son del tipo cerrado y el #3 es de tipo ABIERTO, que además cumple la función de eliminar el oxígeno del agua alimentación que ingresa a la caldera. Este calentador posee también un depósito para almacenamiento del agua ~~desaerea-~~da y está ubicado a gran altura, de tal forma que se obtenga una columna de agua, que permita el flujo del

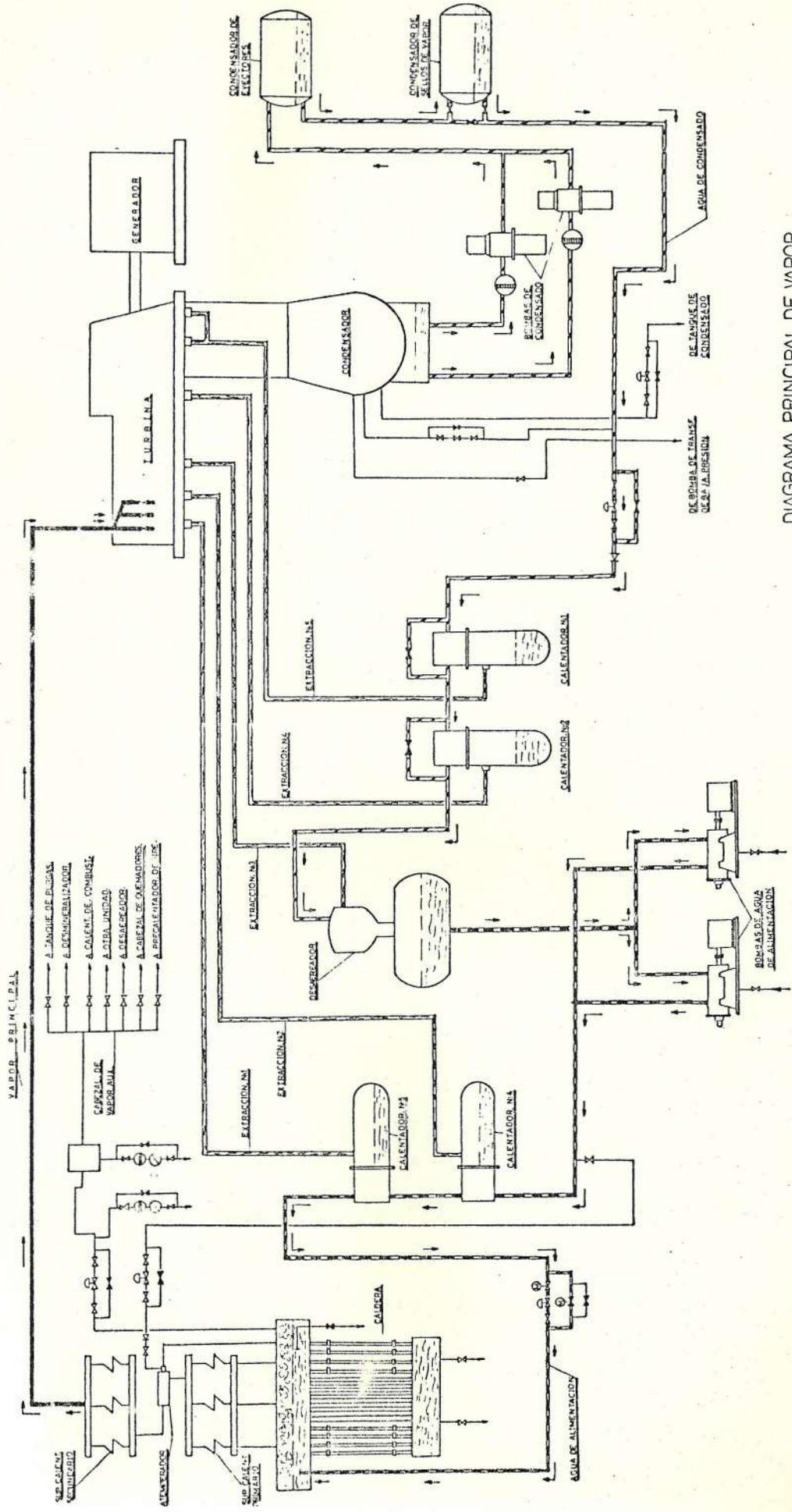


DIAGRAMA PRINCIPAL DE VAPOR

Fig 1:5

Fig 15

agua caliente hasta la aspiración de la bomba de alimentación sin riesgo de su vaporización.

La bomba de alimentación es el equipo que se encarga de bombear el agua de alimentación a la caldera pasándolo a través de los calentadores #4 y 5 de alta presión que son también de tipo cerrados. Cerrando de esta forma el ciclo agua-vapor.

La línea de alimentación tiene también una derivación justo antes de ingresar al calentador #4, y llega al atemperador, que es el lugar donde se controla la temperatura de vapor.

La reposición de las pérdidas en este ciclo cerrado es realizado en el condensador, por medio de las diferencias de presiones existentes entre el tanque de condensado y el condensador. Siendo el tanque de condensado el reservorio donde se almacena el agua tratada producida por el desmineralizador.

1.3 SISTEMAS DE CONTROL

Tal como se ha explicado en los párrafos anteriores en una Central Térmica, se generan ciertos procesos como por ejemplo, la generación de vapor de una caldera o la generación de electricidad de un turbogene

rador, procesos que indudablemente involucran variables tales como nivel del Domo, presión y temperatura de vapor, así como velocidad y carga del turbogenerador. Variables que además deben encontrarse dentro de los límites deseados, todo lo cual hace de los controles automáticos una necesidad para las centrales termoeléctricas.

A continuación se realiza una descripción de los principales sistemas de control existentes en la Central Gonzalo Zevallos.

1.3.1 CONTROL DEL SISTEMA CONDENSADO

El sistema de condensado en realidad forma parte del ciclo agua-vapor y comprende todo lo que es agua de condensado desde el condensador hasta el desaereador; manteniendo este sistema dos variables muy importantes que deben ser controladas y que son los niveles del condensador y desaereador respectivamente.

Luego para mantener dentro de los límites deseados estas variables, existen dos sistemas que trabajan en conjunto y que constan de elementos de medición (flotadores); elementos de control (controladores neumáticos) y elementos

finales (válvulas automáticas), tal como se observa en la Fig. 1.6.

Cuando el nivel del condensador es normal el controlador mantiene una señal de salida estable hacia la válvula automática, que es la que mantiene un flujo constante de agua hacia el desaereador.

En condiciones inestables, cuando el nivel del condensador aumenta el controlador LC-7 envía una señal de apertura a la válvula CV-7-1, para aumentar el flujo de agua al desaereador y bajar el nivel del condensador hasta su nivel normal; por el contrario cuando el nivel del condensador es bajo el controlador LC-7 manda una orden de cierre a la válvula CV-7-1, reduciendo el flujo de agua al desaereador, y si el nivel del condensador fuese excesivamente bajo el controlador envía otra orden cerrando la válvula CV-7-1 y abriendo la válvula CV-7-2 provocando la recirculación del agua de condensado al condensador, recirculación que se mantendría hasta que se produzca la recuperación del nivel normal del condensador.

El nivel del desaereador es controlado indi-

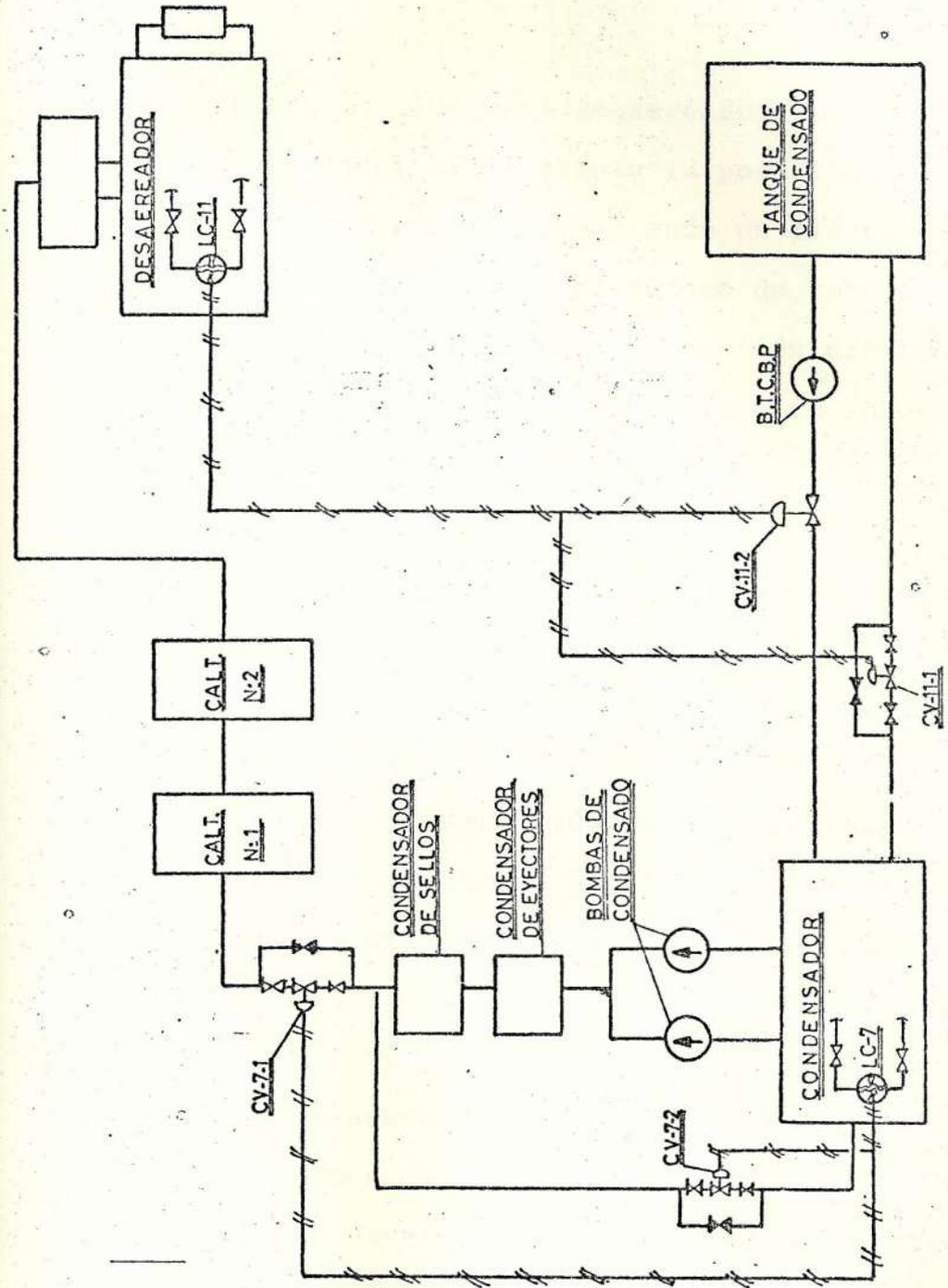


DIAGRAMA DE CONTROL DE CONDENSADO

Fig 1.6

rectamente, puesto que la reposición del ciclo agua-vapor se la realiza en el condensador.

Cuando el nivel del desaereador es normal el controlador LC-11 regula la posición de la válvula CV-11-1, permitiendo un flujo de agua de reposición desde el tanque de condensado, hacia el condensador. Reposición efectuada por la diferencia de niveles entre ambos equipos.

En condiciones inestables cuando se baja el nivel del desaereador, el controlador LC-11 envía una señal de apertura a la válvula CV-11-1; produciendo un aumento de nivel en el condensador, cuyo controlador posteriormente lo regula, incrementando el flujo de condensado al desaereador; como ya se lo explicó en los párrafos anteriores.

Para un aumento de nivel en el desaereador, se produce exactamente el efecto contrario, y para un excesivo bajo nivel del desaereador el controlador envía una orden de apertura a la válvula CV-11-2 y a su vez arranca automáticamente la bomba de transferencia de baja

presión, lográndose así una alimentación rápida de agua desde el tanque de condensado al condensador. Incremento que permitirá la acción del controlador de nivel, quien al igual que el caso anterior aumentará el flujo de condensado al desaereador, permitiendo de esta forma la recuperación del nivel en el desaereador.

Una característica importante de resaltar en ambos sistemas, es el tipo de acción de los controladores los que se encuentran definidos como proporcional-integral, esto quiere decir que la señal de salida del controlador, permitirá una corrección resultante capaz de eliminar el error de estado estable.

1.3.2 CONTROL DE CALDERA

El control de caldera contiene 3 variables que deben ser controlados y son : el nivel del domo, la presión y la temperatura del vapor.

Luego para mantener dichas variables dentro de los límites deseados es necesario un sistema de control para cada uno de ellos, por lo cual a continuación se realiza una descripción de

su funcionamiento.

1.3.2.1 CONTROL DE NIVEL DEL DOMO

El sistema de control del domo consta de los siguientes elementos: medidores de flujo, controlador, estación selectora y válvula de control, tal como se observa en la Fig. 1.7.

En el sumador (FC-2) del sistema se comparan las señales de flujo de vapor, flujo de agua y la señal de set-point (punto de ajuste) que viene de la estación selectora.

Como las señales de flujo de vapor y agua son casi iguales su diferencia se-
rá semejante a cero, por lo cual la salida del controlador será la señal del set-point.

Esta señal de salida del (FC-2) entra al controlador proporcional-integral y se compara con la variable, medida que viene del transmisor LX-101 y cualquier desviación existentes produce una se-

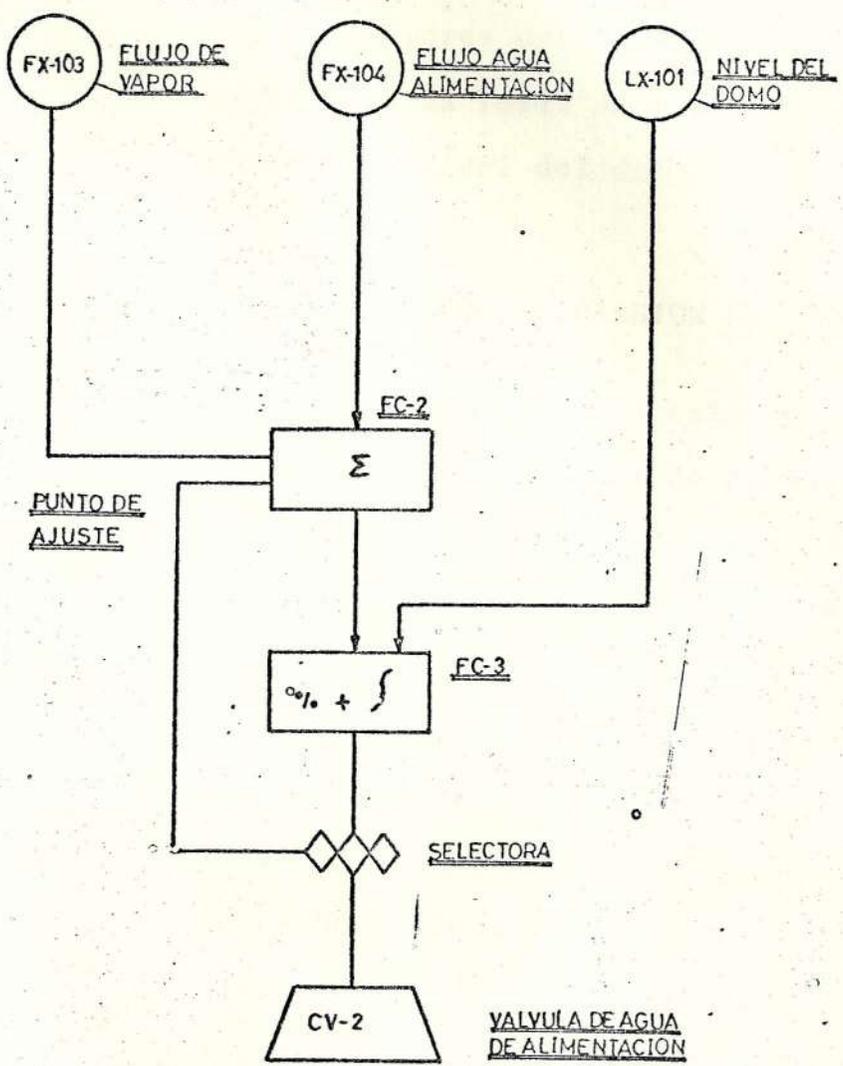


DIAGRAMA DE CONTROL DE NIVEL DEL DOMO

Fig 1.7

ñal de corrección que es inmediatamente enviada a la válvula de control CV-2, para que permita la recuperación del nivel. Mayores detalles se pueden encontrar en la Tesis de Hidalgo sobre control de nivel del domo.

1.3.2.2 CONTROL MAESTRO DE PRESION DE VAPOR

El control maestro de presión de vapor, también llamado control de combustión, porque regula el flujo de aire y de combustible consta de 4 elementos de medición y 3 controladores; usando el flujo de vapor como índice de carga, tal como se observa en la Fig. 1.8.

En el controlador proporcional-integral (CC-1) se comparan las señales de set-point (punto de ajuste) y presión de vapor medida en el PX-110; si existe una desviación el controlador envía una señal de corrección a los controladores de flujo de aire y combustible; señal que previamente debe de ser comparado con el flujo de vapor en el sumador CC-2.

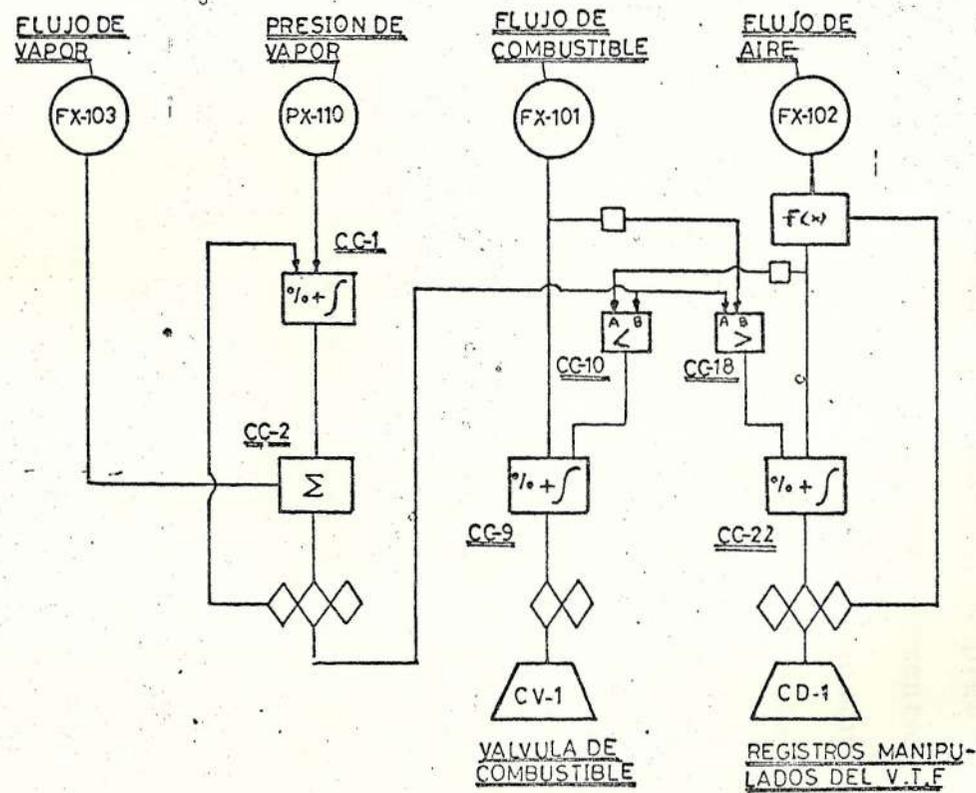


DIAGRAMA DE CONTROL MAESTRO DE PRESION

Fig.1.8

Cuando la carga es estable la señal maestra que proviene del CC-2, está en concordancia con las señales medidas de flujo de aire y combustible.

En condiciones transitorias ante un incremento de carga, la presión de vapor cae momentáneamente aumentando consecuentemente la señal maestra; esta señal es chequeada en la selectora CC-18 (que deja pasar la señal mayor), para luego ser comparada en el controlador proporcional-integral CC-22 con la señal medida de flujo de aire.

La señal de corrección salida del controlador es enviada al servomotor, quien se encarga de abrir las compuertas de succión del ventilador de tiro forzado; incrementando así el flujo de aire hacia la caldera.

Esta señal de flujo de aire es alimentada a la selectora CC-10 (que deja pasar la señal menor), quien en este caso permite el paso de la señal maestra hacia el controlador proporcional-inte

gral CC-9, donde al compararse con la señal medida de flujo de combustible, provoca una señal de apertura en la válvula de control de combustible.

Resumiendo en pocas palabras la filosofía del control permite que cuando se sube carga, primero se incrementa el flujo de aire y luego el combustible. Produciéndose exactamente el efecto contrario, para bajadas de carga; esto es que primero baje el flujo de combustible y luego el flujo de aire, con lo cual se logra mantener un exceso de aire que permita en todo instante quemar el combustible en la caldera.

1.3.2.3 CONTROL DE TEMPERATURA DE VAPOR

El control de temperatura de vapor consta de 3 elementos de medición y usa el flujo de aire como índice de carga, tal como se observa en la Fig. 1.9.

La señal medida de temperatura de vapor se la compara en el controlador proporcional-integral TC-1 con el set-

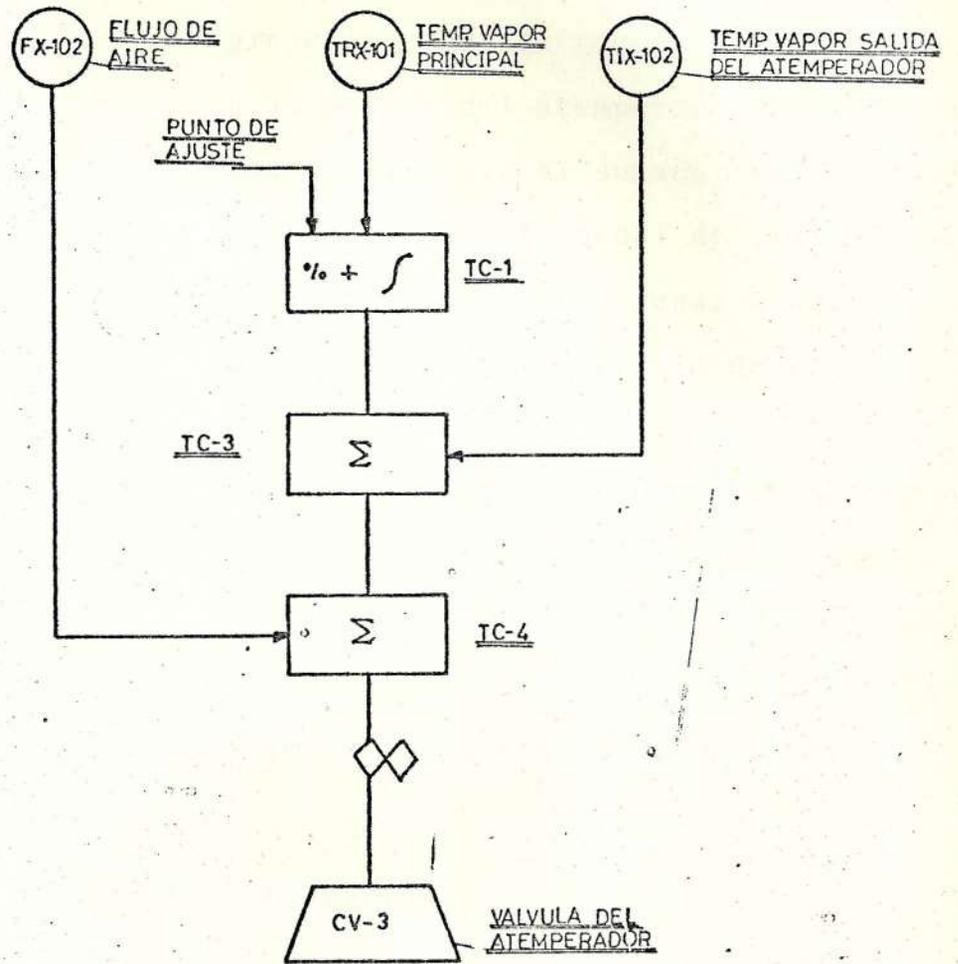


DIAGRAMA DE CONTROL DE
TEMPERATURA DE VAPOR

Fig 1.9

point (punto de ajuste) y en caso de presentarse alguna desviación; el controlador envía una señal de corrección hacia el sumador TC-3, donde se le agrega la señal de temperatura de vapor a la salida del atemperador. Luego su diferencia pasa al sumador TC-4, donde se compara con la señal de flujo de ai re, para finalmente llegar a corregir la posición de la válvula de control.

En este sistema la señal de temperatura de vapor a la salida del atemperador es usada como una señal anticipatoria, ya que es aquella la que varía primero con cualquier perturbación.

1.3.3 CONTROL DE TURBINA

Cuando se produce una variación de carga en una turbina de vapor se modifica también el par resistente de dicha máquina, entonces la velocidad también variará y esta variación se rá inversamente proporcional al par resistente o sea que :

Cuando aumenta el par resistente disminuye la

velocidad; y cuando disminuye el par resistente aumenta la velocidad.

Estas variaciones de velocidad deben ser controladas para efecto de producir un funcionamiento estable de la máquina.

Por lo tanto en las unidades de suministro de energía eléctrica donde la carga es tan variable se impone el uso de un dispositivo que solucione este problema equilibrando en cada caso el par motor de la máquina con el par resistente de las cargas conectadas a la red, lo cual se logra graduando las válvulas de admisión de vapor, o sea efectuando una regulación de la velocidad y de la potencia, para que en todo momento su funcionamiento se ajuste a las exigencias de la carga conectada a la red.

Otro objetivo que se obtiene con el uso de un control automático es el mantener la velocidad de la máquina constante, parámetro éste del que depende directamente la frecuencia de la red y cuya regulación es importante para efecto de la generación eléctrica.

Con la finalidad de aclarar el funcionamiento del control de velocidad, vamos a realizar un pequeño análisis para cuyo efecto nos apoyamos en la Fig. 1.10.

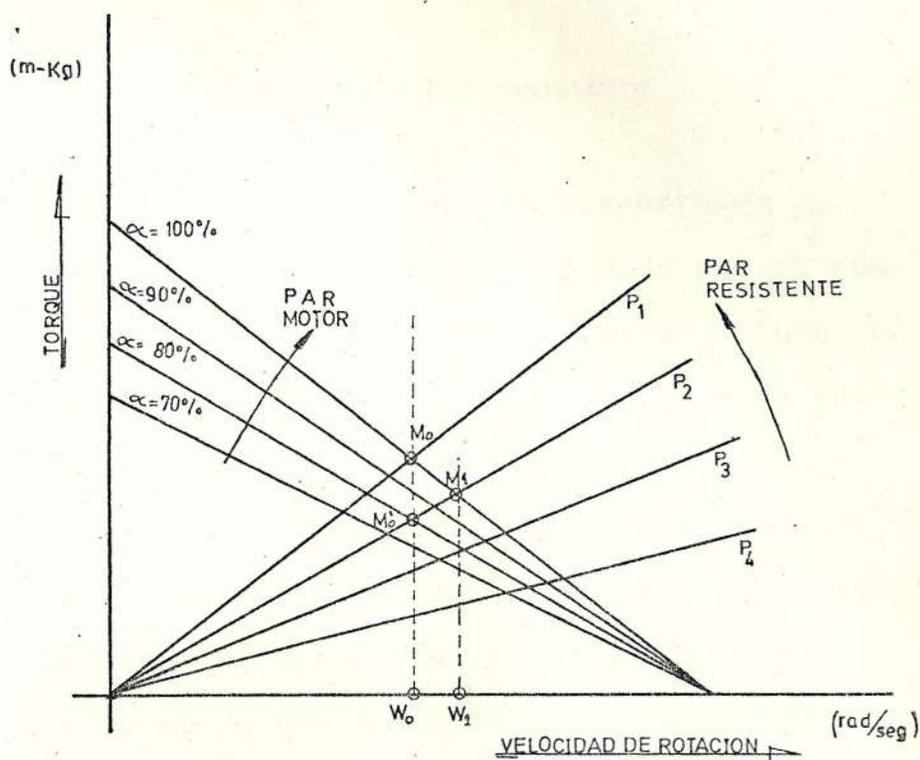


Fig. 1.10 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL CONTROL DE TURBINA.

La figura anterior nos muestra las curvas de funcionamiento del control de velocidad, las que en realidad no son más que la representación de las curvas características del par motor y del par resistente en función de la velocidad de rotación. Las curvas del par mo-

tor tienen como parámetro el grado de abertura de válvulas ($\alpha\%$) y las curvas del par resistente se han trazado tomando la carga P como parámetro. Luego el equilibrio se establece cuando el par motor y el par resistente son iguales o sea que :

$$\text{Par motor} = \text{Par resistente}$$

y en este caso el grupo turbogenerador gira a una velocidad ω , que viene dada por el punto de intersección de las 2 curvas; luego para P_1 y $\alpha = 100\%$ corresponde el punto de intersección M_0 y una velocidad de rotación ω_0 . Si la carga P disminuye bruscamente pasando de P_1 a P_2 el nuevo punto será M_1 y la velocidad del turbogenerador variará estabilizándose luego de una perturbación en ω_1 donde :

$$\omega_1 > \omega_0$$

Luego para regresar a la velocidad nominal, es necesario reducir el par motor para lo cual se actúa sobre la abertura de las válvulas de admisión reduciéndola por ejemplo a un valor de $\alpha = 80\%$, para el cual se obtiene un nuevo punto de equilibrio M'_0 , con lo que obtenemos nuevamente la velocidad ω_0 .

En el análisis teórico anterior se ha supuesto dos etapas claramente diferenciadas, la primera el incremento de la velocidad como consecuencia de la caída brusca de carga y luego la acción del control. En la práctica la acción del control automático se produce instantáneamente luego que detecta un incremento de velocidad, teniendo como limitante un pequeño retardo producto de su insensibilidad y de la inercia propia de la máquina.

En nuestro sistema en particular, objeto de este estudio, el control de velocidad consta de los siguientes elementos : regulador de velocidad, variador de velocidad, válvula piloto, servomotor, válvulas de regulación, tal como se observa en la Fig. 1.11.

Una característica importante de resaltar es el tipo de control, el mismo que es hidráulico-mecánico; razón por lo cual es imprescindible para su operación, un flujo de aceite a alta presión que es proporcionado por una bomba de aceite acoplada al eje de turbina. Su funcionamiento en términos generales es el siguiente :

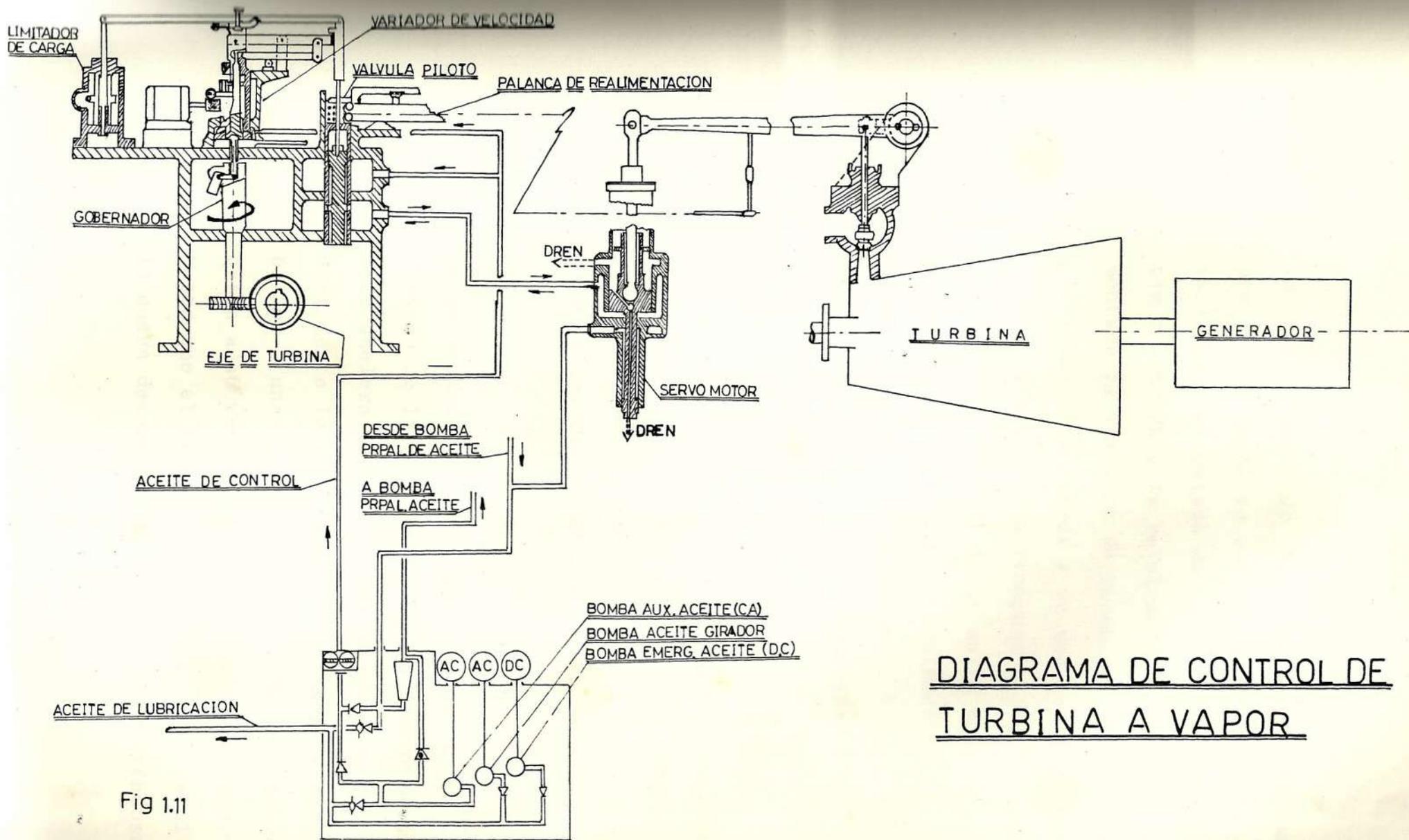


DIAGRAMA DE CONTROL DE TURBINA A VAPOR

Fig 1.11

La señal sensada de velocidad es transformada por el regulador en una señal de posición para luego ser restada de la señal de referencia o entrada y la resultante (error) es alimentada al variador de velocidad donde es amplificada. La salida a su vez es alimentada a un relé hidráulico (compuesto por válvula piloto y servomotor) donde sufre una segunda etapa de amplificación, obteniéndose así la potencia suficiente para operar las válvulas de regulación; luego el torque motriz obtenido como resultado del trabajo del vapor en la turbina es opuesto por el torque resistente del generador obteniéndose como resultado una velocidad de rotación que es realimentada nuevamente al regulador de velocidad para cerrar así el ciclo del control de turbina.

Si se produce un decremento repentino de la demanda de la energía el exceso de torque motriz acelera la máquina, incrementando inmediatamente la velocidad, que al ser sensada obliga a una respuesta del sistema de control, quien a su vez cierra las válvulas de vapor hasta que el torque de la turbina sea igual a la nueva demanda de potencia. Produciéndose

exactamente el efecto contrario de control para el caso inverso.

Para incrementar la carga se incrementa la señal de referencia, de tal forma que se genere un error que permita la respuesta del sistema de control para incrementar el torque de turbina y absorber por lo tanto mayor carga (torque resistente) en el generador.

CAPITULO II

FUNCIONAMIENTO, ANALISIS MATEMATICO Y CARACTERISTICAS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE CONTROL DE TURBINA

Los elementos que componen el sistema de regulación de velocidades son :

Regulador, variador de velocidad, válvula piloto servomotor, válvulas de regulación y turbogenerador.

Por lo cual a continuación se hace un análisis de los mismos.

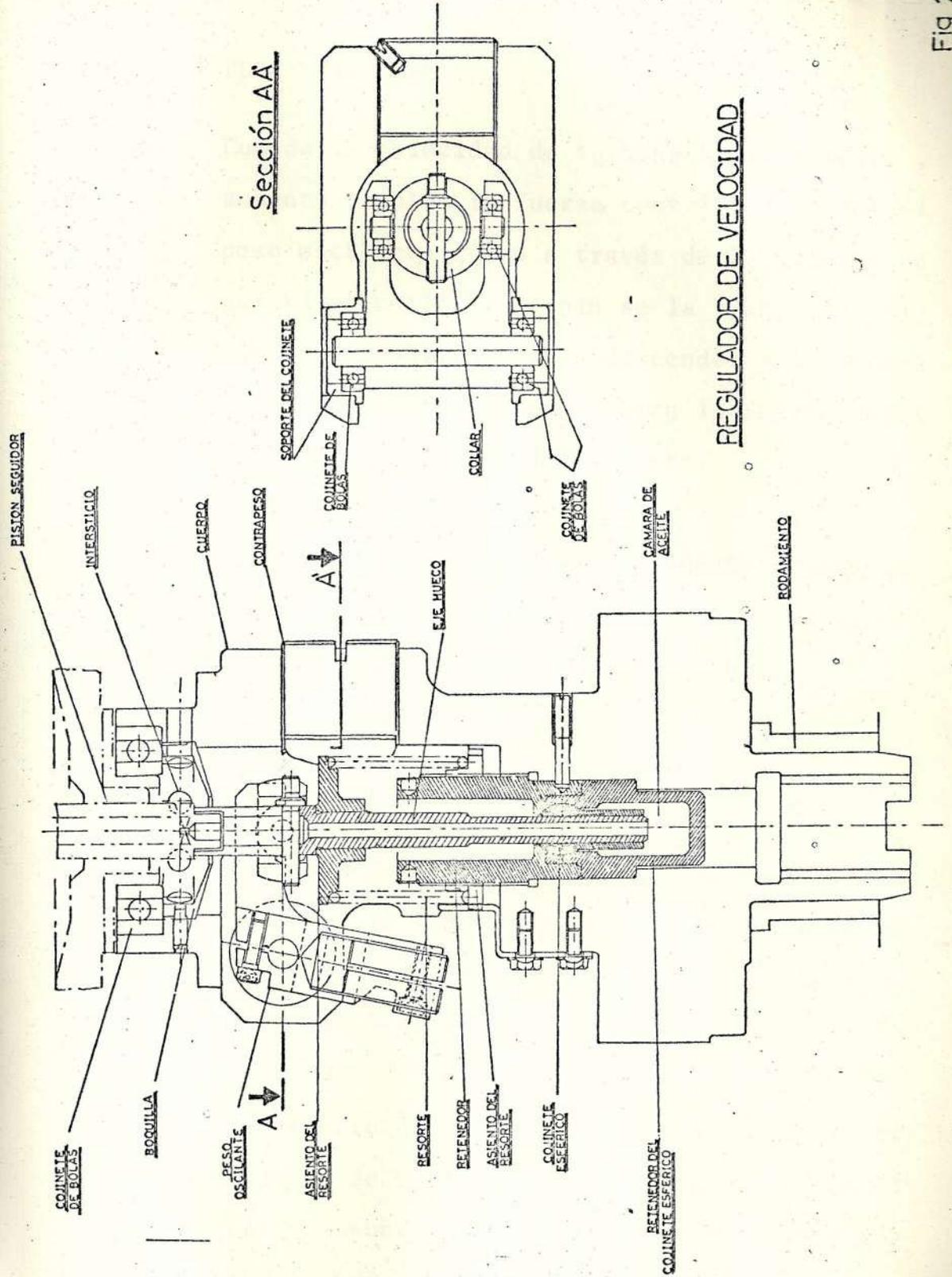
2.1 REGULADOR

El regulador o gobernador de velocidad es del tipo mecánico (centrífugo). Tiene como objetivo sensar la variación de velocidad y responder con una señal proporcional de desplazamiento.

La velocidad de la turbina se la detecta por medio de un mecanismo que comprende un engranaje y un tornillo sin fin, que va fijado en el eje de la turbina.

Las partes principales (Fig. 2.1) del regulador son: el cuerpo, peso oscilante, eje hueco, el pistón de comando, palanca angular, resorte, etc.

Fig 2.1



2.1.1 FUNCIONAMIENTO

Cuando la velocidad de turbina se incrementa , aumenta también la fuerza centrífuga sobre el peso oscilante quien a través de la palanca angular, el collar y el pin se la transmite al eje hueco, obligándolo a descender a una nueva posición, en que se equilibren la fuerza centrífuga y la fuerza del resorte.

Este movimiento vertical va también acompañado de un movimiento transversal, el que es absorbido por el asiento esférico del buje.

2.1.2 ANALISIS MATEMATICO

Como ya se vio en la sección 2.1, a una variación de velocidad ΔS a la entrada del gobernador se tendrá como señal de salida un cambio de posición ΔY_1 .

Para efecto del análisis vamos a realizar el diagrama de cuerpo libre del regulador, en el cual se asume que el sistema se encuentra rotando a velocidad nominal (Fig. 2.2).

Del diagrama de cuerpo libre podemos indicar que :

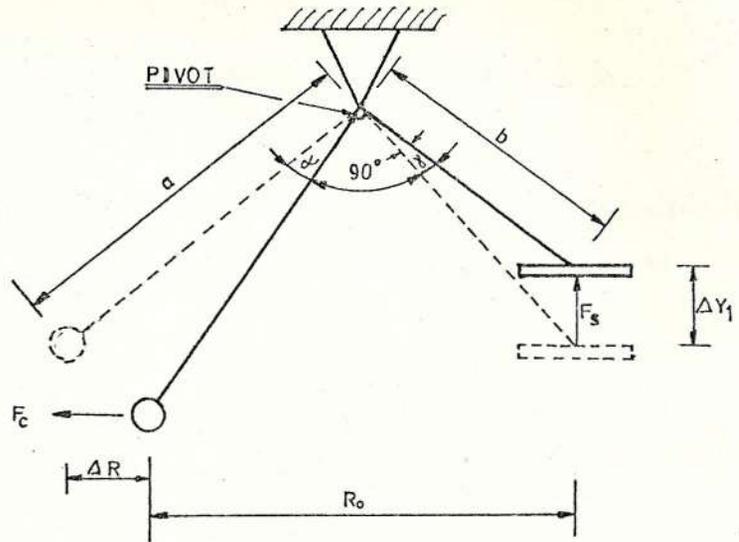


Fig. 2.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL REGULADOR.

$$F_c = Ma_c = \frac{W}{g} \frac{v}{R} = \frac{W}{g} \frac{R\omega^2}{R}$$

$$F_c = \frac{W}{g} R\omega^2 \quad (2.1)$$

Donde :

F_c : fuerza centrífuga

W : peso del volante oscilante

g : gravedad

R : distancia del centro de rotación al centro de gravedad del volante

ω : velocidad angular del volante

Si nosotros conocemos que :

$$\omega = \frac{2\pi}{60} S$$

Siendo $(2\pi/60)$ la constante que convierte la salida de velocidad del gobernador, desde revoluciones por minuto a radianes por segundo.

Sustituyendo estos valores dentro de la ecuación (2.1) tenemos :

$$F_c = \frac{W}{g} \frac{(2\pi)^2}{60} RS^2 \quad \text{si } C = \frac{(2\pi)^2}{60} \frac{W}{g}$$

$$F_c = C RS^2 \quad (2.2)$$

De la ecuación anterior se deduce que la fuerza centrífuga es una función de dos variables

el radio y la velocidad (en rpm).

Por lo tanto si aplicamos el método de linealización escogiendo como punto de operación la velocidad nominal del gobernador tenemos que:

$$\Delta F_C \approx (\Delta F_C)_{\text{tang.}}$$

$$\Delta F_C = \left. \frac{\partial F_C}{\partial R} \right|_{(R_0, S_0)} \cdot \Delta R + \left. \frac{\partial F_C}{\partial S} \right|_{(R_0, S_0)} \cdot \Delta S$$

Evaluando las derivadas parciales y sustituyendo obtenemos :

$$f_C = C S_0^2 (\Delta R) + 2C R_0 S_0 (\Delta S)$$

$$\therefore f_C = C S_0^2 (r) + 2C R_0 S_0 (s) \quad (2.3)$$

Donde :

$$r : \Delta R$$

$$s : \Delta S$$

$$y_1 : \Delta Y_1$$

R_0 : radio correspondiente a la velocidad nominal

S_0 : velocidad nominal del gobernador

Así mismo del diagrama de cuerpo libre podemos decir que las variaciones de r y y_1 están relacionadas geométricamente por la relación de brazos por lo tanto :

$$\frac{r}{a} = \frac{y_1}{b}$$

Despejando r tenemos :

$$r = (a/b) y_1 \quad (2.4)$$

Realizando también la sumatoria de momentos en el punto B tenemos que :

$$\Sigma m_B = 0$$

$$F_C \cdot a \operatorname{sen} \alpha = F_S \cdot b \operatorname{sen} \alpha$$

Despejando tenemos :

$$F_C = \frac{b}{a} F_S$$

Recordando que para pequeñas variaciones esta ecuación se convierte en :

$$f_C = (b/a) f_S \quad (2.5)$$

Y si además consideramos, que el resorte del gobernador va a operar en un rango lineal, la expresión del resorte para pequeñas variaciones será :

$$f_S = k_S y_1 \quad (2.6)$$

Y reemplazando la expresión (2.6) en (2.5) obtenemos :

$$f_C = (b/a) k_S y_1 \quad (2.7)$$

Donde k_s es la constante de rigidez del resorte y y_1 es el desplazamiento del eje; por lo tanto si reemplazamos (2.3) y (2.4) en (2.7) podemos obtener la relación final entre el movimiento y_1 y la velocidad del regulador como:

$$y_1 = \frac{2(a/b) C R_o S_o (s)}{(k_s - C S_o^2) (a/b)}$$

$$\text{Si } k_g = \frac{2(a/b) C R_o S_o}{(k_s - C S_o^2) (a/b)}$$

$$y_1 = k_g s \quad (2.8)$$

Siendo k_g la constante que relaciona la velocidad y el desplazamiento del gobernador de velocidad.

2.1.3 CARACTERISTICAS DEL EQUIPO

De las pruebas experimentales realizadas al gobernador de velocidades se han obtenido las características del equipo. Y ellas se encuentran en la Tabla I.

En la tabla se observa que la velocidad del eje del gobernador no es la misma que la velocidad de la turbina, por lo cual diremos que e-

CARACTERISTICAS DEL GOBERNADOR	VELOCIDAD (rpm)	DESPLAZAMIENTO (mm)
Velocidad de turbina	3600	
Mínima velocidad del gobernador	1374.7	0
Normal velocidad del gobernador	1494.3	8
Máxima velocidad del gobernador	1673.6	20

TABLA I CARACTERISTICAS DEL GOBERNADOR

xiste entre ambas, una relación de engranajes (i) y que es :

$$i = \frac{3600}{1494.3} = 2.41 \quad (2.9)$$

Otra característica importante de acotar es la relación lineal existente entre el desplazamiento y la velocidad del gobernador, relación que se la muestra claramente en la gráfica 2.3. Observando detenidamente podemos darnos cuenta que el valor de la constante del gobernador es igual a la pendiente de la curva luego reemplazando tenemos :

$$k_g = \frac{y_1}{S} = \frac{12}{179.3} = 0,0669 \text{ mm/rpm}$$

Y si interpretamos físicamente el valor de la constante se puede afirmar, que para una variación de velocidad en el gobernador del orden de 14.9417 rpm, el eje del gobernador se desplaza 1 mm, luego relacionando esta variación de velocidad con la velocidad nominal obtenemos lo siguiente:

$$\frac{\%S}{S_0} = \frac{14.9427}{1494.3} \times 100 = 0,999 = 1\%$$

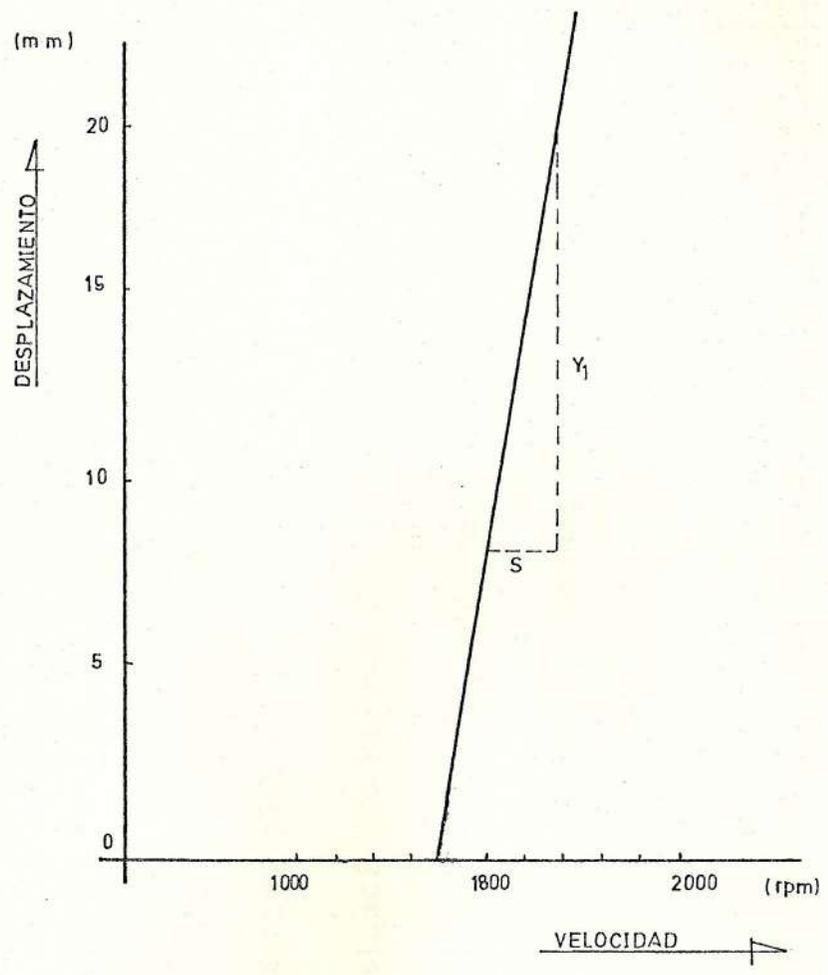


Fig. 2.3 CURVA DEL GOBERNADOR DE VELOCIDAD.

D E S C R I P C I O N (De elementos del variador)	DIMENSION (mm)
Diámetro cámara inferior (D)	140
Distancia de Palanca de Accionamiento (a)	155
Distancia de Palanca de Accionamiento (b)	230
Distancia de Palanca de Accionamiento (c)	145
Distancia de Palanca de Realimentación (d)	82.7
Distancia de Palanca de Realimentación (e)	217.3
Desplazamiento de salida del variador entre sin carga y carga completa (y_2^*)	20 mm.

TABLA II DIMENSIONES DEL VARIADOR DE VELOCIDADES

Resultado que nos lleva a concluir que una variación de velocidad del 1%, le corresponde un desplazamiento en el eje del gobernador de 1 mm. Siendo ésta en síntesis la característica del regulador.

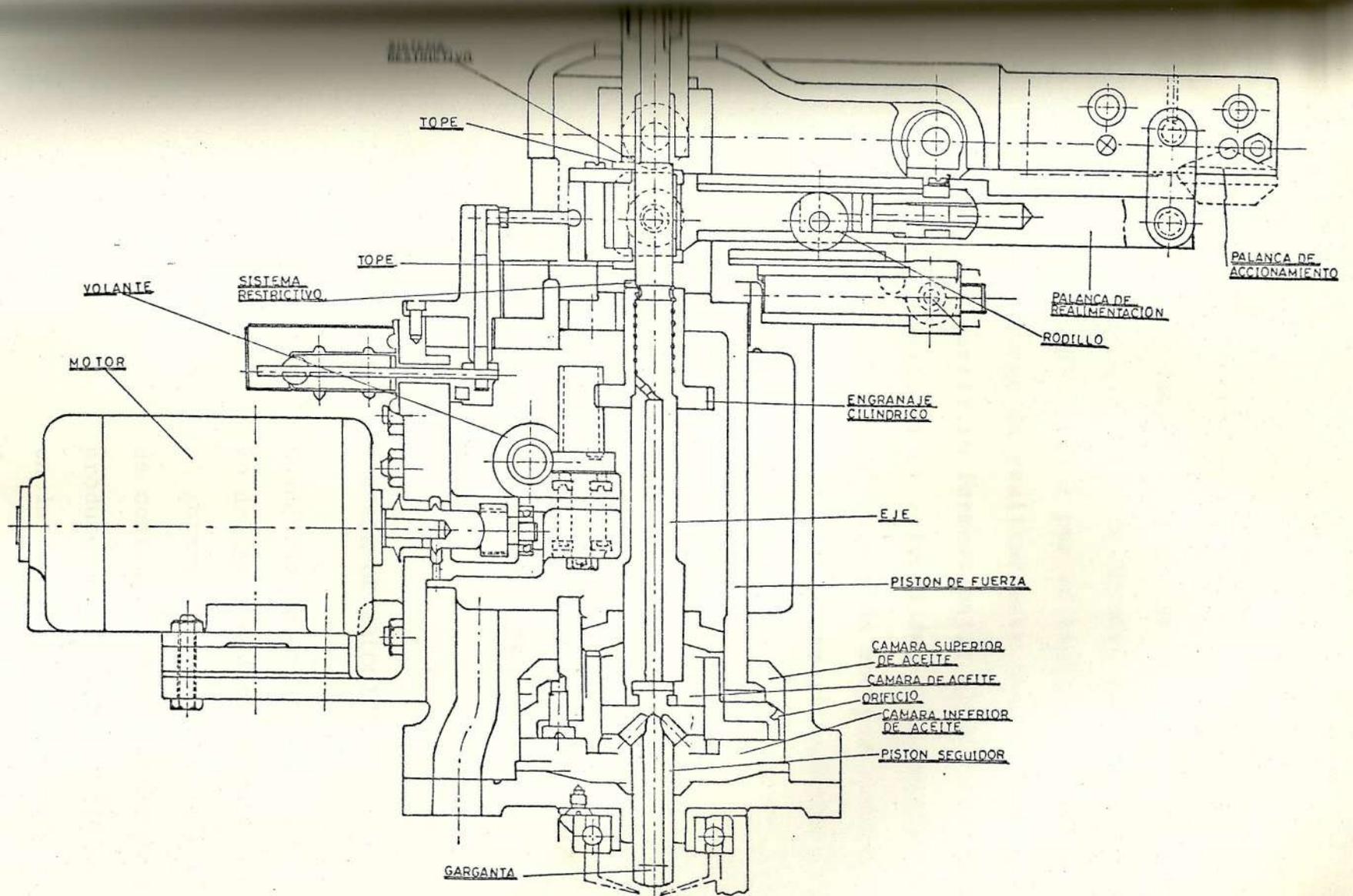
2.2 VARIADOR DE VELOCIDADES

El variador de velocidades (Fig. 2.4) es el dispositivo, que detecta y amplifica la señal de desplazamiento producida por el gobernador; siendo éste el punto del sistema de control donde pueden ajustarse la velocidad y carga del turbogenerador, así como la regulación de velocidad.

El variador de velocidades está compuesto principalmente de : pistón seguidor, pistón de fuerza, eje, palanca de accionamiento, palanca de retroalimentación, etc.

2.2.1 FUNCIONAMIENTO

Este dispositivo funciona con aceite a alta presión, el cual es introducido a su cámara superior y luego a la cámara inferior de aceite (a través de un orificio).



VARIADOR DE VELOCIDAD

Fig 2.4

La cámara inferior de aceite se encuentra comunicada a través de unas lumbreras con el pistón seguidor por lo tanto el aceite de control luego de realizar este recorrido llega al intersticio formado entre el pistón seguidor del variador de velocidades y el vástago del regulador, allí además de escapar radialmente, una parte baja hacia la cámara inferior del gobernador.

El funcionamiento de este servomecanismo lo podemos describir bajo el cumplimiento de dos objetivos que son : el control de la velocidad y el ajuste de la velocidad o control de carga.

2.2.1.1 CONTROL DE VELOCIDAD

Cuando la velocidad aumenta y el vástago del gobernador se mueve hacia abajo el intersticio se agranda y el aceite de control fluye a través de él. Ello produce una disminución de la presión en la cámara inferior, pero la presión de aceite en la cámara superior permanece constante debido al orificio.

Luego, las diferencias de fuerzas entre ambas cámaras, causa que el pistón de fuerza se mueve hacia abajo. Este movimiento es transmitido a través del pasador a la palanca de accionamiento, quien pivotea (movimiento de rotación) alrededor del pasador; este pasador se encuentra montado sobre la pieza de conexión que puede rotar alrededor del pasador. Luego por este movimiento el extremo de operación de la palanca de accionamiento se mueve hacia arriba y al mismo tiempo este movimiento es transmitido al pistón seguidor a través de la palanca de retroalimentación, así el pistón seguidor desciende y el intersticio disminuye haciendo que la presión del aceite en la cámara inferior se incremente, produciéndose así una nueva etapa de equilibrio.

2.2.1.2 AJUSTE DE VELOCIDAD O CONTROL DE CARGA

Cuando se quiere incrementar la velocidad o la carga del turbogenerador se gira en el sentido antihorario el volante del variador, entonces el eje se

da vuelta o desenroca (a través del engranaje de reducción) y el pistón seguidor desciende, disminuyéndose así el intersticio, provocando un incremento de presión en la cámara inferior. Situación que rompe el equilibrio, obligando a un movimiento ascendente del pistón de fuerza. Razón por lo cual el punto de operación de la palanca de accionamiento desciende. Produciéndose luego un incremento de la velocidad o la carga del turbogenerador (según sea el caso). Cuando la máquina se encuentra girando en vacío la velocidad de la turbina puede ser incrementada hasta 3870 rpm (7.5% mayor que su velocidad nominal). Esta limitación se logra mediante un sistema restrictivo, previsto en la parte inferior del prensa : quien limita el recorrido del eje y previene así de sobrepasar la velocidad prefijada.

Así mismo se puede ajustar la regulación de velocidad variando el apoyo de la palanca de retroalimentación.

Cuando el rodillo (apoyo) es movido hacia la derecha (según la Fig. 2.4) la realimentación al pistón seguidor decrece y la regulación de velocidad se vuelve más grande; en otras palabras el valor de la variación de velocidad para el mismo cambio en el volante del cambiador aumenta.

En las turbinas de vapor la regulación de velocidad varía entre el 2% y el 7% de la velocidad nominal.

2.2.2 ANALISIS MATEMATICO

Para efecto del análisis se parte de una posición de equilibrio (Fig. 2.5), asumiendo que a un incremento de velocidad (n) le corresponde un incremento en el desplazamiento del regulador (y_1).

Luego si consideramos el intersticio como un orificio diremos que :

$$q = C_d A v$$

$$q = C_d g (y_1 - x) \sqrt{2p/\rho}$$

Donde:

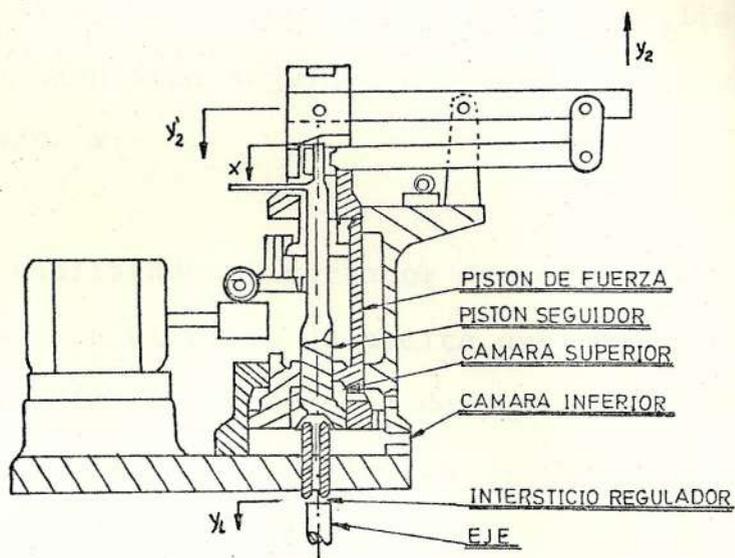


Fig. 2.5 ESQUEMA DEL VARIADOR DE VELOCIDADES

y_1 = desplazamiento del gobernador

x = desplazamiento del pistón seguidor

C_d = coeficiente de descarga

g = ancho del intersticio

p = caída de presión

Si consideramos el cambio de presión constante y como C_d , g , ρ también son constantes, la ecuación se transforma en :

$$q = C_1 (y_1 - x) \quad (2.10)$$

Siendo $C_1 = C_d g \sqrt{2p/\rho}$

Ecuación que nos dice que la variación del flujo de aceite es proporcional a la varia-

ción del eje del gobernador menos la realimentación al pistón seguidor del variador de velocidades x .

Luego analizando el variador de velocidades, diremos que el flujo de aceite que sale de la cámara inferior produce un desplazamiento descendente del pistón de fuerza, que matemáticamente puede definirse así:

$$q = -Av = -A \frac{d}{dt} (y_2')$$

$$q = -A \frac{d}{dt} (y_2') \quad (2.11)$$

Donde:

A = área transversal de la cámara inferior

y_2' = desplazamiento de palanca accionamiento

Finalmente si realizamos un estudio de la palanca de realimentación, podemos encontrar la relación existente entre la palanca de accionamiento del variador de velocidades y el pistón seguidor.

Analizando el diagrama de cuerpo libre de la Palanca de Accionamiento (Fig. 2.6) obtenemos:

$$y_2' = -\frac{a}{b} y_2 \quad (2.12)$$

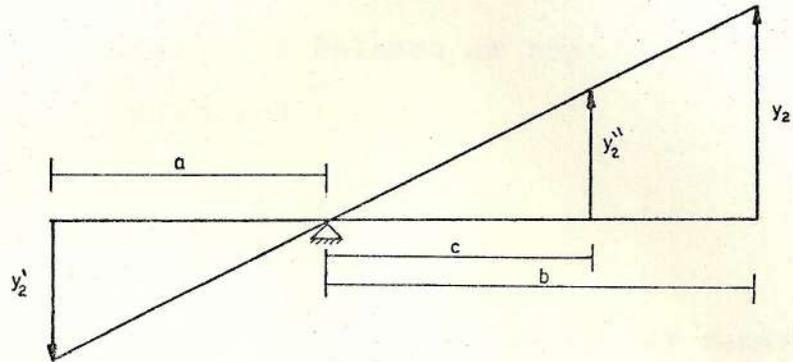


Fig. 2.6 PALANCA DE ACCIONAMIENTO DEL VARIADOR DE VELOCIDAD.

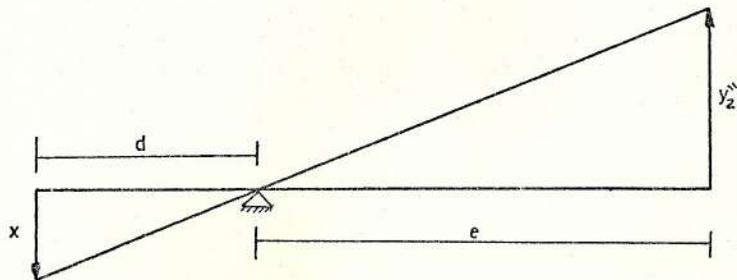


Fig. 2.7 PALANCA DE REALIMENTACION DEL VARIADOR DE VELOCIDAD.

$$y_2'' = \frac{c}{b} y_2 \quad (2.13)$$

Luego si analizamos el diagrama de cuerpo libre de la Palanca de realimentación (Fig.2.7) obtenemos :

$$x = \frac{d}{e} y_2'' \quad (2.14)$$

Reemplazando (2.13) en (2.14) tendremos :

$$x = \frac{c}{b} \cdot \frac{d}{e} y_2$$

Siendo $f_1 = \frac{c}{b} \cdot \frac{d}{e}$ luego

$$x = f_1 y_2 \quad (2.15)$$

Si además combinamos las ecuaciones (2.10), (2.11), (2.12) y (2.15) tendremos que :

$$-A \frac{d}{dt} y_2' = C_1 (y_1 - f_1 y_2)$$

$$C_1 y_1 = +A \left(\frac{a}{b} \right) \frac{d}{dt} y_2 + C_1 f_1 y_2$$

$$A \left(\frac{a}{b} \right) \frac{d}{dt} y_2 + C_1 f_1 y_2 = C_1 y_1 \quad (2.16)$$

Siendo este último la ecuación que representa el comportamiento dinámico del variador de ve locidades.

2.2.3 CARACTERISTICAS DEL EQUIPO

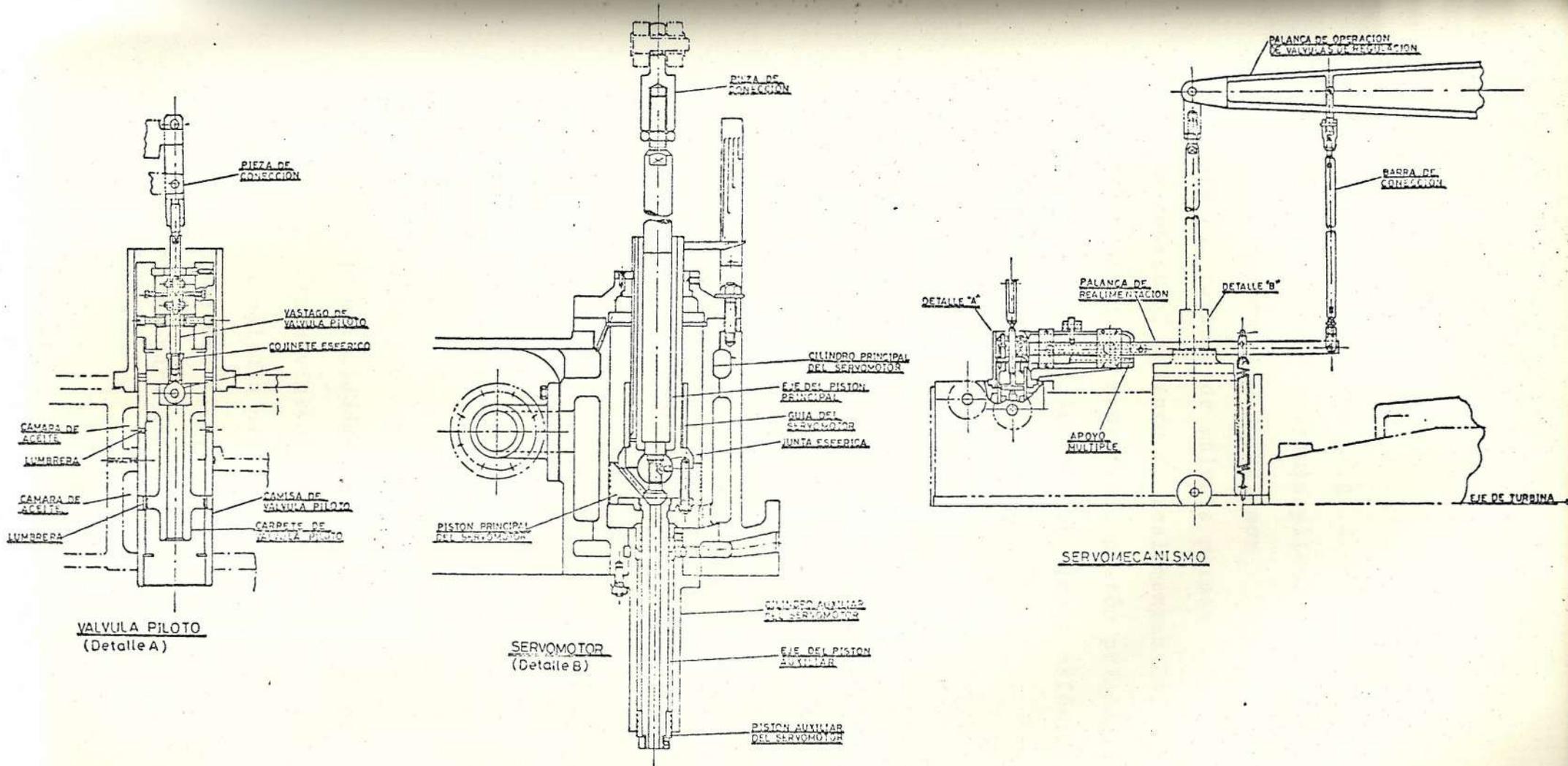
Como ya lo indicamos en los párrafos anteriores la característica principal de este dispositivo es la de amplificar la señal de error detectada por el gobernador.

La señal de respuesta del equipo es del tipo de primer orden, aunque involucra retroalimentaciones internas, y su magnitud de amplificación depende de los elementos involucrados en ella.

Por lo tanto en la Tabla II exponemos las dimensiones de los elementos del variador de velocidades obtenidos de los planos de montaje y que pueden sintetizarse en esta tabla.

2.3 RELE HIDROMECHANICO

Como el sistema de control necesita de una gran fuerza para operar las válvulas de regulación, se usa una segunda etapa de amplificación. Esto se logra a base de un servomecanismo Hidromecánico, quien responde a una señal del variador de velocidades y opera las válvulas de regulación.



RELE HIDROMECAICO

Este servomecanismo (Fig. 2.8) está compuesto esencialmente por la válvula piloto y el servomotor, como a continuación detallamos : Camisa de la válvula piloto, carrete de válvula piloto, vástago, barra de conexión, palanca de realimentación, apoyo múltiple, palanca de operación, pistón principal del servomotor, eje del servomotor, junta esférica, pistón auxiliar del servomotor.

2.3.1 FUNCIONAMIENTO

Este dispositivo trabaja con aceite a alta presión, siendo la válvula piloto la encargada de suministrar o drenar el aceite desde la cámara inferior del servomotor según la señal del variador de velocidades.

La cámara "a" de la válvula piloto está siempre llena con aceite a alta presión, y la cámara "b" está conectada al servomotor.

Si la pieza de conexión, acoplado al variador de velocidades recibe una señal descendente, este movimiento es transmitido al carrete de la válvula piloto a través del vástago, cojinete esférico, y pin, descubriendo la Lumbreira d, para admitir aceite a la cámara b, a tra

vés de la lumbrera c, produciéndose así el movimiento ascendente del servomotor. Quien a su vez opera las válvulas de regulación abriéndolas.

Luego el movimiento del servomotor es realimentado a la camisa de la válvula piloto, a través de la palanca de operación, varilla de conexión, palanca de realimentación y el apoyo múltiple.

Produciendo un movimiento ascendente de la ca misa para cerrar la lumbrera (c) y re posicio nar el servomotor.

2.3.2 ANALISIS MATEMATICO

Para efecto del análisis asumiremos que se parte de una posición de equilibrio. Luego a un incremento de velocidad le corresponde un desplazamiento ascendente del eje de la válvula Piloto (y_2), a su vez esto produce un desplazamiento descendente del servomotor (y_3), y una realimentación representada por el desplazamiento ascendente de la vál vula pi loto, tal como se observa en el esquema del servomecanismo (Fig. 2.9).

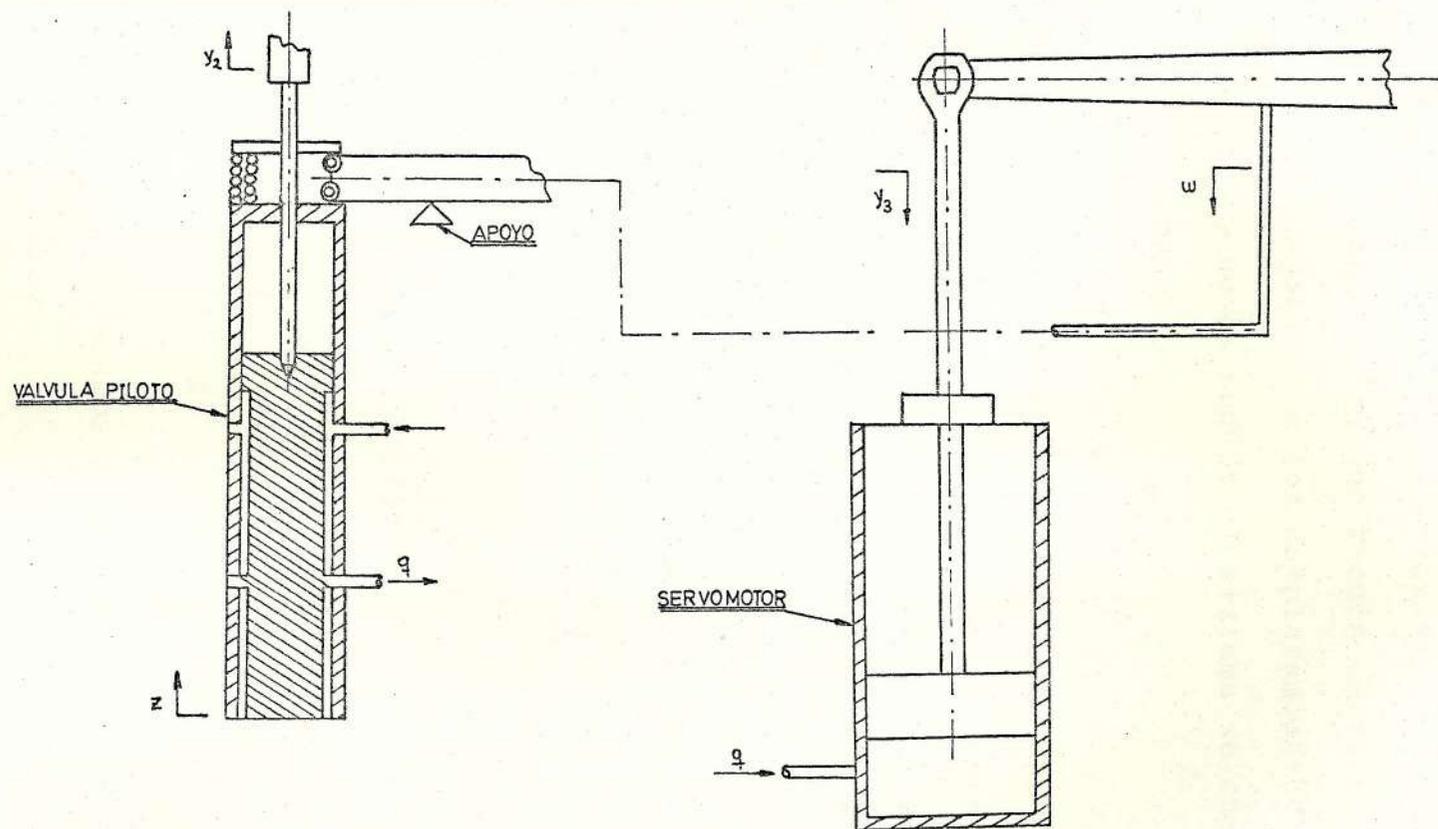


Fig. 2.9 ESQUEMA DEL SERVOMECANISMO

Si también adoptamos una convención de signos para los desplazamientos tomando como positivos los que tienen sentido ascendente, negativos a los desplazamientos descendentes y nulos cuando el sistema se encuentra en reposo.

Una vez especificados estos puntos de partida analizaremos independientemente la válvula piloto que es quien recibe como señal de entrada un desplazamiento y responde con una señal de flujo, luego diremos que el flujo de aceite que ella regula matemáticamente puede expresarse así :

$$q = C_d A V \quad (2.17)$$

donde:

- C_d = Coeficiente de descarga adimensional
- A = Area de la lumbrera
- V = Velocidad teórica de la vena contracta.

Si tratamos a la Lumbrera como un orificio plano.

$$A = g (y_2 - z)$$

Y si expresamos la velocidad en función de la caída de presión a través de la lumbrera.

$$V = \sqrt{2p/\rho}$$

Entonces la ecuación 2.17 se nos convierte en:

$$q = Cd g (y_2 - z) \sqrt{2p/\rho} \quad (2.18)$$

Donde:

g = Ancho de la lumbrera

y_2 = Desplazamiento de la válvula piloto

z = Desplazamiento de la camisa de válvula piloto.

p = Caída de presión a través de la lumbrera.

ρ = Densidad del aceite.

Ahora si suponemos que la caída de presión a través de la válvula es aproximadamente constante y considerando que Cd , g y ρ son también constantes la ecuación 2.18 se convierte en:

$$q = C_2 (y_2 - z) \quad (2.19)$$

Siendo:

$$C_2 = Cd g \sqrt{2p/\rho}$$

Ecuación que nos dice que el flujo de aceite que pasa a través de la válvula piloto es proporcional a la diferencia de los desplazamientos del eje de la válvula y su camisa respectivamente.

Ahora si analizamos igualmente en forma independiente el servomotor, observaremos que el flujo de aceite que regula la válvula piloto produce un desplazamiento descendente del servomotor, por lo tanto su expresión matemática será :

$$+ q = Av = + A \frac{dy_3}{dt}$$

$$\therefore q = A \frac{dy_3}{dt} \quad (2.20)$$

Donde:

A = Area de la sección transversal del servomotor.

y_3 = Desplazamiento del servomotor.

Finalmente, si realizamos un estudio de la palanca de realimentación, podemos encontrar la relación existente entre la camisa y el eje del servomotor.

Analizando el diagrama de cuerpo libre de la palanca de accionamiento (Fig. 2.10), diremos que al producirse el desplazamiento descendente de servomotor (y_3) y por la ubicación física del punto de pivot se obtiene un desplazamiento descendente de la barra de conexión (w),

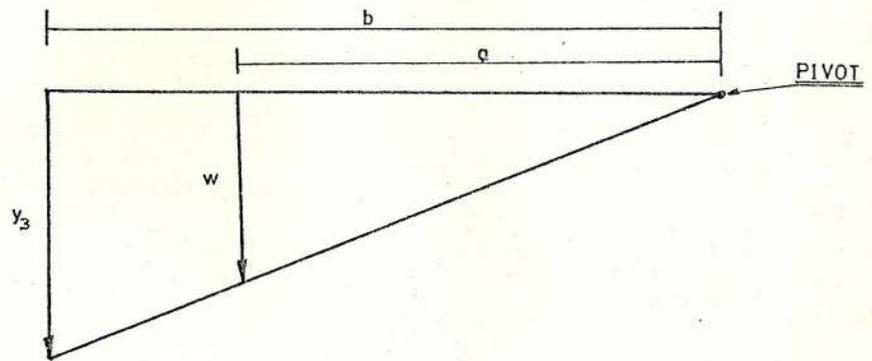


Fig. 2.10 PALANCA DE ACCIONAMIENTO DEL SERVOMECANISMO.

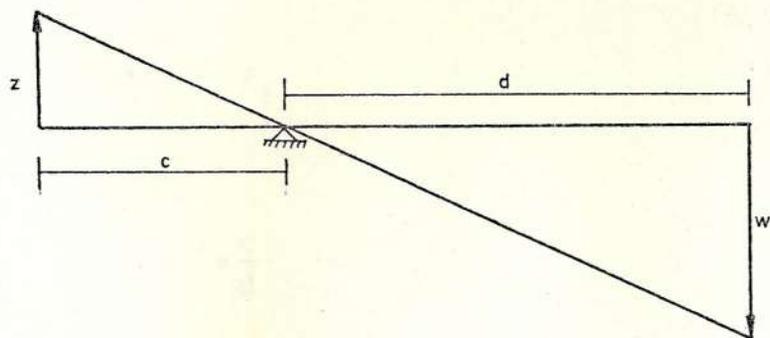


Fig. 2.11 PALANCA DE REALIMENTACION DEL SERVOMECANISMO.

que por relación geométrica puede expresarse de la siguiente forma :

$$w = \frac{a}{b} y_3 \quad (2.21)$$

Ahora analizando el diagrama de cuerpo libre de la palanca de realimentación (Fig. 2.11) diremos que al producirse un desplazamiento descendente de la barra de conexión (w) por la disposición geométrica del apoyo se obtiene un desplazamiento ascendente de la camisa de la válvula piloto restringiendo así el área de la lumbrera, luego matemáticamente esta relación puede expresarse así :

$$z = \frac{c}{d} w \quad (2.22)$$

Luego reemplazando 2.21 en 2.22 obtenemos :

$$z = f_2 y_3 \quad (2.23)$$

siendo :

$$f_2 = \frac{a}{b} \times \frac{c}{d}$$

si además combinamos las ecuaciones 2.19, 2.20 y 2.23 obtenemos :

$$A \frac{dy_3}{dt} = C_2 y_2 - C_2 f_2 y_3$$

$$A \frac{dy_3}{dt} + C_2 f_2 y_3 = C_2 y_2 \quad (2.24)$$

Siendo esta última la ecuación que representa el comportamiento dinámico del relé hidromecánico.

2.3.3 CARACTERISTICAS DEL EQUIPO

La principal característica del servomecanismo es la amplificación de la señal de desplazamiento entregada por el variador de velocidades. Característica indispensable para el sistema de control, puesto que nos permite obtener la fuerza necesaria para vencer la inercia de las válvulas de regulación.

La señal de respuesta del equipo es el tipo de primer orden, y la magnitud de la amplificación depende de sus elementos, por lo tanto a continuación exponemos las dimensiones de sus elementos obtenidos de los planos de montaje y que pueden sintetizarse en la Tabla III.

Con los datos registrados en la Tabla III se puede calcular el área de la sección transversal del servomotor por lo tanto :

DESCRIPCION (de elementos del servomecanismo)	DIMENSION (mm)
Diámetro del pistón principal del servomotor	220
Distancia de palanca de accionamiento (a)	1123
Distancia de palanca de accionamiento (b)	1808
Distancia de palanca de realimentación (c)	188
Distancia de palanca de realimentación (d)	1233
Desplazamiento del servomotor entre sin carga y carga completa y_3^*	207.6

TABLA III DIMENSIONES DEL SERVOMECANISMO

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (20)^2}{4}$$

$$A = 314.2 \text{ cm}^2$$

Además se puede calcular la relación entre las palancas de accionamiento y realimentación f_2 . Luego :

$$f_2 = \frac{a}{b} \times \frac{c}{d}$$

$$f_2 = \frac{1123 \times 188}{1808 \times 1283}$$

$$f_2 = 0.095$$

2.4 VALVULAS DE REGULACION

Las válvulas de regulación tiene como objetivo controlar el flujo de vapor al turbogenerador.

Ellos son del tipo de barra interna "inner bar" y se encuentran montadas sobre una misma barra en el interior de la cámara de admisión de vapor como se muestra en la Fig. 2.12.

Este conjunto está compuesto por seis válvulas que abren secuencialmente de acuerdo a los requerimientos de flujo de vapor.

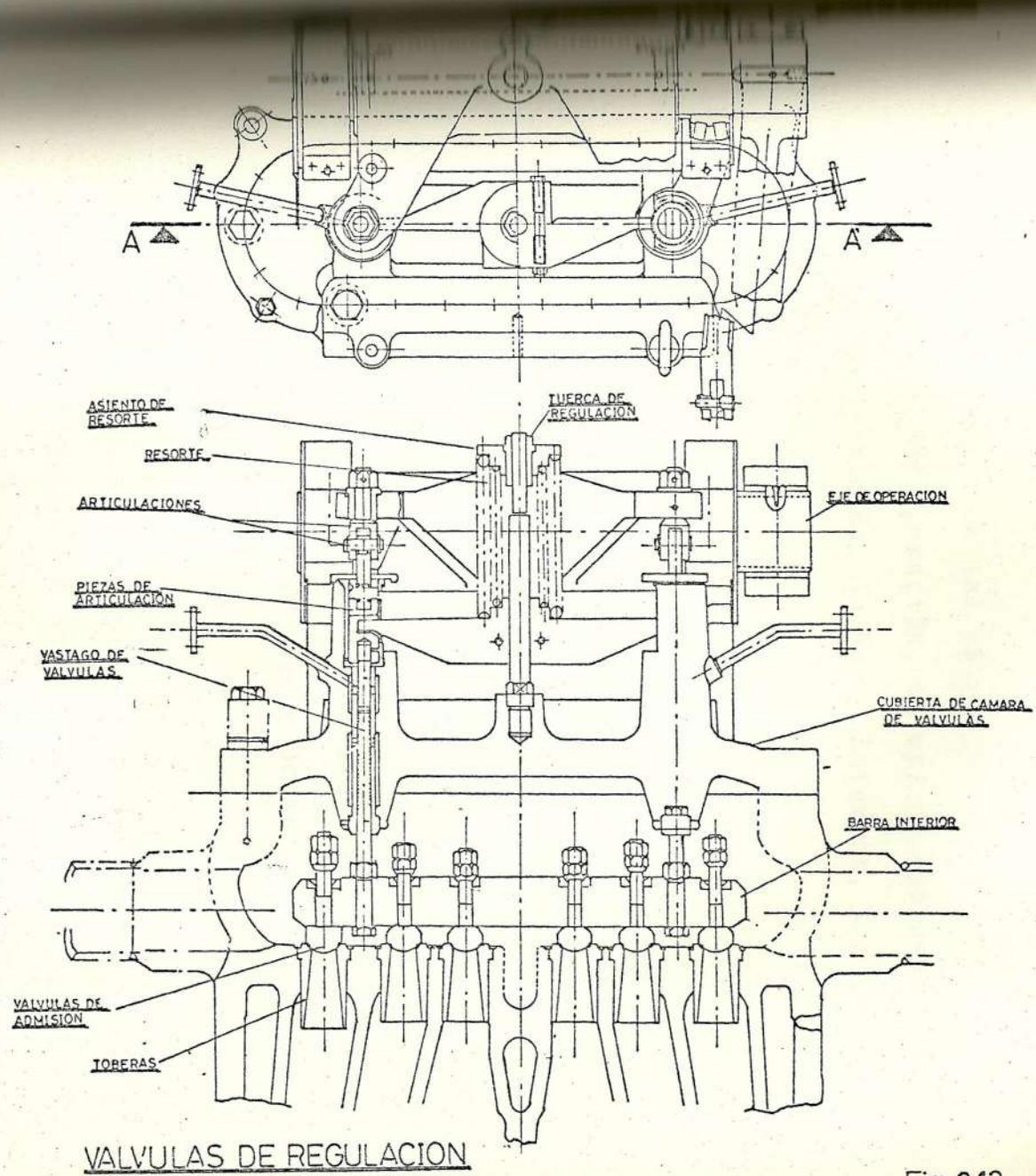


Fig 2.12

Las partes principales de las válvulas de regulación son :

Los vástagos de las válvulas, pieza de articulación, la barra de operación, el eje de operación, la palanca de operación, la barra interior, las toberas y válvulas.

2.4.1. FUNCIONAMIENTO

Cuando el servomotor se desplaza en el sentido descendente, obliga por intermedio de la palanca de operación, a un movimiento rotativo del eje, quien al rotar en el sentido contrario a las manecillas produce un desplazamiento descendente de los vástagos de las válvulas.

Movimiento que se hace posible conseguirlo por intermedio de las articulaciones, que son las encargadas de transformar el movimiento rotativo en desplazamiento lineal.

El movimiento de los vástagos a su vez es transmitido a la barra interior, quien es finalmente la encargada de disminuir la carrera de las válvulas de regulación. Logrando de esta for

ma regular la velocidad del turbogenerador.

2.4.2 CARACTERISTICAS DEL EQUIPO

La principal característica de las válvulas de regulación es mostrada en la Fig. 2.13. Observándose en ella la relación casi lineal existente entre la señal de salida (flujo de vapor) y la señal de entrada (desplazamiento del servomotor). Otra característica de suma importancia es la operación secuencial de sus seis válvulas para regular el flujo de vapor. Método de operación que nos permite mantener un cierto grado de eficiencia del turbogenerador a bajas carga, ya que no se produce el característico proceso de estrangulamiento para flujo mínimo de vapor.

A continuación se muestra la Tabla IV donde se registran las características de las válvulas obtenidas de los planos de montaje.

De los datos de la Tabla IV se puede obtener

$$C_3 .$$

$$C_3 = \frac{1}{0,17} \times \frac{1}{\text{mm/Ton}}$$

$$C_3 = 5.88 \text{ Ton/mm}$$

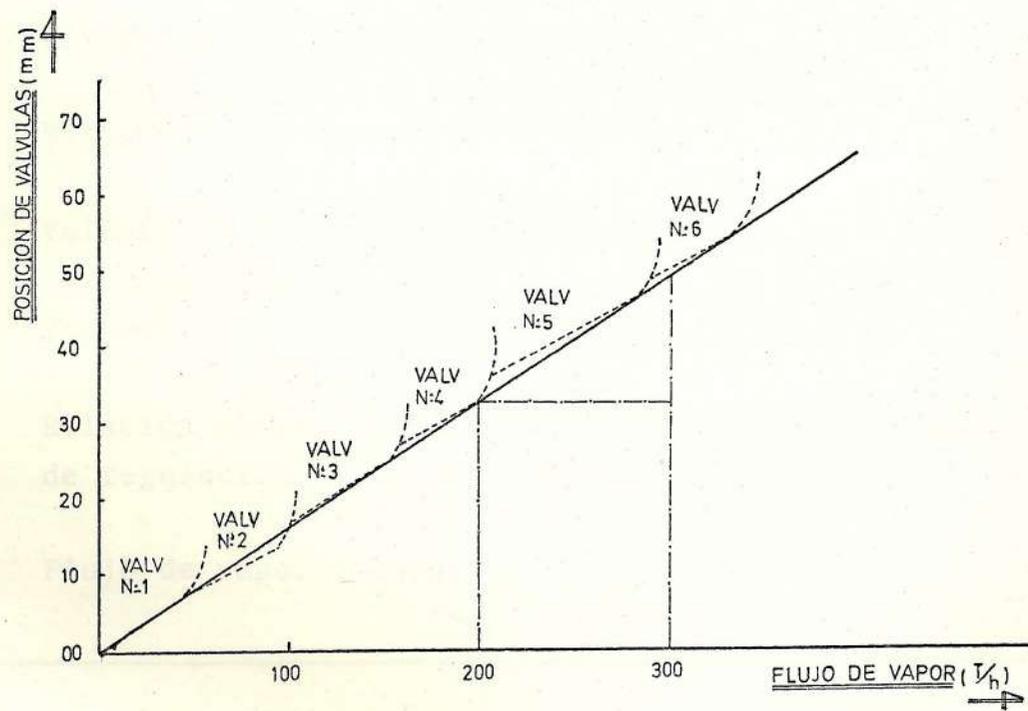


Fig. 2.13 CARACTERISTICAS DE LAS VALVULAS DE REGULACION.

DESCRIPCION	DIMENSION
Distancia eje válvulas-apoyo (a)	400 mm
Distancia eje servomotor-apoyo (b)	1808 mm
Volumen de camara de admisión (V)	$103 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
Volumen específico de vapor (v)	$38.16 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg}$
Relación entre posición y flujo en válvulas de regulación	0,17 mm/Ton
Flujo de vapor a carga total (Q)	286.4 Ton

TABLA IV DIMENSIONES DE VALVULAS DE REGULACION

Por lo tanto reemplazando valores tendremos:

$$C_4 = \frac{a}{b} C_3$$

$$C_4 = \frac{400 \times 5.88}{1808} \frac{\text{mm} \times \text{Ton} (\text{mm})}{\text{mm}} \times \frac{10^3 \text{ Kg}}{1 \text{ Ton}}$$

$$C_4 = 1300 \text{ Kg/mm}$$

2.5 TURBOGENERADOR

El turbogenerador es el equipo encargado de convertir la energía potencial entregada por el vapor, en energía eléctrica para lo cual cuenta con la turbina de vapor que genera un torque suficiente para contrrestar el torque de carga y el de inercia que representa al par necesario para mantener la frecuencia de rotación de la máquina.

2.5.1 FUNCIONAMIENTO

A la turbina le ingresa energía potencial en el vapor, el cual es convertido en los alabes fijos de la turbina en energía cinética y luego transferido en trabajo en las diferentes etapas de turbina, este trabajo que es entregado al eje del generador, posteriormente se transforma en energía eléctrica.

Luego si las válvulas de regulación disminuyen el flujo de vapor, el generador disminuirá su velocidad de operación controlándose de esta forma la velocidad del Turbogenerador.

2.5.2 ANALISIS DEL SISTEMA VALVULAS-TURBINA

En la Figura 2.14 se muestra el arreglo de las válvulas de vapor y el rotor de turbina. En el cual tenemos como variable controlada el torque y como variable manipulada la posición del servomotor, la relación matemática incluye las siguientes características :

- 1) Válvulas de control
- 2) Volumen de vapor entre la válvula y la tobera.
- 3) Transformación de energía en torque en la turbina.

Analizando las válvulas diremos que según el esquema de la palanca de accionamiento (Fig. 2.15).

$$\frac{y_3}{b} = \frac{y'_3}{a} \quad y'_3 = \frac{a}{b} \cdot y_3 \quad (2.25)$$

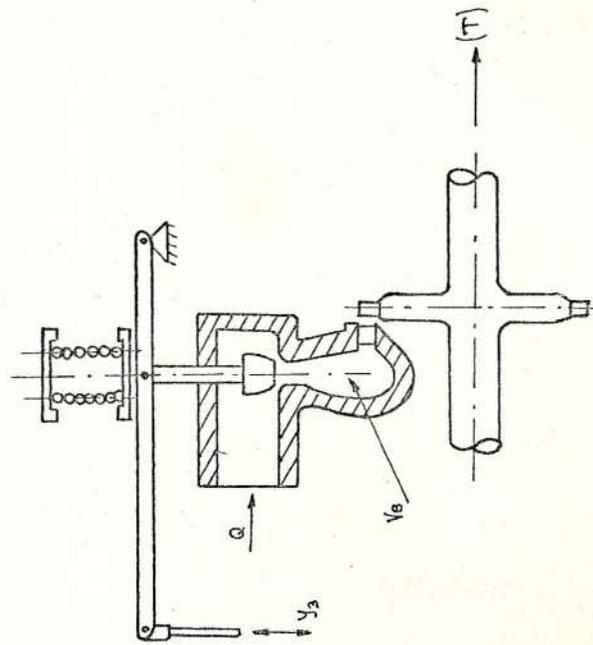


Fig. 2.14 ESQUEMA DEL SISTEMA VALVULAS-TURBINA.

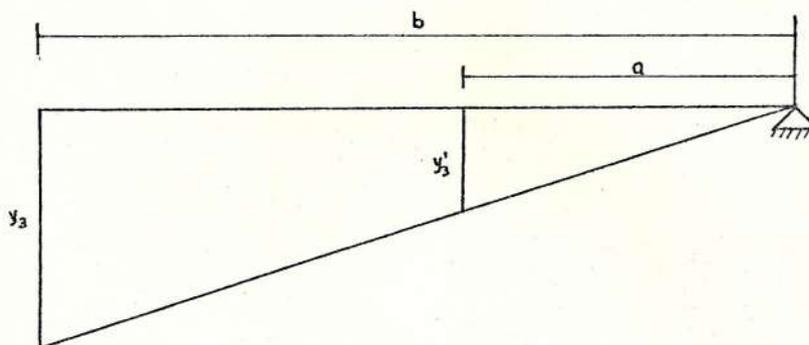


Fig. 2.15 ESQUEMA DE LA PALANCA DE ACCIONAMIENTO.

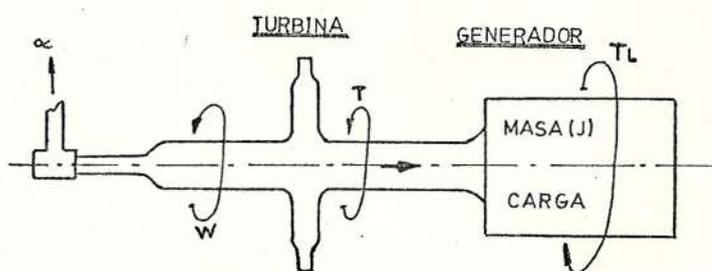


Fig. 2.16 ESQUEMA DEL TURBOGENERADOR

Además de la Fig. 2.14 diagrama de válvulas de gobernación y flujo de vapor, obtenemos la siguiente relación :

$$q = C_3 y_3' \quad (2.26)$$

de reemplazar la ecuación 2.25 en 2.26 se tiene que :

$$q_{ent} = \frac{a}{b} C_3 y_3 \quad \text{ó} \quad q = C_4 y_3 \quad (2.27)$$

donde :

$$C_4 = \frac{a}{b} C_3$$

Por otro lado, si aplicamos la ley de conservación de masa diremos que :

$$\frac{dM}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho v dA$$

donde :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV = \int_{CV} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV$$

$$\int_{CS} \rho v dA = -q_{ent} + q_{sal} \quad \text{luego}$$

$$0 = -q_{ent} + q_{sal} + v \frac{d\rho}{dt} \quad (2.28)$$

considerando también que el flujo de vapor que ingresa a la turbina realiza un trabajo representado en forma de torque y aplicando el teorema del momento de la cantidad de movii

miento del fluido tenemos :

$$dT = dQ\rho (l_2\bar{c}_2 - l_1\bar{c}_1)$$

donde :

l_2, l_1 = brazos momentos de los vectores c_1 y c_2

\bar{c}_2, \bar{c}_1 = velocidades absolutas del fluido

En la práctica se puede decir que :

$$dT = C_5 dq \quad (2.29)$$

y

$$T = C_5 Q \quad (2.30)$$

Si nosotros conocemos que :

$$q = \rho vA \rightarrow dq = d\rho vA$$

de donde :

$$d\rho = \frac{dq}{vA} \quad (2.31)$$

Luego reemplazando 2.27, 2.30 y 2.31 en 2.28, tenemos que :

$$0 = - C_4 y_3 + \frac{T}{C_5} + \frac{v}{vA} \frac{dq}{dt} \quad (2.32)$$

Reemplazando la ecuación 2.29 en 2.32 :

$$C_4 y_3 = \frac{T}{C_5} + \frac{v}{C_5 vA} \frac{dT}{dt}$$

luego si

$$Q^* = \frac{1}{v} vA \quad \text{y} \quad C_6 = C_4 C_5$$

$$C_6 y_3 = T + \frac{v}{Q^* v} \frac{dT}{dt} \quad (2.33)$$

donde :

v = volumen de la cámara de vapor

Q^* = flujo de vapor nominal

v = volumen específico del vapor

2.5.3 ANALISIS DEL TURBOGENERADOR

En la Figura 2.16 se muestra el esquema del turbogenerador, en el cual las dos variables de este sistema, como son la velocidad y el torque. La relación matemática entre ambas también incluye la inercia del turbogenerador. Por lo tanto, podemos indicar que un cambio real en el torque, podría acelerar el eje en un rango determinado por la inercia del rotor luego :

$$T = T_L + J \frac{d\omega}{dt}$$

Asumiendo el torque de carga constante podemos decir que :

$$\Delta T = \cancel{\Delta T_L} + J \frac{d\omega}{dt}$$

$$T = J \frac{d\omega}{dt} \quad (2.34)$$

si además se conoce que :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

Luego reemplazando en la ecuación 2.34

$$T = \frac{2\pi}{60} J \frac{dN}{dt} \quad \text{si} \quad C_7 = \frac{2\pi}{60}$$

$$T = C_7 J \frac{dN}{dt} \quad (2.35)$$

donde :

T = torque

J = inercia del turbogenerador

N = velocidad del turbogenerador

2.5.4 CARACTERISTICAS DEL TURBOGENERADOR

La principal característica del turbogenerador es la transformación de la energía potencial del vapor en energía mecánica y luego es to en energía eléctrica. Este análisis matemático es mostrado en el próximo capítulo, también podemos citar otras características que son mostradas a continuación en la Tabla V; datos que fueron obtenidos de los planos de diseño y montaje del turbogenerador.

D E S C R I P C I O N	DIMENSION
Potencia nominal del turbogenerador (P*)	73.000 KW
Velocidad nominal del turbogenerador (No)	3600 rpm
Momento de inercia turbogenerador (J)	17100 lbs/pie ²

TABLA V DIMENSIONES DEL TURBOGENERADOR

CAPITULO III

MODELO MATEMATICO DEL SISTEMA DE REGULACION DE VELOCIDAD

Basándonos en las ecuaciones diferenciales de los elementos desarrollados con anterioridad, en este capítulo nos proponemos encontrar las funciones de transferencia, constantes de proporcionalidad y modelo matemático que represente al sistema de regulación de velocidad.

Para finalizar también se va a analizar el comportamiento teórico del sistema ante una señal típica de control como lo es un escalón.

3.1 MEDICION DE LAS CONSTANTES DEL SISTEMA DE CONTROL

Para efecto de encontrar las constantes de los elementos de control se deben realizar pruebas en el sistema de regulación de velocidad, con turbina para da y otras pruebas en operación.

3.1.1 CONSTANTE DEL VARIADOR DE VELOCIDADES

Para obtener la función de transferencia del variador de velocidades, es necesario encontrar la constante de proporcionalidad C_1 , que relaciona el flujo de aceite (q) a través del intersticio, con la diferencia de despla-

miento entre los ejes.

Despejando de la ecuación diferencial (2.10) del variador de velocidades tenemos :

$$C_1 = \frac{q}{(y_1 - x)} \quad (3.1)$$

PROCEDIMIENTO :

El procedimiento usado para encontrar la constante del variador consiste en simular el desplazamiento de los ejes (con turbina parada), moviendo el peso oscilante del gobernador hasta la posición correspondiente a la velocidad nominal, lo que se consigue colocando una piéza de 8 mm de espesor entre el gobernador y el peso oscilante; luego se debe posicionar el eje del pistón seguidor del variador para simular el desplazamiento relativo entre los ejes (gobernador y variador de velocidades respectivamente) correspondiente a la velocidad de 3600 rpm.

A continuación se mide el flujo de aceite para cuyo efecto se lo encierra en un volumen conocido, prefijando el tiempo en que fluye a través del intersticio. Para la realización de estas pruebas se usaron un cronómetro digi

tal con una exactitud de 0,01 seg. y un metro con una exactitud de 0.5 mm. Los datos obtenidos se registrarán en la Tabla VI.

Nº PRUEBAS	DESPLAZAMIENTO (mm)	TIEMPO (seg)	VOLUMEN (cm ³)
1	8	1	1937.7
2	8	2	3890.2
3	8	3	5560.4

TABLA VI PRUEBAS EN EL VARIADOR DE VELOCIDADES

RESULTADOS :

Con los datos registrados en la Tabla VI se puede graficar la curva volumen vs tiempo (véase Fig. 3.1), y de esa forma obtener el flujo de aceite que junto con el desplazamiento entre ejes nos permitirán encontrar la constante de proporcionalidad buscada.

$$q = \frac{\Delta V}{\Delta t} = 1935 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

Reemplazando en la ecuación (3.1) tenemos :

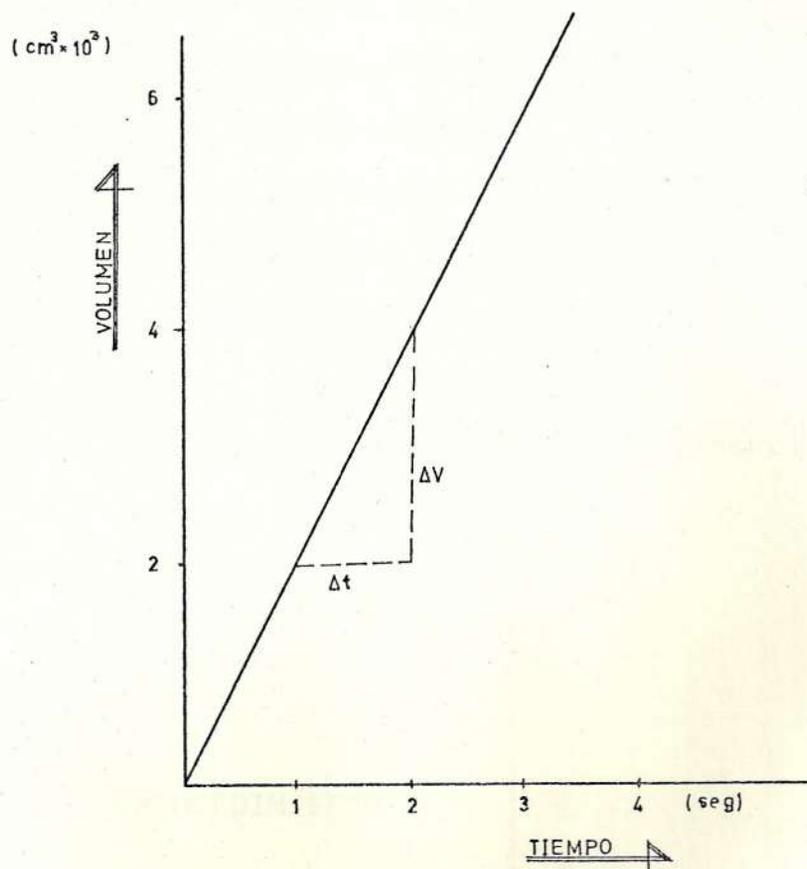


Fig. 3.1 FLUJO DE ACEITE A TRAVES DEL INTERSTICIO ENTRE GOBERNADOR Y VARIADOR DE VELOCIDAD.

$$C_1 = \frac{q}{(y_1 - x)} = \frac{1935 \text{ cm}^3/\text{seg}}{8 \text{ mm}} \times \frac{10 \text{ mm}}{1 \text{ cm}}$$

$$C_1 = 2419 \text{ cm}^2/\text{seg}$$

3.1.2 CONSTANTE DE VALVULA PILOTO

Para obtener el modelo matemático del relé hidromecánico compuesto por la válvula piloto y el servomotor es necesario encontrar la constante de proporcionalidad de la válvula piloto C_2 que relaciona el flujo de aceite a través de la válvula piloto con la diferencia de desplazamiento entre el eje y la camisa de la válvula piloto.

Despejando de la ecuación diferencial para la válvula piloto tenemos :

$$C_2 = \frac{q}{(y_2 - z)} \quad (3.2)$$

PROCEDIMIENTO :

El procedimiento usado para encontrar la constante de la válvula piloto consiste en simular que el sistema de control de velocidad se encuentra en equilibrio y en una posición co-

rrespondiente a una velocidad de 3600 rpm, para cuyo efecto se usa el procedimiento anterior. Luego se le da una señal de entrada a la válvula piloto, desplazamiento que representa a la distancia ($y_2 - z$), ya que previamente se ha desconectado la barra de retroalimentación a la camisa de la válvula.

A continuación se mide el volumen de aceite que pasa al servomotor en un tiempo dado, esto es factible ya que la cámara del servomotor es un cilindro cuyo diámetro es conocido y el eje del servomotor tiene escala donde se mide la altura desplazada por él. Además como instrumentos adicionales para la prueba se usó un cronómetro digital con una exactitud de 0,01 seg. Obteniendo como resultado de la misma los datos registrados en la Tabla VII.

RESULTADOS :

Con los datos registrados en la Tabla VII se puede graficar la curva altura del servomotor vs tiempo (véase Fig. 3.2) y poder determinar la velocidad con la que fluye el aceite a través de la válvula piloto.

$$v = \frac{\Delta L}{\Delta t} = 7 \text{ cm/seg}$$

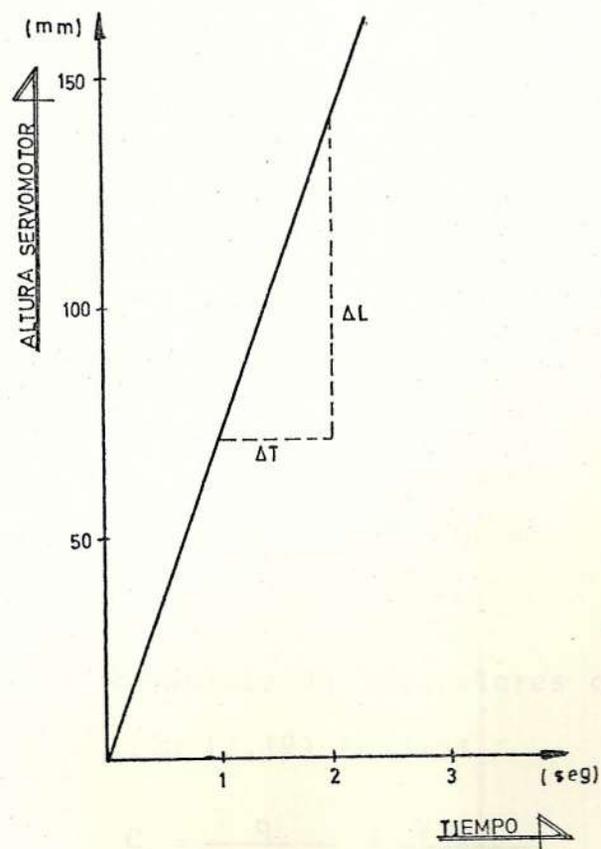


Fig. 3.2 VELOCIDAD DEL ACEITE EN VALVULA PILOTO.

Nº PRUEBAS	DESPLAZAMIENTO (mm)	TIEMPO (seg)	ALTURA (mm)
1	2.0	0.8	60
2	2.0	1.0	70
3	2.0	2.0	144

TABLA VII PRUEBAS EN VALVULA PILOTO

Además conociendo la sección transversal del servomotor ya que el diámetro está indicado en la Tabla IV, se puede obtener el flujo de aceite.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (20)^2}{4} \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi \times 400}{4} = 314.16 \text{ cm}^2$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (2.19) tenemos :

$$C_2 = \frac{q}{(y_2 - z)} = \frac{V \times A}{(y_2 - z)}$$

$$= \frac{(7.0 \times 314.16)}{0.2} \times \frac{\text{cm/seg} \times \text{cm}^2}{\text{cm}}$$

$$C_2 = 10995.6 \text{ cm}^2/\text{seg}$$

3.1.3 CONSTANTE DE TURBINA

Para obtener la función de transferencia del sistema compuesto por las válvulas de regulación y turbina es necesario encontrar la constante de proporcionalidad K_3 de este sistema. Quien a su vez depende de la constante de la válvula de regulación C_3 ya definida en el capítulo anterior, y de la constante de proporcionalidad de turbina C_5 .

La constante de turbina es la que relaciona el torque desarrollado y el flujo de vapor que ingresa a través de la cámara de admisión. Luego si despejamos de la ecuación de turbina tenemos :

$$C_5 = \frac{T}{q} \quad (3.3)$$

PROCEDIMIENTO :

El procedimiento usado para encontrar la constante de la turbina consiste, en someter al turbogenerador a pruebas de operación a diferentes cargas eléctricas, registrando tanto los valores de potencia como de flujo de vapor consumido a condiciones nominales del vapor.

Para efecto de registro de datos se usaron los instrumentos usados en la unidad a vapor, tales como registrador de megawatios con exactitud de 0.05 MW y registrador de flujo de vapor con exactitud de 0.05 ton de vapor.

Los datos obtenidos se encuentran registrados en la Tabla VIII.

Nº PRUEBAS	FLUJO DE VAPOR (Ton)	POTENCIA (MW)	TORQUE (Kg m ² /seg ²)
1	76	18	47.8 x 10 ³
2	148	37	98.1 x 10 ³
3	215	55	145.9 x 10 ³
4	280	73	193.6 x 10 ³

TABLA VIII PRUEBAS EN TURBINA

RESULTADOS :

Con los datos obtenidos de las pruebas anteriores y conociendo que :

$$P = \frac{2\pi}{60} T N$$

Así mismo, recordando que todos los datos fueron obtenidos a velocidad nominal, luego :

$$P = \frac{2\pi}{60} \times 3600 T$$

$$P = 377 T \quad \text{ó}$$

$$T = \frac{P}{377}$$

Por lo tanto, si dividimos todos los valores de potencia obtenidos de las pruebas tendremos los valores de torque desarrollados por la turbina en cada uno de los flujos de vapor registrados. Luego si graficamos estos valores de torque y flujo de vapor encontramos la constante C_5 tal como se observa en la Figura 3.3.

$$C_5 = \frac{\Delta T}{\Delta Q} = \frac{(130.4 - 62.4)}{100} \times 10^3$$

$$C_5 = \frac{676 \text{ Kg m}^2/\text{seg}^2}{\text{Ton}} \cdot \frac{1 \text{ Ton}}{10^3 \text{ Kg}}$$

$$C_5 = 0.676 \text{ m}^2/\text{seg}^2$$

3.2 EL SISTEMA DE CONTROL

Como se vio en el capítulo anterior se han usado exclusivamente ecuaciones lineales en el análisis de los elementos del sistema de control, sin considerar

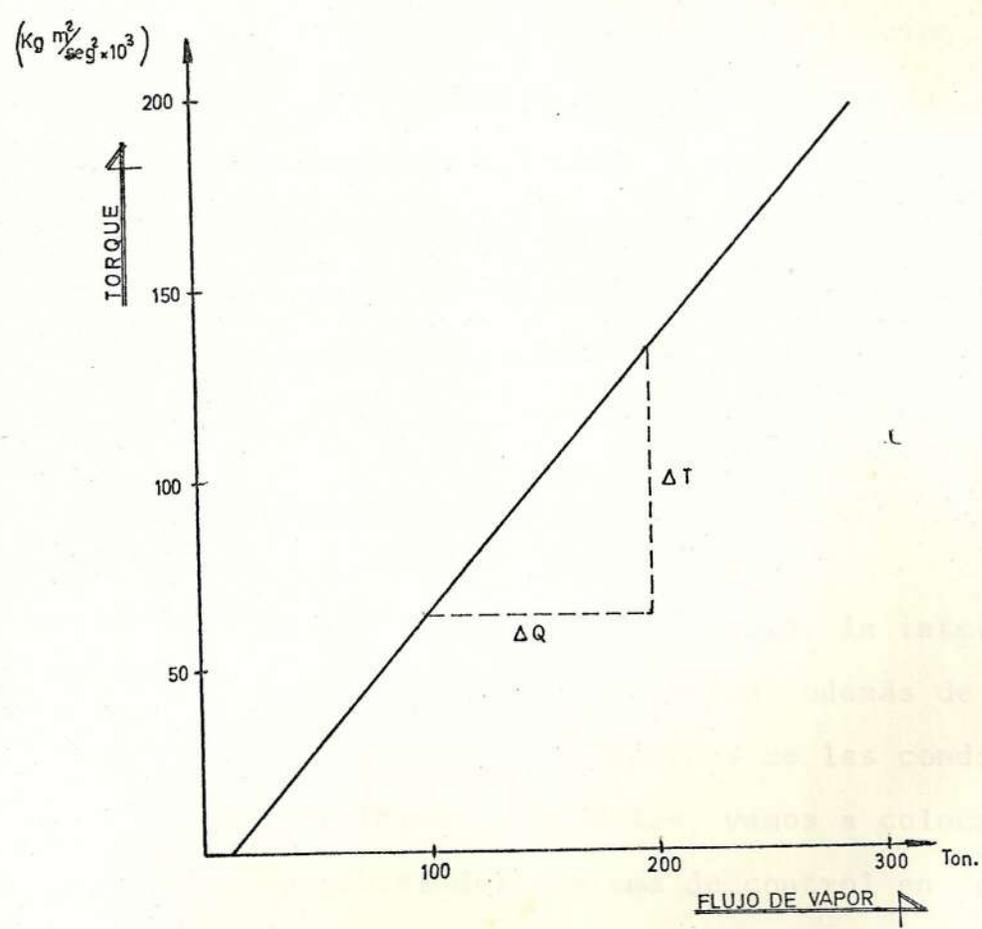


Fig. 3.3 TORQUE DE TURBINA

efectos tales como : inercia de los componentes, compresibilidad y características de flujo no lineal del aceite.

Sin embargo, como uno de los principales objetivos es encontrar un método que nos permite evaluar los parámetros del control y analizar su influencia en la estabilidad del sistema; en particular estabilidad sin carga y velocidad de sincronización. Se puede decir que el modelo así definido nos da una aproximación bastante cerca de la realidad y el mismo puede ser obtenido si integramos en un diagrama de bloque a todos los elementos que representan al sistema de control tal como se observa en la Figura 3.4.

3.2.1 REPRESENTACION ADIMENSIONAL

Con la finalidad de facilitar la interpretación física de la ecuación; además de realizar fáciles comparaciones de las condiciones en diferentes unidades, vamos a colocar las variables del sistema de control en forma adimensional , de tal forma que los cambios de cualquier variable sean referidos a alguna magnitud característica de sí misma. Esto significa que los cambios de las variables pue-

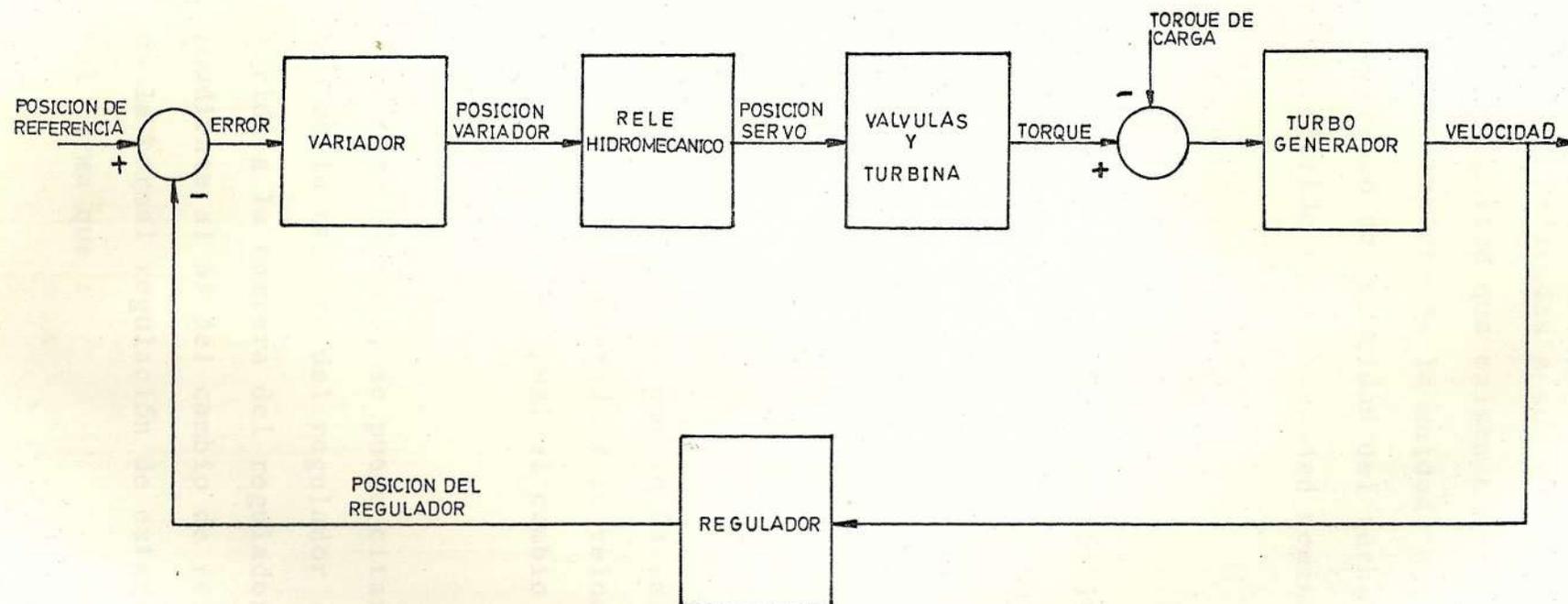


Fig. 3.4 DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DE CONTROL

den ser referidas a sus valores nominales o a la magnitud que existe entre sin carga y carga completa de la unidad; así por ejemplo, un cambio de velocidad del turbogenerador (n) es referido a la velocidad nominal del mismo.

$$\sigma = \frac{n}{N_0} \quad \text{ó} \quad n = \sigma N_0 \quad (3.4)$$

Recordando que existe una relación de engranajes (i) entre la velocidad de turbina y del regulador decimos que :

$$\sigma = \frac{n}{N_0} = \frac{s}{S_0} \times \frac{\dot{x}}{\dot{x}} = \frac{s}{S_0}$$

$$\therefore s = \sigma S_0 \quad (3.5)$$

lo cual dice que un cambio de velocidad del regulador (s) referida a la velocidad nominal del regulador es igual al cambio de velocidad relativa (σ).

Como otro ejemplo, se puede citar que un cambio en la carrera del regulador (y_1) será referida a la carrera del regulador (Y_1^*) correspondiente al 5% del cambio de velocidad, que es la normal regulación de estado estable; de tal forma que :

$$\frac{y_1}{Y_1^*} = \eta_1 \quad \text{ó} \quad y_1 = \eta_1 Y_1^* \quad (3.6)$$

donde:

η_1 = es la carrera relativa del regulador.

De la misma forma cuando se obtengan las funciones de transferencia se irán realizando el proceso de adimensionalización de las variables que componen el sistema de control.

3.2.2 OBTENCION DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA

En esta sección nos disponemos a encontrar las funciones de transferencia de los elementos del sistema de control para cuyo efecto usaremos las ecuaciones y características de los equipos ya definidos en el capítulo anterior.

REGULADOR :

Para encontrar su función de transferencia partimos de la ecuación (2.8) que dice :

$$y_1 = K_g s$$

Además para cumplir con el proceso de adimen

sionalización vamos a referir las variables de velocidad y carrera del regulador con respecto a la velocidad nominal y carrera correspondiente al 5% del cambio de velocidad en el eje regulador, luego aplicando la ecuación (3.5) y (3.6) :

$$\sigma = \frac{S}{S_0} \quad \text{y} \quad \eta_1 = \frac{Y_1}{Y_1^*}$$

donde:

σ = cambio de velocidad relativa

η_1 = carrera relativa del regulador

Reemplazando en la ecuación del regulador tenemos :

$$\eta_1 Y_1^* = \sigma S_0 K_g$$

Despejando en función de las variables

$$\frac{\eta_1}{\sigma} = \frac{S_0 K_g}{Y_1^*}$$

$$\text{Si } C_g = \frac{S_0 K_g}{Y_1^*} \quad (3.7)$$

tenemos :

$$\frac{\eta_1}{\sigma} = C_g \quad (3.8)$$

Si reemplazamos en la ecuación (3.7) los valores de las constantes, de acuerdo a lo establecido en la sección 2.1.3 características del equipo tenemos :

$$S_o = 1494.3 \text{ rpm}$$

$$K_g = 6.69 \times 10^{-2} \text{ mm/rpm}$$

$$Y_1^* = 5 \text{ mm}$$

$$C_g = \frac{1494.3 \times 6.69 \times 10^{-2}}{5} \cdot \frac{\text{rpm} \times \text{mm/rpm}}{\text{mm}}$$

$$C_g = 20$$

Si reemplazamos esta constante en la ecuación (3.8) tenemos :

$$\frac{\eta_1}{\sigma} = 20$$

que es la función de transferencia que representa al regulador.

VARIADOR :

Para encontrar su función de transferencia necesariamente debemos partir de su ecuación representativa que dice :

$$A \left(\frac{a}{b} \right) \frac{dy_2}{dt} + C_1 f_1 y_2 = C_1 y_1$$

Si además referimos las variables de las ecuaciones a desplazamientos correspondiente a un cambio de velocidad del 5%, tales como Y_1^* , Y_2^* respectivamente.

$$\eta_1 = \frac{y_1}{Y_1^*} \quad \text{y} \quad \eta_2 = \frac{y_2}{Y_2^*}$$

introduciendo además el concepto de operador diferencial, tal que :

$$D y_2 = \frac{dy_2}{dt}$$

Reemplazando estos conceptos en la ecuación del variador tenemos :

$$D \eta_2 Y_2^* A \left(\frac{a}{b} \right) + C_1 f_1 \eta_2 Y_2^* = C_1 \eta_1 Y_1^*$$

Dividiendo esta ecuación para $C_1 f_1$ y agrupando :

$$\eta_2 Y_2^* \left[\frac{(a/b) A D}{C_1 f_1} + 1 \right] = \frac{1}{f_1} \eta_1 Y_1^*$$

Despejando las variables de salida y entrada.

$$\frac{\eta_2}{\eta_1} = \frac{Y_1^*/Y_2^* \times 1/f_1}{\left[1 + \frac{(a/b) A D}{C_1 f_1} \right]} \quad (3.9)$$

si definimos que :

$$T_1 = \frac{A (a/b)}{C_1 f_1} \quad (3.10)$$

$$K_1 = (Y_1^*/Y_2^*) (1/f_1) \quad (3.11)$$

Luego la ecuación (3.9) será :

$$\frac{\eta_2}{\eta_1} = \frac{K_1}{1 + T_1 D} \quad (3.12)$$

Ahora si reemplazamos en la ecuación (3.10) y (3.11) los valores de las constantes calculadas y medidas en la sección 2.2.3 y 3.1.1, características del equipo y constante del variador de velocidad respectivamente tenemos que :

$$A = 154 \text{ cm}^2$$

$$a = 155 \text{ mm}$$

$$b = 230 \text{ mm}$$

$$f_1 = 0.24$$

$$Y_1^* = 4 \text{ mm}$$

$$Y_2^* = 20 \text{ mm}$$

$$C_1 = 2419 \text{ cm}^2/\text{seg}$$

$$T_1 = \frac{154 \times 155/230}{2419 \times 0.24} \cdot \frac{\text{cm}^2 \times \text{mm}/\text{mm}}{\text{cm}^2/\text{seg}}$$

$$T_1 = 0.18 \text{ seg.}$$

$$K_1 = \frac{4}{20} \times \frac{1}{0.24} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$

$$K_1 = 0.83$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (3.12) tenemos que :

$$\frac{\eta_2}{\eta_1} = \frac{0.83}{1 + 0.18 D}$$

Siendo esta la función de transferencia que representa al variador de velocidad.

RELE HIDROMECHANICO

Para obtener su función de transferencia vamos a partir de su ecuación representativa que dice :

$$A \frac{dy_3}{dt} + C_2 f_2 y_3 = C_2 y_2$$

Si además referimos las variables de la ecuación a los desplazamientos correspondientes al 5% de variación de velocidad, tales como Y_2^* y Y_3^* respectivamente, tenemos que :

$$\eta_2 = \frac{y_2}{Y_2^*} \qquad \eta_3 = \frac{y_3}{Y_3^*}$$

Introduciendo también el concepto de operador diferencial :

$$D y_3 = \frac{dy_3}{dt}$$

Reemplazando estos conceptos en su ecuación tenemos:

$$D \eta_3 Y_3^* A + C_2 f_2 \eta_3 Y_3^* = C_2 \eta_2 Y_2^*$$

Dividiendo esta ecuación para $C_2 f_2$ y agrupando :

$$\eta_3 Y_3^* \left(\frac{AD}{C_2 f_2} + 1 \right) = \frac{1}{f_2} \eta_2 Y_2^*$$

Despejando las variables de esta ecuación :

$$\frac{\eta_3}{\eta_2} = \frac{Y_2^*/Y_3^* \times 1/f_2}{\left(1 + \frac{AD}{C_2 f_2} \right)} \quad (3.13)$$

Si definimos que :

$$T_2 = \frac{A}{C_2 f_2} \quad (3.14)$$

$$K_2 = Y_2^*/Y_3^* \times \frac{1}{f_2} \quad (3.15)$$

Luego la ecuación (3.13) se transforma en :

$$\frac{\eta_3}{\eta_2} = \frac{K_2}{1 + T_2 D} \quad (3.16)$$

Luego si reemplazamos en las ecuaciones (3.14) y (3.15) los valores de las constantes calculadas y/o medidas mostradas en las secciones 2.3.3 y 3.12 características del equipo y cons-

tante del variador respectivamente tenemos que :

$$A = 314.2 \text{ cm}^2$$

$$f_2 = 0.195$$

$$C_2 = 10995.6 \text{ cm}^2/\text{seg}$$

$$Y_2^* = 20 \text{ mm}$$

$$Y_3^* = 207.6 \text{ mm}$$

$$T_2 = \frac{314.2}{10995.6 \times 0.095} \cdot \frac{\text{cm}^2}{\text{cm}^2/\text{seg}}$$

$$T_2 = 0.3 \text{ seg}$$

$$K_2 = \frac{20}{207.6 \times 0.095} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$

$$K_2 = 1.0$$

Reemplazando los valores de constante de tiempo y ganancia en la ecuación (3.16) tenemos :

$$\frac{\eta_3}{\eta_2} = \frac{1}{1 + 0.3 D}$$

Siendo esta última la función de transferencia que representa al relé hidromecánico.

VALVULAS DE REGULACION Y TURBINA

Para obtener la función de transferencia de este sistema debemos de partir de la ecuación

representativa que dice :

$$C_6 y_3 = T + \frac{v}{Q^* v} \frac{dT}{dt}$$

Si además referimos las variables de la ecuación a desplazamientos correspondientes al 5% de variación de velocidad, tales como Y_3^* y T^* tenemos :

$$\eta_3 = \frac{Y_3}{Y_3^*} \quad ; \quad \frac{T}{T^*} = \tau$$

Introduciendo también el concepto de operador diferencial :

$$DT = \frac{dT}{dt}$$

Reemplazando estos conceptos en su ecuación tenemos :

$$C_6 \eta_3 Y_3^* = \tau T^* + \frac{v}{Q^* v} D \tau T^*$$

Agrupando y despejando las variables de esta ecuación tenemos :

$$\frac{\tau}{\eta_3} = \frac{C_6 Y_3^* / T^*}{1 + \frac{v}{Q^* v} D} \quad (3.17)$$

Si además definimos como :

$$T_3 = \frac{\psi}{Q^* \nu} \quad (3.18)$$

$$K_3 = C_6 Y_3^* / T^* \quad (3.19)$$

Aplicando las ecuaciones anteriores, la ecuación representativa será :

$$\frac{\tau}{\eta_3} = \frac{K_3}{1 + T_3 D} \quad (3.20)$$

Reemplazando los valores de C_4 y C_5 de las secciones 2.4.2 y 3.13 podemos obtener el valor de C_6 :

$$C_4 = 1179.36 \text{ Kg/mm}$$

$$C_5 = 0.676 \text{ m}^2/\text{seg}^2$$

$$C_6 = 1179.36 \times 0.676 \cdot \text{Kg/mm} \times \text{m}^2/\text{seg}^2$$

$$C_6 = 729.25 \frac{\text{Kg m}^2/\text{seg}^2}{\text{mm}}$$

Si también reemplazamos en las ecuaciones (3.18) y (3.19) las constantes calculadas y/o medidas mostradas en la sección 2.4.2 características del equipo tenemos que :

$$\psi = 0.120 \text{ m}^3$$

$$\nu = 38.16 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$Q^* = 286 \text{ Ton/hora}$$

$$Y_3^* = 207.6 \text{ mm}$$

$$T^* = 193.6 \times 10^3 \text{ Kg m}^2/\text{seg}^2$$

$$T_3 = \frac{0.120}{286 \times 38.16 \times 10^{-3}} \times \frac{3600}{1000} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times \frac{\text{Ton}}{\text{Kg}} \times \frac{\text{seg}}{\text{hr}}$$

$$T_3 = \frac{0.120 \times 3600 \times 1000}{286 \times 38.16 \times 1000}$$

$$T_3 = 0.04 \text{ seg.}$$

$$K_3 = \frac{797 \times 207.6}{193.6 \times 10^3} \cdot \frac{\text{Kg m}^2/\text{seg}^2}{\text{mm}} \times \text{mm}$$

$$K_3 = 0.86$$

Reemplazando los valores de constante de tiempo y ganancia en la ecuación (3.20) tenemos:

$$\frac{\tau}{\eta_3} = \frac{0.86}{1 + 0.04 D}$$

Siendo esta la función de transferencia que representa a las válvulas y la turbina.

TURBOGENERADOR

Para obtener su función de transferirse partimos de su ecuación representativa que se encuentra en la sección 2.5.3 y dice que :

$$T = C_7 J \frac{dn}{dt}$$

Si además queremos referir las variables de la ecuación a magnitudes nominales tales como N_0 y T^* respectivamente.

$$\sigma = \frac{n}{N_0} \quad \text{y} \quad \tau = \frac{T}{T^*}$$

donde:

σ = Variación de velocidad relativa

n = Variación de velocidad del turbogenerador

N_0 = Velocidad nominal del turbogenerador

τ = Variación de torque relativo

T = Variación de torque

T^* = Torque nominal

introduciendo el concepto de operador diferencial :

$$Dn = \frac{dn}{dt}$$

Reemplazando y agrupando tenemos :

$$\tau = \frac{C_7 \sigma N_0 J D}{T^*} \quad (3.21)$$

Si además conocemos que :

$$P = T\omega = \frac{2\pi}{60} Tn$$

Luego:

$$P^* = C_7 T^* N_0 \quad (3.22)$$

Despejando

$$T^* = \frac{P^*}{C_7 N_0} \quad (3.23)$$

Reemplazando esto en la ecuación (3.21) tenemos :

$$\frac{\sigma}{\tau} = \frac{P}{(C_7 N_0)^2 J D} \quad (3.24)$$

Si definimos que :

$$T_4 = \frac{(C_7 N_0)^2 J}{P^*} \quad (3.25)$$

La ecuación 3.24 se transforma en :

$$\frac{\sigma}{\tau} = \frac{1}{T_4 D} \quad (3.26)$$

donde:

J = Inercia del turbogenerador (lb - pie²)

N_0 = Velocidad nominal en (rpm)

P^* = Potencia nominal (Kw)

Si analizamos las dimensiones de la constante de tiempo del turbogenerador (T_4) tenemos :

$$T_4 = \frac{(2\pi/60)^2 N_0^2 J}{P^*}$$

$$T_4 = \frac{\frac{\pi^2}{900} \times \text{rpm}^2 \times \text{ft}^2 - \text{lbm}}{\text{Kw}} \cdot \frac{(\text{rad/seg})^2}{\text{rpm}^2}$$

$$\frac{\text{Kw}}{4.425 \times 10^4 \text{ lbf} - \text{ft/min}}$$

$$T_4 = \frac{\pi^2}{900 \times 4.425 \times 10^4} \cdot \frac{\text{rad}^2/\text{seg}^2 \times \text{ft}^2 - \text{lbm}}{\text{lbf} - \text{ft/min}}$$

$$\frac{1 \text{ lbf}}{32.2 \text{ lbm} - \text{ft/seg}^2} \cdot \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}}$$

$$T_4 = \frac{\pi^2 \times 60}{900 \times 4.425 \times 10^4 \times 32.2} \quad (\text{seg})$$

Por lo tanto :

$$T_4 = \frac{J N_0^2}{2.165 \times 10^6 \times P^*} \quad (\text{seg}) \quad (3.27)$$

Reemplazando en esta ecuación los valores absolutos de las constantes contenidas en la sección 2.5.4 características del turbogenerador tenemos :

$$J = 171100 \text{ lbs} - \text{pie}^2$$

$$N_0 = 3600 \text{ rpm}$$

$$T_4 = \frac{171100 \times (3600)^2}{2.165 \times 10^6 \times 73000} \quad (\text{seg})$$

$$T_4 = 14 \text{ seg.}$$

Reemplazando este valor en la ecuación (3.26) tenemos :

$$\frac{\sigma}{\tau} = \frac{1}{14D}$$

Siendo esta la función de transferencia que representa al turbogenerador.

TORQUE DE CARGA

El torque de salida de la turbina es opuesto por la carga. Sin embargo, por no ser el objetivo analizar el modelo matemático de la carga vamos a considerar el caso particular de torque constante y sin carga (en vacío) en cuyo caso la variación de torque es cero.

3.2.3 MODELO DEL SISTEMA DE CONTROL

Una vez que se han obtenido las funciones de transferencia de cada uno de los elementos del sistema de control, podemos replantear nuestro diagrama original de bloques insertando las mismas en los bloques correspondientes.

De igual manera, si se analiza el diagrama de

bloques del sistema de control puede concluirse que la función perturbadora del sistema es la carga externa, pero por ser los objetivos de esta investigación el estudio de la estabilidad sin carga y velocidad de sincronización podemos fijar los externos cambios de carga como :

$$\lambda = \frac{\Delta L}{L^*} = 0 \quad (3.28)$$

Lo que modifica nuevamente nuestro diagrama de bloque, puesto que ahora el nuevo esquema analizará la respuesta a las variaciones en el punto de referencia (B). Finalmente, si definimos al cambio relativo de posición de referencia (ρ) como :

$$\rho = \frac{\Delta B}{B^*} = \frac{b}{B^*}$$

donde:

ΔB = Variación de la posición de referencia

B^* = Cambio en la posición de referencia entre sin carga y carga completa del variador de velocidad.

Concluimos que el diagrama de bloque final que da reconstruído como se observa en la Fig.3.5.

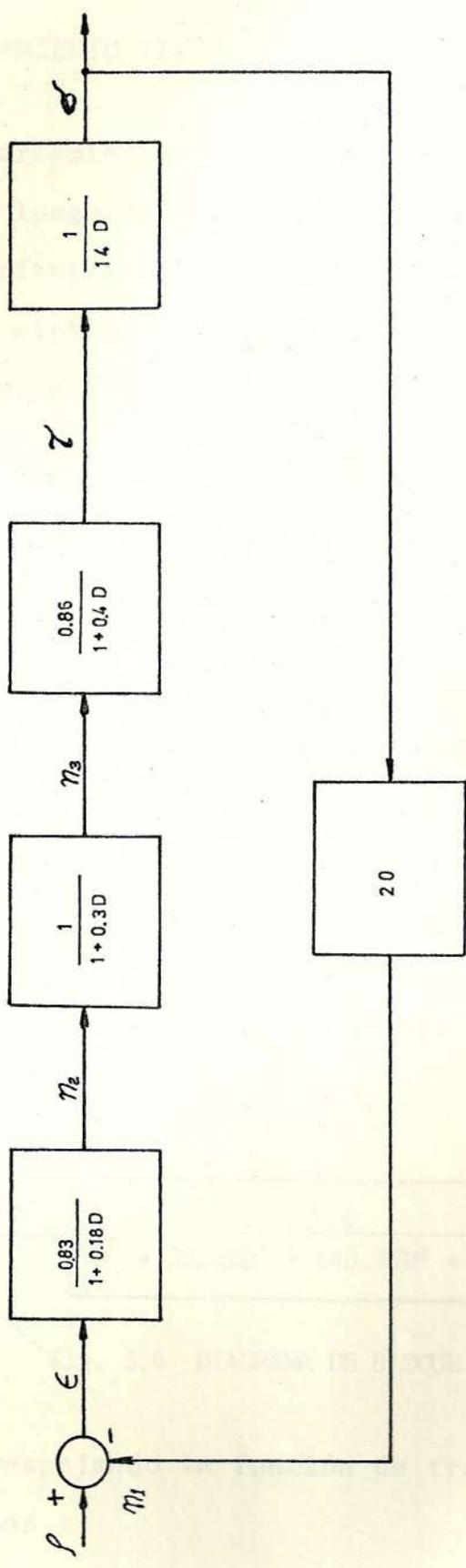


Fig. 3.5 DIAGRAMA DE BLOQUE FINAL DEL SISTEMA DE CONTROL.

3.3 COMPORTAMIENTO TEORICO DEL SISTEMA

El comportamiento teórico indudablemente se lo podrá definir luego de determinar el grado de estabilidad, características de la respuesta transiente y exactitud del sistema para cuyo efecto es necesario primero resolver la ecuación diferencial que define al modelo.

3.3.1 COMPORTAMIENTO TRANSIENTE DEL MODELO

Si tomamos al diagrama final de bloque que representa al modelo y le aplicamos las reglas de transformación de diagramas de bloques encontramos la ecuación diferencial que representa al sistema.

Por lo tanto nuestro nuevo diagrama de bloque reducido será :

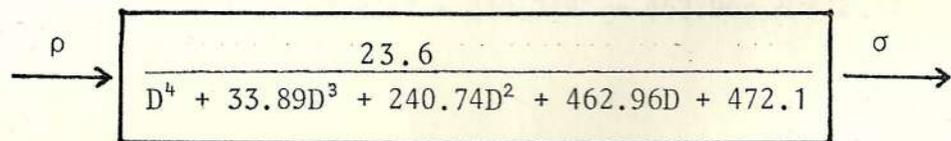


Fig. 3.6 DIAGRAMA DE BLOQUE REDUCIDO

Despejando la función de transferencia tenemos :

$$\frac{\sigma}{\rho} = \frac{23.6}{D^4 + 33.89D^3 + 240.74D^2 + 462.96D + 472.1}$$

δ

$$\frac{\sigma}{\rho} = F(t)$$

Luego reemplazando los valores ya definidos anteriormente de σ en la función de transferencia tenemos :

$$\frac{n}{N_0} = \rho F(t)$$

$$n = \rho N_0 F(t) \quad (3.30)$$

Considerando también a la señal de entrada como un escalón unitario y aplicando a la ecuación 3.30 los cambios de (s) por el operador diferencial (D) tenemos :

$$n(s) = N_0 \left[\frac{1}{s} \left(\frac{23.6}{s^4 + 33.89s^3 + 240.74s^2 + 462.96s + 472.1} \right) \right] \quad (3.31)$$

Siendo esta ecuación, la que representa al sistema en el dominio de Laplace.

Luego para encontrar la respuesta de esta ecuación es necesario factorar el denominador

para poder aplicar el criterio de fracciones parciales.

Por lo tanto, si se aplica la regla de los signos de la Ley de Descartes a la ecuación algebraica de cuarto grado del denominador, podemos observar que los coeficientes son diferentes de cero y no hay cambio de signos, por lo que puede decirse que no existen raíces positivas concluyéndose que sus raíces son negativas.

Además si aplicamos la división sintética a este polinomio se pueden encontrar sus raíces; cuyos valores son :

$$-6.7, \quad -25, \quad -1.12 \pm j 1.25$$

observando los resultados encontramos 2 raíces enteras negativas y 2 raíces complejas negativas conjugadas, luego factorando el denominador y reemplazando en la ecuación 3.31 tenemos :

$$n(s) = N_0 \left[\frac{23.6}{s(s+6.7)(s+25)(s+1.12+j1.25)(s+1.12-j1.25)} \right]$$

y si aplicamos las reglas de fracciones parciales a la ecuación tenemos que se transfor-

ma en :

$$n(s) = N_0 \left[\frac{c_1}{s} + \frac{c_2}{(s+6.7)} + \frac{c_3}{(s+25)} + \frac{c_4}{(s+1.12+j1.25)} + \frac{c_5}{(s+1.12-j1.25)} \right] \quad (3.32)$$

evaluando las constantes tenemos :

$$c_1 = 5 \times 10^{-2}$$

$$c_2 = -6 \times 10^{-3}$$

$$c_3 = 9 \times 10^{-5}$$

$$c_4 = -4 \times 10^{-2} e^j$$

$$c_5 = -4 \times 10^{-2} e^{-j}$$

tomando la transformada inversa de cada uno de los términos del denominador de la ecuación 3.32 :

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{s} \right] = 1$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{s+6.7} \right] = e^{-6.7t}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{s+25} \right] = e^{-25t}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{s+1.12+j1.25} \right] = e^{-(1.12+j1.25)t}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{s + 1.12 - j1.25} \right] = e^{-(1.12 - j1.25)t}$$

La transformada inversa total de la ecuación 3.32 será :

$$n(t) = N_0 \times 10^{-2} \left[5 - 0.6e^{-6.7t} + 0.009e^{-25t} - 4e^{j(1.12+j1.25)t} - 4e^{-j(1.12-j1.25)t} \right]$$

reordenando términos tenemos :

$$n(t) = N_0 \times 10^{-2} \left[5 - 0.6e^{-6.7t} + 0.009e^{-25t} - 4e^{-1.12t} \cdot \left[e^{-j(1.25t-1)} + e^{j(1.25t-1)} \right] \right]$$

Recordando que :

$$\frac{e^{j\theta} + e^{-j\theta}}{2} = \cos\theta$$

Y reemplazando en la función anterior podemos decir que :

$$n(t) = 180 \left[1 - 0.12e^{-6.7t} + 0.0018e^{-25t} - 1.6e^{-1.12t} \cos(1.25t - 1) \right] \quad (3.33)$$

Que es la respuesta del sistema a un escalón unitario. Luego si graficamos esta función se puede observar que su forma es la respues-

ta típica de un sistema de segundo orden sub-amortiguado y con una sola oscilación (Fig.3.7).

De esta figura se pueden obtener todos los índices de funcionamiento, que se registran en la Tabla IX.

DESCRIPCION	VALORES
Variación velocidad máxima (rpm)	190
Variación velocidad final (rpm)	180
Variación velocidad mínima (rpm)	180
Tiempo de retardo (seg)	1.0
Tiempo de respuesta (seg)	2.0
Tiempo pico (seg)	2.5
Tiempo estabilización (seg) en banda del 2%	3.8
Error estacionamiento (%)	0

TABLA IX RESULTADOS DE LA RESPUESTA TEORICA A UN ESCALON DE VELOCIDAD.

Analizando los coeficientes exponenciales de la función 3.33, observaremos que el segundo y tercer término de la misma son pequeñísimos y que no inciden en el valor final de la res-

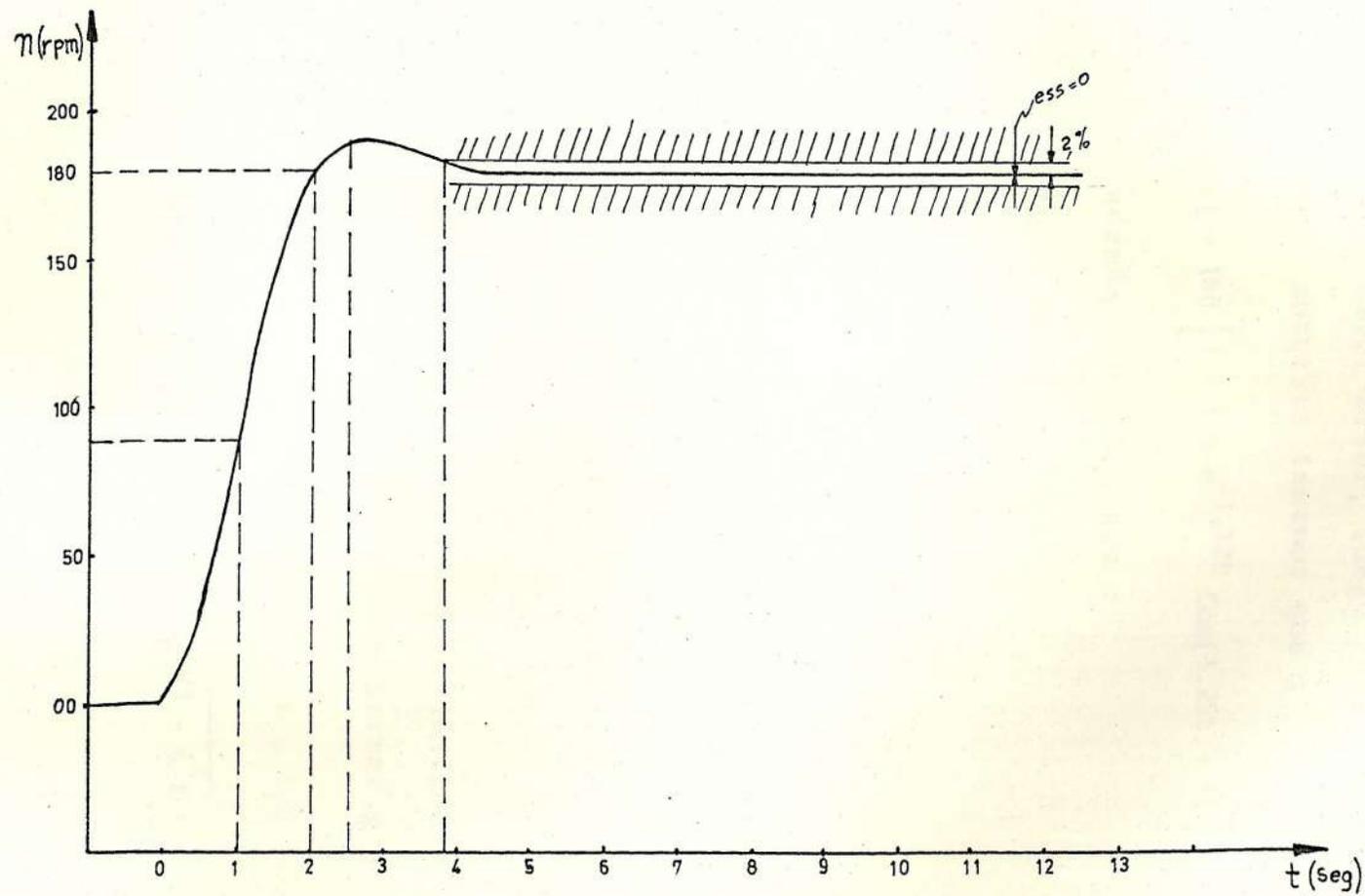


FIG. 3.7 RESPUESTA TEORICA DEL SISTEMA A UN ESCALON.

puesta; por lo cual puede despreciárselos sin cometer mayor error, luego reescribiendo la función anterior tenemos que :

$$n(t) = 180 \left[1 - 1.6 e^{-1.12t} \cos(1.25t - 1) \right] \quad (3.34)$$

Si además conocemos que :

$$\cos \theta = \text{Sen} \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right)$$

por lo tanto :

$$\cos (1.25t - 1) = \text{Sen} (1.25t + 0.57)$$

reemplazando esta identidad en la función 3.34 :

$$n(t) = 180 \left[1 - 1.6 e^{-1.12t} \cdot \text{Sen} (1.25t + 0.57) \right] \quad (3.35)$$

siendo esta última expresión idéntica a la respuesta de una ecuación de primer grado y segundo orden tal como :

$$c(t) = 1 - \frac{e^{-\xi \omega_n t}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \cdot \text{Sen} (\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} t + \phi) \quad (3.36)$$

donde :

ξ = razón de amortiguamiento

ω_n = frecuencia natural

ϕ = ángulo de fase

Igualando los términos de las funciones 3.36 y 3.37 tenemos que :

$$\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} = 1.25$$

y

$$0.522 \sqrt{1 - \xi^2} = e^{-\xi \omega_n t}$$

Resolviendo este sistema de dos ecuaciones, dos incógnitas tenemos que :

$$\xi = 0.555$$

$$\omega_n = 1.503$$

Derivando la función 3.36 encontramos el tiempo pico como :

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_n \sqrt{1 - \xi^2}} \quad (3.37)$$

y reemplazando los valores en esta ecuación :

$$t_p = 2.51 \text{ seg}$$

Así mismo el sobre nivel máximo será :

$$SN = \frac{n(t_p) - n(\infty)}{n(\infty)} \cdot 100 \quad (3.38)$$

Reemplazando valores en esta ecuación :

$$SN = \frac{[180 - 180(1.6) e^{-1.12t} \cdot \text{Sen}(1.25t + 0.57) - 180]}{180}$$

$$SN = 5\%$$

Otra forma de encontrar la razón de amortiguamiento es obteniendo los valores de las oscilaciones máximas y mínimas en función de ξ , por lo tanto :

$$SN_1 = \frac{n(t_1) - n(\infty)}{n(\infty)} = + \frac{e^{-\xi \omega_n t_1}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \cdot \text{Sen}(\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} t_1 + \phi)$$

$$SN_2 = \frac{n(t_2) - n(\infty)}{n(\infty)} = + \frac{e^{-\xi \omega_n t_2}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \cdot \text{Sen}(\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} t_2 + \phi)$$

Conociendo además que :

$$t_2 = t_1 + \frac{T}{2} = t_1 + \frac{\pi}{\omega_a} \quad \text{y} \quad \omega_a = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$$

Y obteniendo el decremento logarítmico de estas oscilaciones como :

$$D = \ln \frac{SN_1}{SN_2} = \ln \frac{e^{-\xi \omega_n t_1}}{e^{-\xi \omega_n t_1 - \frac{\pi}{\omega_a}}} \cdot \frac{\text{Sen}(\omega_a t_1 + \phi)}{\text{Sen} \left[\omega_a \left(t_1 + \frac{\pi}{\omega_a} \right) + \phi \right]}$$

$$D = \ln e^{\frac{\xi \omega_n \pi}{\omega_a}} = \frac{\xi \pi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (3.39)$$

Despejando (ξ) :

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\pi^2}{D^2}}} \quad (3.40)$$

3.3.2 ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA EN EL DOMINIO DEL TIEMPO Y FRECUENCIA.

En esta sección vamos a definir las caracterís

ticas de los sistemas de control en términos de cantidades en el dominio de tiempo y frecuencia. Las características del sistema en el dominio del tiempo (Fig. 3.8) están generalmente especificadas en términos de la respuesta transitoria, a una entrada escalón unitaria y son :

- Tiempo de retardo, t_d .- Es el tiempo que tarda la respuesta en alcanzar el 50% del valor final.
- Tiempo de respuesta, t_r .- Es el tiempo necesario para que la respuesta crezca del 10 al 90%, del 5 al 95% ó del 0 al 100% de su valor final, siendo este último rango el normalmente utilizado para sistemas de segundo orden subamortiguado como el nuestro.
- Tiempo pico, t_p .- Es el tiempo requerido por la respuesta para alcanzar el primer sobrenivel.
- Sobrenivel.- Es el valor máximo relativo de la respuesta, definido como :

$$SN = \left[\frac{n(t_p) - n(\infty)}{n(\infty)} \right] \cdot 100\%$$

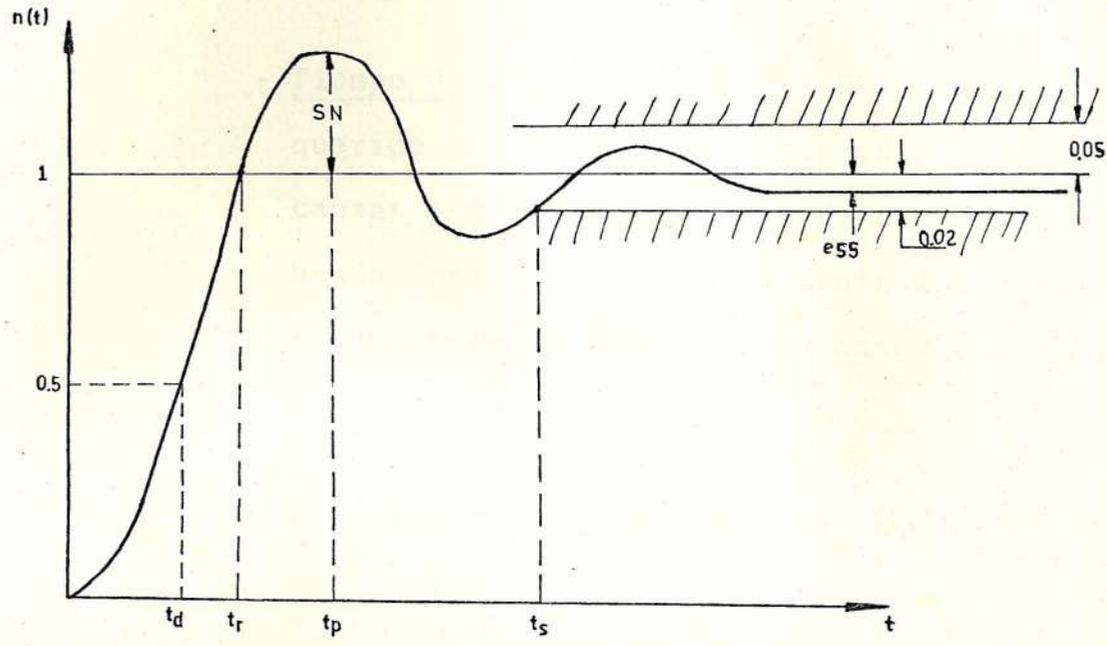


Fig. 3.8 ESPECIFICACIONES EN EL DOMINIO DEL TIEMPO.

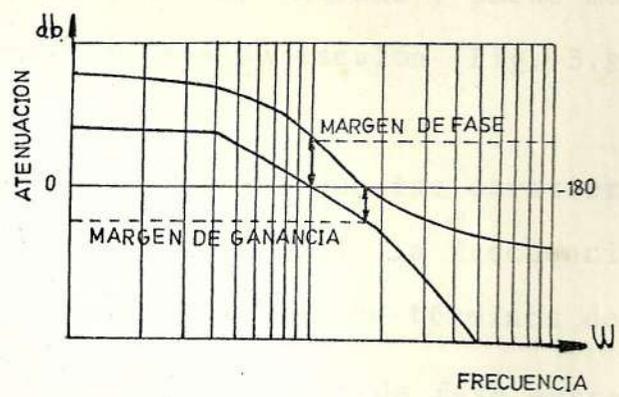


Fig. 3.9 MARGENES DE GANANCIA Y FASE.

El valor recomendado para reguladores es :

$$\leq 10\%$$

- Tiempo de estabilización. - Es el tiempo requerido por la curva de respuesta para alcanzar y mantenerse dentro de un ancho de banda determinado (generalmente del 2 al 5% dependiendo del grado de exactitud requerida).

El valor recomendado para una banda del 2%

$$\text{es : } \leq 5 T_r$$

El valor obtenido es : 3.8 seg.

- Error estacionario, e_{ss} . - Es el error del sistema en estado estacionario con relación a la señal de entrada y puede medirse en la respuesta a un escalón (Fig. 3.8).

Así mismo tenemos que las características del sistema en dominio de la frecuencia (Fig. 3.9) están especificadas en términos de la relación de magnitud y ángulo de fase entre la respuesta de estado estable y la señal de entrada senoidal y éstas son :

- Margen de ganancia, M_g . - Es el recíproco

de la función de transferencia en el dominio de la frecuencia [Vector $G(j\omega) H(j\omega)$]; cuando el ángulo de fase $\phi = -180^\circ$. En el diagrama de bode se define como la cantidad de atenuación abajo de 0db, donde $\phi = -180^\circ$

El valor recomendado será $M_G = 2$ a 10 (6 a 20 dB).

- Margen de fase, M_f .- Es el ángulo entre el eje real negativo y el vector $G(j\omega) H(j\omega)$; donde $G(j\omega) H(j\omega)$ es la unidad. En el diagrama de bode se representa como la diferencia de ángulos, a la frecuencia correspondiente a 0db de atenuación.

El valor recomendado será de 30 a 60°.

Estos parámetros juntos M_G y M_f son en sí factores de seguridad que nos indican el margen de estabilidad del sistema.

3.3.3 DETERMINACION DE LA ESTABILIDAD DEL SISTEMA SEGUN EL METODO DE RESPUESTA A LA FRECUENCIA

El método a emplearse para determinar la estabilidad del sistema es enteramente analíti

co y consiste en graficar la relación de magnitud ($M\omega$) y ángulo de fase (ϕ) entre la respuesta en estado estable y la señal senoidal, dentro de un cierto rango de frecuencias.

Por lo tanto para realizar el diagrama de bode anteriormente mencionado; obtenemos primero la función de transferencia de ciclo abierto del diagrama final de bloque (Fig. 3.5) tal como :

$$\frac{\eta_1}{\rho} = \frac{1.12}{s(1 + 0.18s)(1 + 0.3s)(1 + 0.04s)} \quad (3.41)$$

Luego sustituimos ($j\omega$) por (s) para pasar la función, al dominio de frecuencia, obteniendo :

$$G(j\omega)H(j\omega) = \frac{1.12}{j\omega(1 + 0.3j\omega)(1 + 0.18j\omega)(1 + 0.04j\omega)} \quad (3.42)$$

Adicionalmente obtenemos las frecuencias de rupturas del diagrama, las mismas que son :

$$\omega_1 = \frac{1}{0.3} = 3.33$$

$$\omega_2 = \frac{1}{0.18} = 5.56$$

$$\omega_3 = \frac{1}{0.04} = 25$$

y obteniendo el logaritmo de la ecuación 3.42 tendremos las funciones que definen la relación de magnitud y ángulo de fase en función de la frecuencia, tal como :

$$M_{(\omega)} = 20 \log 1.12 - 20 \log \omega - 20 \log \left[(0.3\omega)^2 + 1 \right]^{1/2} \\ - 20 \log \left[(0.18\omega)^2 + 1 \right]^{1/2} - 20 \log \left[(0.04\omega)^2 + 1 \right]^{1/2} \quad (3.43)$$

$$\phi_{(\omega)} = 0 - \pi/2 - \text{Tg}^{-1} 0.3\omega - \text{Tg}^{-1} 0.18\omega - \text{Tg}^{-1} 0.04\omega \quad (3.44)$$

Por último aplicando los conceptos de curvas asintóticas graficamos (en papel semilogarítmico) individualmente cada uno de los términos de las ecuaciones y superponemos los efectos para obtener la curva compuesta (Fig.3.10).

Así mismo evaluando las ecuaciones 3.43 y 3.44 obtenemos los valores de $M_{(\omega)}$ y $\phi_{(\omega)}$ para un rango de frecuencia (Tabla X) que nos permiten comprobar la gráfica.

Como resultado de este diagrama de atenuación

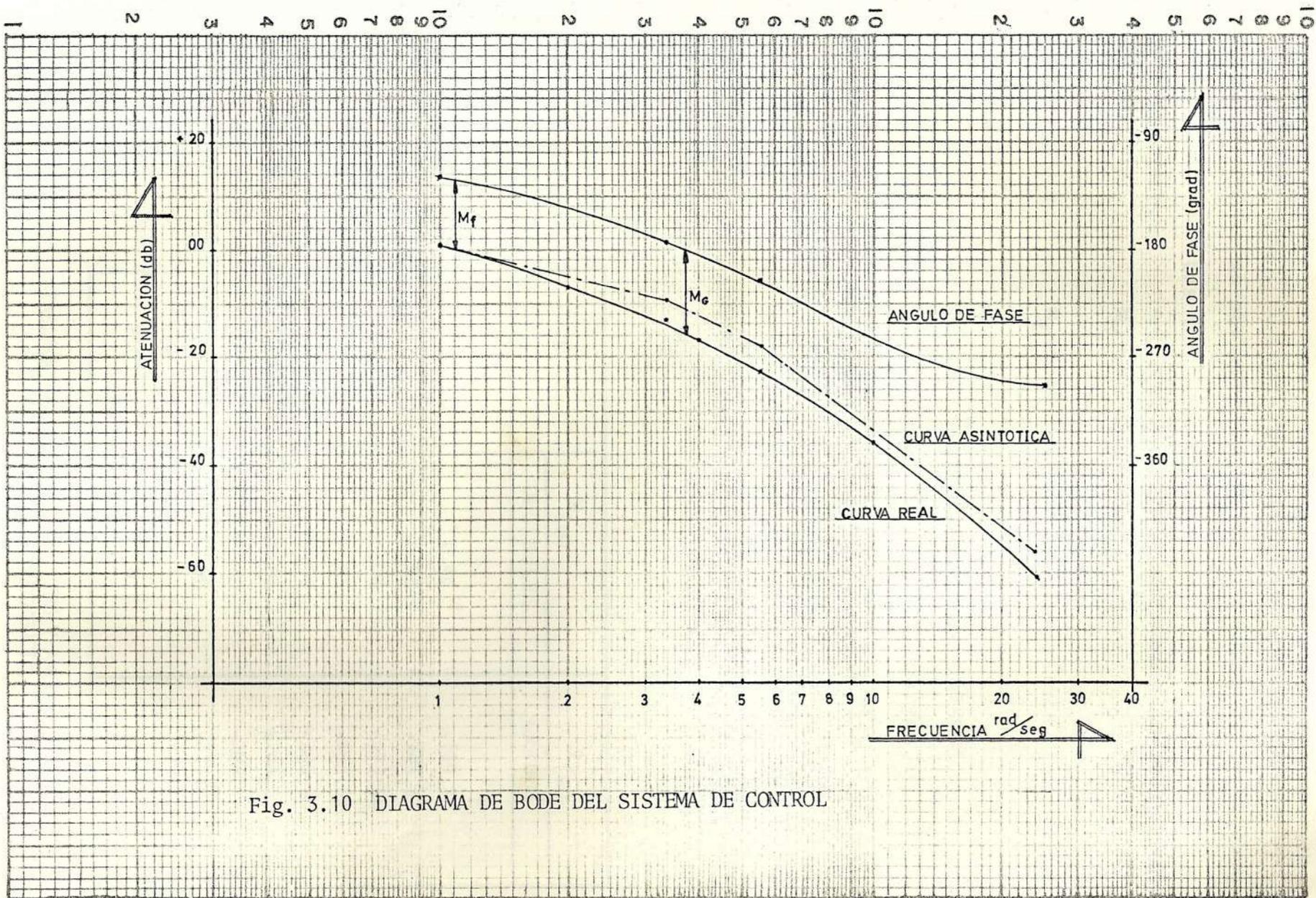


Fig. 3.10 DIAGRAMA DE BODE DEL SISTEMA DE CONTROL

se obtiene los índices de estabilidad siguientes :

$$M_G = +15 \text{ db}$$

$$M_f = 56^\circ$$

Lo cual nos demuestra que el sistema es estable, ya que poseen un cierto margen de estabilidad y el ángulo de fase $\phi < -180^\circ$ para la frecuencia correspondiente a una atenuación de 0 db. Adicionalmente observamos que el sistema cumple con el rango especificado de M_G y M_f .

ω	$M(\omega)$	$\phi(\omega)$
	DECIBELES	GRADOS
1	0.46	-119.2
2	-6.93	-145.33
3.33	-13.74	-173.56
4	-16.85	-185.04
5.56	-22.92	-206.66
10	-35.93	-244.31
25	-60.84	-294.88
50	-82.66	-323.28
100	-106	-340.87
250	-137.6	-352.25

TABLA X VALORES DE AMPLITUD Y ANGULO DE FASE EN FUNCION DE LA FRECUENCIA

CAPITULO IV

COMPORTAMIENTO REAL DEL SISTEMA

En este capítulo se va a obtener los índices de funcionamiento que nos permitan evaluar la rapidez, exactitud y estabilidad de la respuesta real del sistema. Todos estos índices en realidad definen las características estáticas y dinámicas del control de velocidad.

4.1 DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS ESTATICAS

Para determinar estas características es necesario realizar pruebas en estado estable del control de velocidad, tales como :

- Rango e histéresis del variador
- Banda muerta del sistema

4.1.1 RANGO E HISTERESIS DEL VARIADOR

Mediante esta prueba se obtiene la característica de funcionamiento del control de velocidad, en función de la potencia eléctrica entregada por la máquina, que a su vez depende de la posición del variador.

En síntesis se va a determinar el rango de operación de la unidad desde 0 a 100% de aper-

tura del variador, observándose la linealidad o histéresis de la curva. Conociendo por definición que :

$$\% RV = \frac{POS_{max} - POS_{min}}{POS_{nom}} \times 100 \quad (4.1)$$

$$\% HV = \frac{\Delta P_{max}}{P_n} \times 100 \quad (4.2)$$

donde:

POS_{max} = máxima posición del variador

POS_{min} = mínima posición del variador

RV = rango del variador

HV = histéresis del variador

POS_{nom} = posición nominal del variador

ΔP_{max} = máxima diferencia de potencia en el ciclo de histéresis.

P_n = potencia nominal

El valor recomendado es : RV = 80%

HV = 2%

PROCEDIMIENTO :

En condiciones de operación estable, se hace

variar la potencia entregada a la red, por medio del variador de velocidad, desde potencia mínima a máxima y viceversa. Las variaciones de potencia se las efectúa en forma lenta (a razón de 1 MW/min) permitiendo que las condiciones de unidad como presión, temperatura, flujo de vapor, etc. se estabilicen cada 10% de la potencia nominal.

En condiciones también estables de operación se toman las lecturas correspondientes, a potencia de la máquina y posición del variador, las que se registran en la Tabla XI.

LECTURA	POSICION DEL VARIADOR (mm)		
	ASCENDENTE	DESCENDENTE	POTENCIA (MW)
1	9.5	9.5	0
2	11.2	11.0	8
3	13.2	13.0	16
4	14.2	14.0	23
5	16.2	16.0	33
6	17.7	17.5	40
7	19.0	18.7	48
8	20.5	20.5	56
9	22.0	22.0	64
10	23.7	23.5	73
11	25.0	25.0	80.3

TABLA XI DATOS DEL VARIADOR DE VELOCIDAD

Para efecto de la prueba se usó la instrumentación del turbogenerador que consiste en un tacogenerador con una precisión de 0.5 MW y una escala en mm del variador con una precisión de 0.5 mm.

RESULTADOS :

Con los datos obtenidos se grafica la curva Potencia Vs. Posición del variador de velocidad (Fig. 4.1), de la cual se obtienen los datos, que reemplazados en las ecuaciones 4.1 y 4.2 nos entregan los valores del rango e histéresis del variador, por lo tanto :

$$\% \text{ RV} = \frac{(25 - 9.5)}{23.6} \times 100$$

$$\% \text{ RV} = 65\%$$

$$\% \text{ RV} = \frac{(48 - 46.5)}{73} \times 100$$

$$\% \text{ RV} = 2.0\%$$

Lo cual nos indica que estamos en valores aproximados a los recomendados y que el sistema tiene poco error por histéresis.

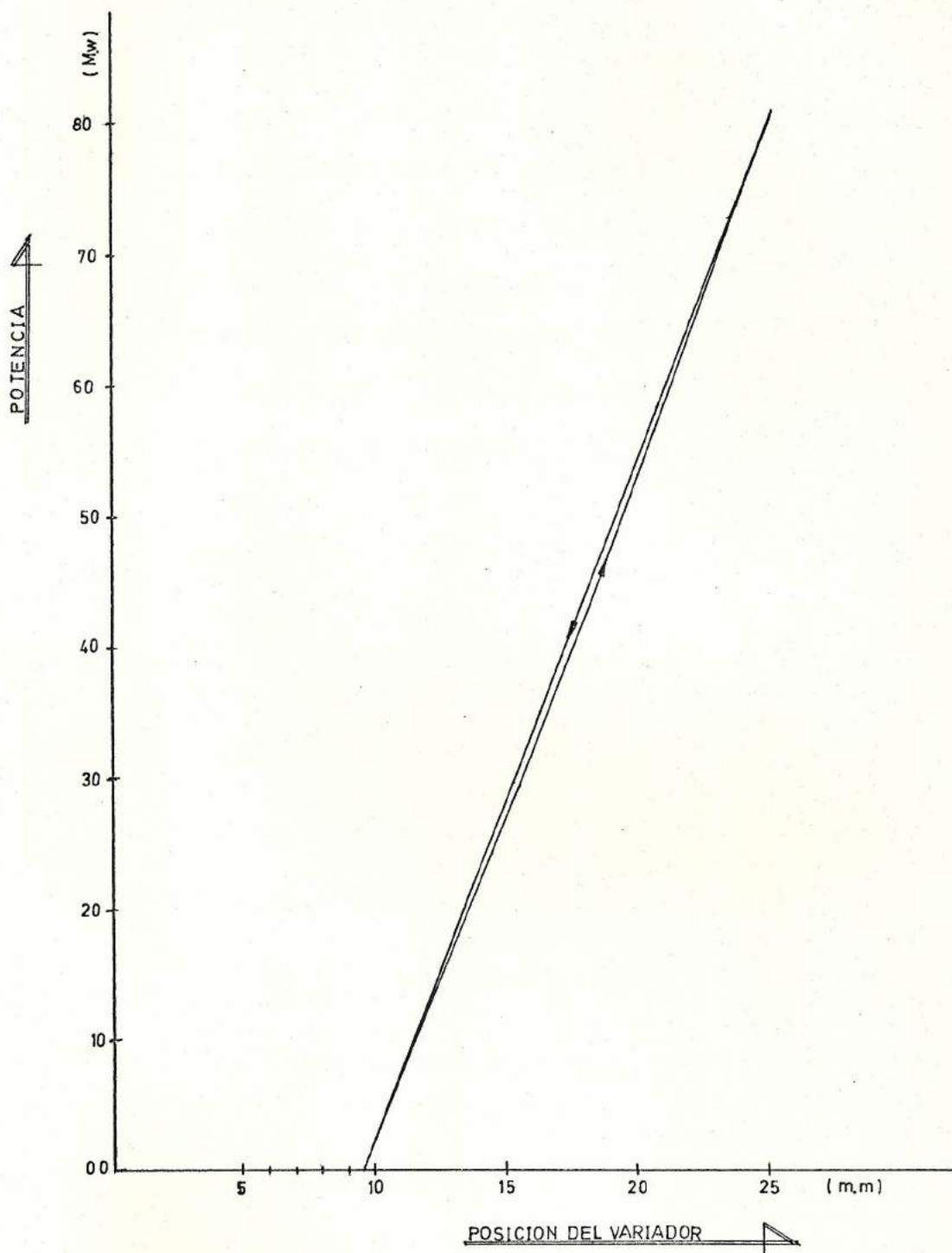


Fig. 4.1 HISTERESIS DEL VARIADOR DE VELOCIDAD.

4.1.2 BANDA MUERTA DEL SISTEMA

Mediante esta prueba se obtiene el rango de insensibilidad del sistema de control en función de la posición de las válvulas reguladoras. En otras palabras se obtiene la máxima variación de velocidad posible del turbogenerador, para lo cual no existe una acción reguladora o de control, por lo tanto por definición :

$$\% \text{ BM} = \frac{\Delta N}{N_{\text{nom}}} \times 100 \quad (4.3)$$

donde :

BM = banda muerta

ΔN = cambio de velocidad ($N_{\text{max}} - N_{\text{min}}$)

N_{nom} = velocidad nominal

El valor recomendado es $\leq 0,05\%$

PROCEDIMIENTO :

En condiciones de operación estable del turbogenerador, se hace variar en forma descendente la potencia entregada a la red.

Luego para una misma posición de las válvulas reguladoras se toman las lecturas correspondientes de velocidades máximas y mínimas del turbogenerador, este proceso se lo repite para varias cargas y las lecturas se la registran en la Tabla XII.

Para la realización de la prueba se usó la siguiente instrumentación :

- Un tacómetro digital con una precisión de 1 rpm.
- La escala del variador con una precisión de 0.5 mm.
- Un watímetro con una precisión de 0.5 MW.

LECTURA	POTENCIA (MW)	VELOCIDAD MAX.	VELOCIDAD MIN.
1	73	3603	3601
2	64	3601	3600
3	56	3603	3601
4	48	3602	3600
PROMEDIO	-	3602.3	3600.5

TABLA XII OSCILACIONES DEL CONTROL DE VELOCIDAD

RESULTADOS :

Con los datos registrados en la Tabla XII se obtienen los promedios de velocidades máximas y mínimas y reemplazando estos valores en la ecuación 4.3 se puede encontrar la banda muerta del sistema, por lo tanto :

$$\%BM = \frac{(3602.3 - 3600.5)}{3600} \times 100$$

$$\%BM = 0,05$$

Lo cual nos muestra que el sistema tiene una estabilidad aceptable y que nos mantenemos dentro de la banda muerta recomendada para este tipo de controles.

4.2 DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS DINAMICAS

Las características dinámicas del sistema son todas aquellas que se obtienen de la respuesta en estado transiente y para obtenerlas vamos a realizar dos experiencias : la respuesta a un escalón de velocidad y la respuesta a rechazos de carga.

4.2.1 RESPUESTA A ESCALONES DE VELOCIDAD

El objetivo de esta prueba consiste en deter-

minar los parámetros del control de velocidad, tales como :

Constante de amortiguamiento (ξ), tiempo de respuesta (t_r), tiempo de pico (t_p), sobrenivel (S_n), tiempo de estabilización (t_s), error de estado estacionario (e_{ss}). Para cuyo efecto es necesario efectuar una prueba al turbogenerador en vacío.

En síntesis se va a obtener la respuesta a un escalón de velocidad.

PROCEDIMIENTO :

Manteniendo la Unidad rodando en vacío y en velocidad nominal, efectuamos un escalón unitario de la señal de entrada (100% de variación del variador). Produciendo una variación de velocidad de aproximadamente 180 rpm (desde 3600 a 3780).

La respuesta del sistema a esta excitación fue observada y fotografiada con la ayuda de una instrumentación adecuada. El diagrama de conexiones usado para la prueba (Fig. 4.2) consta de :

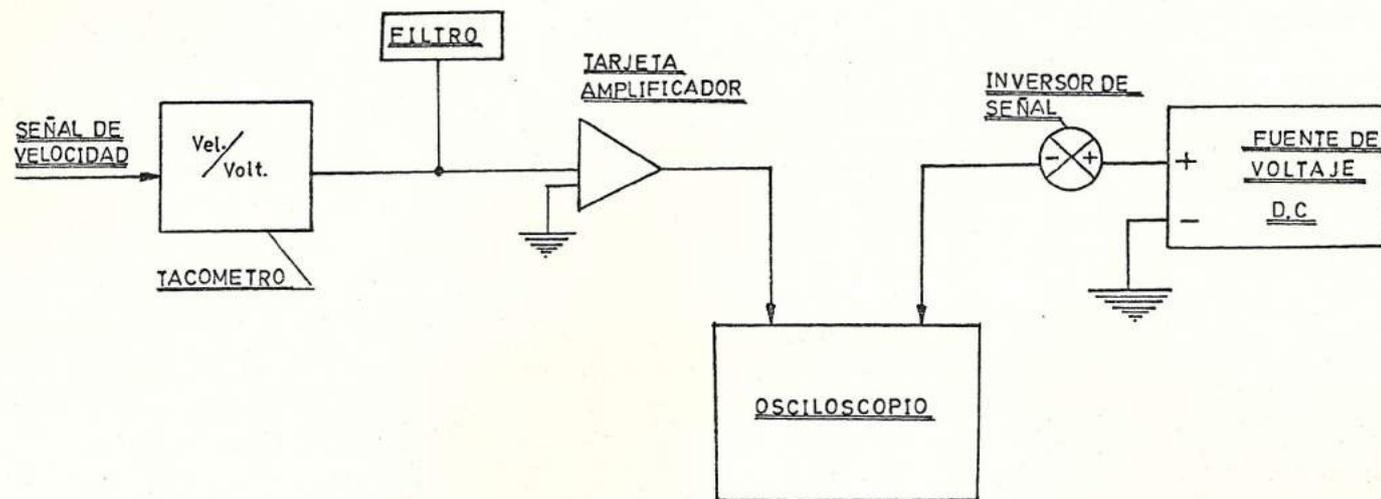


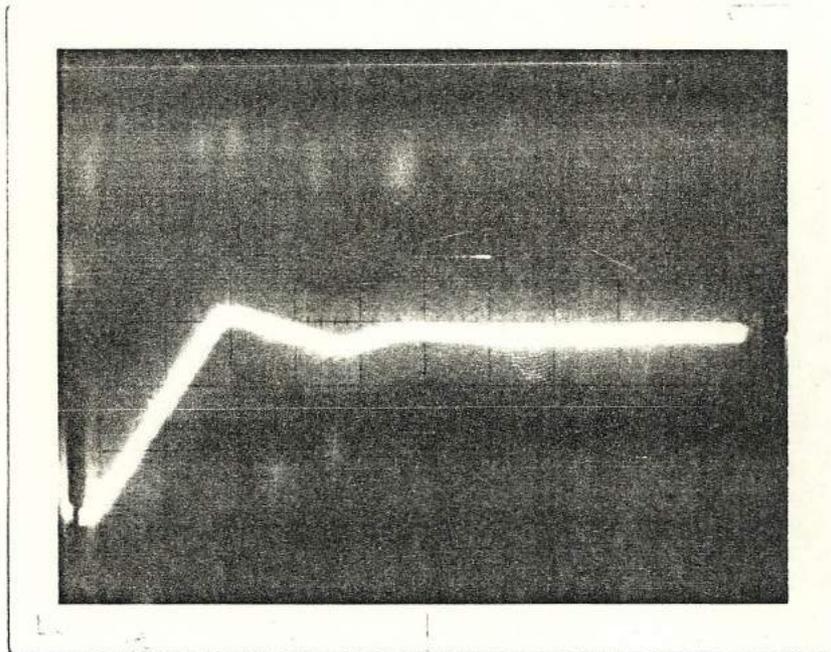
Fig. 4.2 DIAGRAMA DE CONEXIONES DE OSCILOSCOPIO

- El tacómetro propio de la unidad con una ganancia de

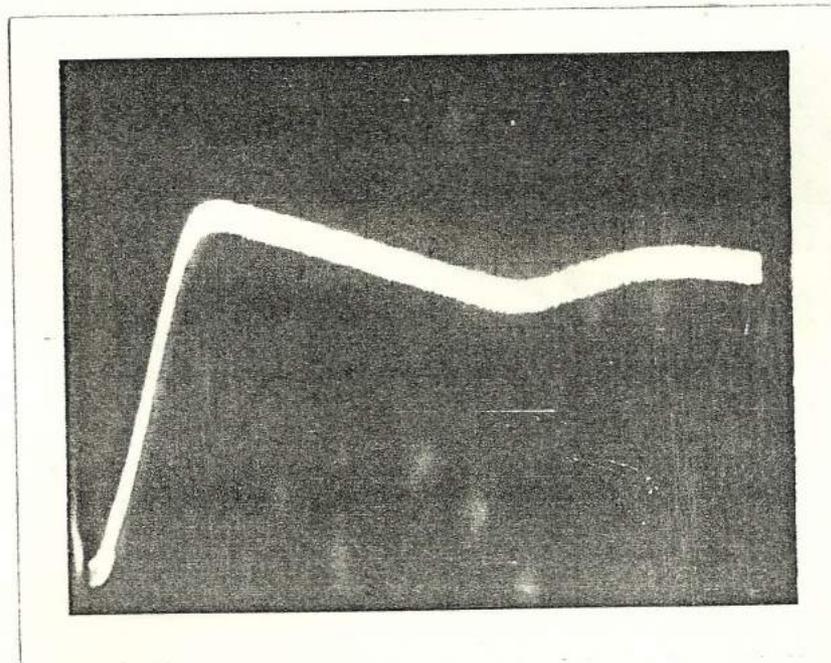
$$G_1 = 5 \times 10^{-2} \frac{\text{mv}}{\text{rpm}}$$

- Un amplificador para la señal del tacómetro con una ganancia de $G_2 = 60 \text{ mv/mv}$.
- Un filtro para evitar el efecto del ruido.
- Una fuente de voltaje D.C. con un inversor de señales para generar una señal de voltaje de la misma magnitud que la señal de velocidad a 3600 rpm.
- Un osciloscopio para procesar estas señales y tener una respuesta con una referencia inicial en la pantalla.
- Una cámara polaroid incorporada al osciloscopio.

Para el análisis en detalle de la respuesta es necesario fotografiarla en forma seccionada y completa (Fig. 4.3), razón por la cual la prueba se repitió en varias oportunidades.

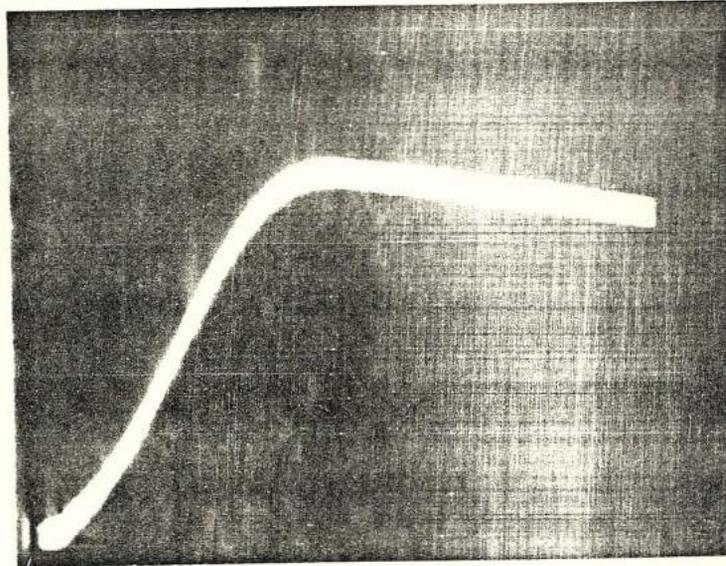


1) Respuesta completa.

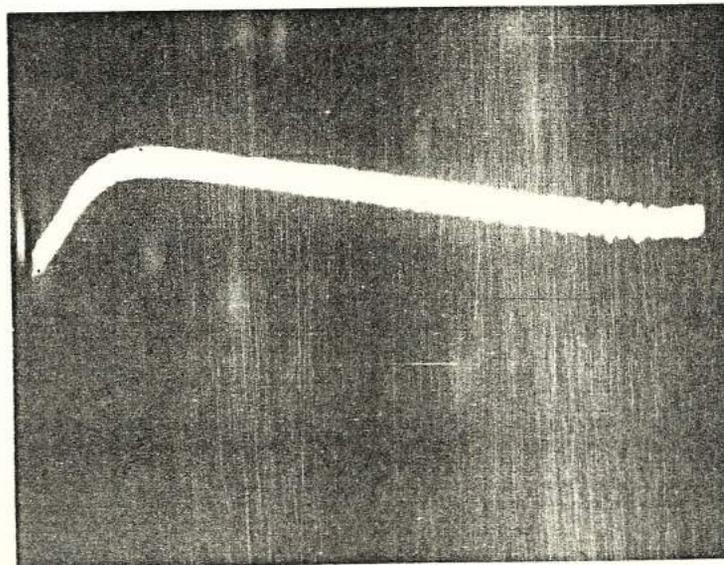


2) Respuesta seccionada (hasta la estabilización)

Fig. 4.3 SECUENCIA FOTOGRAFICA DE LA RESPUESTA A UN ESCALON DE VELOCIDAD.



3) Respuesta seccionada (hasta la segunda oscilación)



4) Respuesta seccionada (entre la primera y segunda oscilación)

FIG. 4.3 SECUENCIA FOTOGRAFICA DE LA RESPUESTA A UN ESCALON DE VELOCIDAD.

RESULTADOS :

Como en la secuencia fotográfica no se visualizaron escalas en ninguno de los dos ejes, a continuación se grafica una secuencia interpretativa de la respuesta (Fig. 4.4) en la que si se observan las escalas en los ejes de voltaje y tiempo obteniéndose de ellos muchos datos que se presentan en la Tabla XIII, en forma de velocidad. Para lo cual se consideran las ganancias del transductor (G_1), amplificador (G_2) y osciloscopio (G_3) tal como:

$$N_{(\text{rpm})} = \frac{G_3}{G_1 \times G_2} \cdot X_{(\text{div.})}$$

CONSTANTE DE AMORTIGUAMIENTO (ξ).- Se lo obtiene reemplazando los datos en las ecuaciones 3.39 y 3.40 de la sección 3.3.1, por lo tanto de los datos de la Tabla XII podemos obtener:

$$D = \ln \frac{A_1}{A_2} \qquad \frac{A_1}{A_2} = \frac{(220 - 180)}{(180 - 168)} = 3.33$$

$$D = \ln 3.33 = 1.2$$

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\pi^2}{D^2}}} = 0.36$$

SOBRENIVEL (SN).- Se lo obtiene reemplazan-

DESCRIPCION	FOTO #1	FOTO #2	FOTO #3
Variación velocidad máxima (rpm)	220	220	220
Variación velocidad final (rpm)	180	180	180
Variación velocidad mínima (rpm)	168	164	168
Tiempo de retardo (seg)	0.6	0.64	0.62
Tiempo de respuesta (seg)	1.5	1.4	1.6
Tiempo pico (seg)	1.9	1.7	1.75
Tiempo de estabilización (seg) en banda del 2%	8.0	8.2	-
Error estacionario (%)	0	-	-

TABLA XIII RESULTADOS DE LA RESPUESTA A UN ESCALON DE VELOCIDAD

do los datos en la ecuación 3.38 de la sección 3.31.

$$SN = \frac{n(tp) - n(\infty)}{n(\infty)} \times 100$$

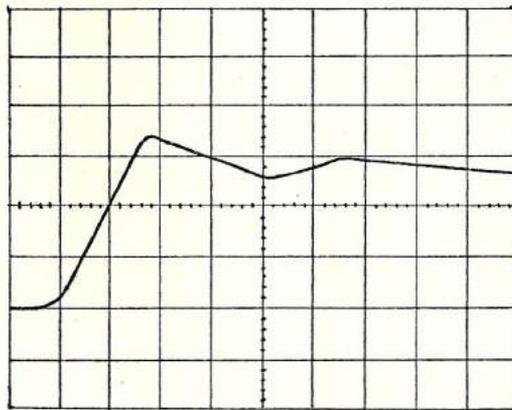
$$SN = \frac{220 - 180}{180} \times 100$$

$$SN = 22\%$$

De los índices de funcionamiento obtenidos y/o calculados se desprende que la respuesta del sistema a un escalón de velocidad es aproximadamente igual a la de un sistema de segundo orden subamortiguado con una aceptable estabilidad y una buena exactitud y rapidez de respuesta.

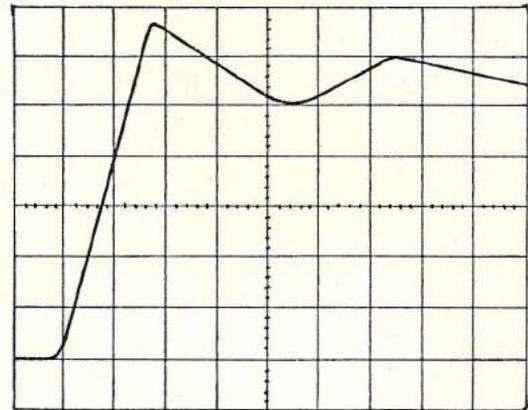
4.2.2 RESPUESTA DEL SISTEMA A RECHAZOS DE CARGA

El objetivo de esta prueba es complementar el estudio anterior obteniendo los índices de funcionamiento de un análisis con carga tales como, tiempo de respuesta, tiempo de estabilización, y estatismo permanente del turbogenerador. En síntesis se va a obtener la respuesta a un escalón de carga.



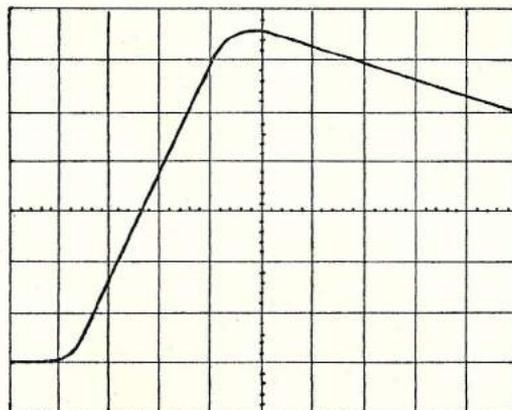
200 mv/Div.
1 Seg/Div.

1) Respuesta completa



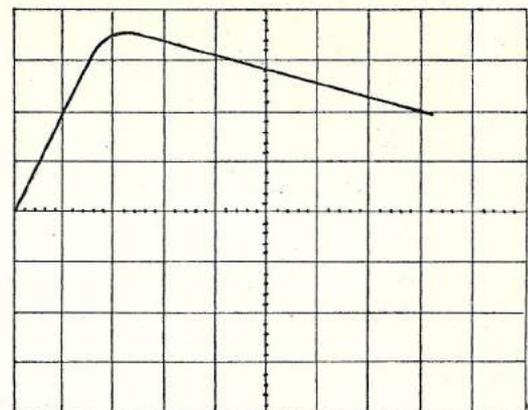
100 mv/Div.
1 Seg/Div.

2) Respuesta seccionada (hasta la estabilización)



100 mv/Div.
0.5 Seg/Div

3) Respuesta seccionada (hasta la segunda oscilación)



100 mv/Div
0.5 Seg/Div

4) Respuesta seccionada (entre la primera y segunda oscilación).

FIG. 4.4 SECUENCIA INTERPRETATIVA DE LA RESPUESTA A UN ESCALON DE VELOCIDAD.

ESTATISMO PERMANENTE.- Es la caída de velocidad que experimenta la turbina a medida que se incrementa la carga, por lo tanto :

$$\text{Est} = \frac{N(\text{vacío}) - N(\text{carga})}{N_0} \times 100$$

donde :

Est = Estatismo permanente

N(vacío) = Velocidad en vacío

N(carga) = Velocidad con carga

N_0 = Velocidad nominal

PROCEDIMIENTO :

Estando la unidad sincronizada a la red se programa rechazos de carga de la capacidad nominal de la Unidad.

En estas condiciones y con el valor estable de potencia nominal de la máquina se coordina acciones para tomar lecturas de velocidad, frecuencia y posición de la válvula reguladora #1, antes, durante y posterior al rechazo (Tabla XIV).

El rechazo de carga se efectúa operando el interruptor de la máquina para botar carga del

DESCRIPCION	MODALIDAD	UNIDADES	RECHAZOS DE CARGA
Carga	Nominal	MW	73
Velocidad de turbina	antes durante después	rpm	3642 3876 3798
Apertura de válvulas #1 de regulación	antes durante después	mm	47 00 3.5 → 3.0
Tiempo de respuesta (t_r)	durante	seg	1.10
Tiempo de estabilización (t_s)	durante	seg	12

TABLA XIV RESULTADOS DE LA RESPUESTA A UN ESCALON DE CARGA

generador (desconexión de la red eléctrica). Por lo tanto, la turbina tratará de embalsarse hasta que se produzca la acción del regulador de velocidad, cuya respuesta quedará grabada en el papel registrador del oscilógrafo (véase Fig. 4.5).

Para efecto de la prueba usaremos los siguientes instrumentos :

- 1) Un tacómetro propio de la Unidad
- 2) Oscilógrafo con una velocidad del papel de 20 cm/seg.
- 3) Un frecuencímetro con una escala de 55 a 65 Hz y una precisión de 0.5 Hz

RESULTADOS :

En la Tabla XIV, hemos registrado ciertos datos de la prueba, así como algunos resultados obtenidos de la gráfica 4.5, por lo tanto basándonos en ellos podemos obtener :

$$\text{Est} = \frac{3798 - 3642}{3600} \times 100$$

$$\text{Est} = 4.33$$

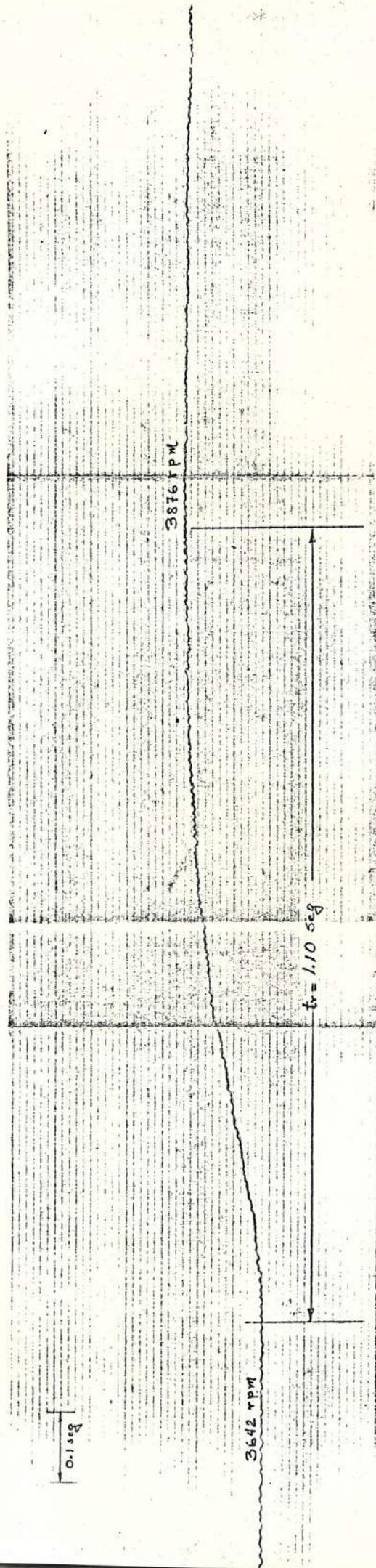


FIG. 4.5 RESPUESTA A UN ESCALON DE CARGA DE 100%

De los índices obtenidos se desprende que el valor de estatismo se encuentra dentro del rango aceptable para este tipo de sistemas de regulación y de los tiempos de respuesta y estabilización se desprende que el sistema tiene buena rapidez y una aceptable estabilidad a escalones de carga.

CAPITULO V

ANALISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se van a realizar comparaciones, entre las respuestas teórica y real del sistema, ante una misma señal escalón unitaria. Para ello nos vamos a basar en los índices de funcionamiento encontrados en los capítulos anteriores (comportamiento teórico y real del sistema).

Finalmente como resultado de esta comparación se podrá evaluar la aproximación y validez del modelo matemático encontrado.

5.1 COMPARACION ENTRE EL COMPORTAMIENTO TEORICO Y REAL

Basándonos en los resultados de anteriores capítulos donde se obtuvieron los índices de funcionamiento (para respuestas teórica y real respectivamente) se puede obtener la Tabla XV, donde se muestran índices tales como : razón de amortiguamiento, sobrenivel, tiempo de respuesta, etc.

De los resultados en esta tabla, así como de los gráficos de las respuestas podemos indicar que :

- ambas se ajustan a la forma de una respuesta de

DESCRIPCION	RESPUESTA TEORICA	RESPUESTA REAL
Razón de amortiguamiento (ξ)	0.56	0.36
Sobrenivel (%)	5.5	2.2
Tiempo de respuesta (seg)	2.0	1.3
Tiempo pico (seg)	2.5	1.8
Tiempo de estabilización en banda del 2% (seg)	3.8	8.3

TABLA XV COMPARACION DE RESULTADOS

segundo orden subamortiguado.

- La respuesta teórica tiene una mayor razón de amortiguamiento, menor sobrenivel y menor tiempo de respuesta.

Por lo tanto, como conclusión puede decirse que la respuesta teórica es más lenta en responder, pero menos oscilatoria. Sin embargo, ella conserva la forma general y se asemeja lo suficiente en las características fundamentales a la respuesta real; tanto que este modelo matemático puede ser considerado para estudios prácticos y sencillos de estabilidad del sistema de regulación de velocidad, para cuyo efecto debe considerarse un apropiado factor de seguridad.

Este punto ya fue tratado en el Capítulo III, donde se demostró por medio del diagrama de Bode que el modelo para este caso particular era estable con un margen de fase de 56° ; lo cual es un buen factor de seguridad pues se encuentra por encima del valor recomendado (40°) y nos confirma el criterio de estabilidad y validez del modelo matemático encontrado.

Adicionalmente puede indicarse que las pequeñas diferencias entre ambas respuestas se justifican por los

principios establecidos para el análisis de las ecuaciones tales como :

- Uso de ecuaciones linealizadas
- Simplificación de las ecuaciones aplicadas

Todo lo cual deja fuera del análisis efectos como : inercia de los componentes, compresibilidad y características de flujo no lineal, fricción y otros más complejos pero no tan importantes.

Para finalizar, en el Capítulo IV se efectuó un análisis del comportamiento real a escalones unitarios de carga, cuyo resultado se observa en la Figura 4.5 respuesta a un rechazo de carga unitario el que comparativamente con la respuesta a un escalón unitario de velocidad (Fig. 4.4) nos muestra que el sistema real es menos oscilatorio cuando se encuentra con carga que cuando está en vacío.

Sin embargo, el análisis bajo esta condición de carga no fue considerado en el Capítulo III, porque el objetivo principal de este trabajo fue el análisis del sistema de regulación sin carga.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como resultado del análisis teórico-práctico, realizado al sistema de regulación de velocidad de una turbina a vapor podemos indicar lo siguiente :

1. Se obtuvo un modelo matemático simplificado pero que contiene los parámetros principales del sistema, de tal forma que puede usarse fácilmente como un medio de control del sistema de regulación de velocidad.
2. Se comprobó la validez del modelo por medio del método de comparación de resultados (entre las respuestas teórica y real); obteniéndose aproximaciones cercanas en cuanto al tiempo de respuesta y tiempo pico; mas no en sobrenivel y tiempo de estabilización.
3. Se logró demostrar la estabilidad del modelo mediante el método de respuesta a la frecuencia, logrando un margen de fase mayor a los valores recomendados para este tipo de control.
4. Otro punto importante de destacar, es la diferencia de comportamiento obtenido entre los resultados de las respuestas reales en vacío y con carga, ya que la curva con carga se presenta más amortiguada, con menor

sobrenivel y mayor tiempo de estabilización.

5. Obtención de las características estáticas y dinámicas que definen completamente el sistema de regulación en cuanto a su exactitud, estabilidad y sensibilidad respectivamente.
6. Por último también se obtuvo el estatismo (speed drop) del sistema, que representa la caída de velocidad de la turbina a incrementos súbitos de carga.

En definitiva puede concluirse indicando que el método establecido es muy útil para analizar la estabilidad del sistema en vacío. Así como la variación misma de cada uno de los parámetros principales del lazo de control.

Igualmente puede recomendarse para futuros trabajos realizar el análisis matemático con carga, para cuyo efecto deberá encontrarse un nuevo modelo matemático a partir del diagrama final de bloques (Fig. 3.5, capítulo III) bajo la hipótesis de escalones unitario de carga y variaciones de velocidad constante.

Además el estudio sirve como base para encontrar el modelo matemático del sistema eléctrico (carga) en un turbogenerador de las características indicadas, tema que es importante para un Ingeniero Eléctrico.

BIBLIOGRAFIA

1. Harrison y Bollinger, Controles automáticos (2da. edición; México : Trillas, 1974), capítulos 2,6,7,8,9, 11 y 14.
2. Katsuhiko Ogata, Ingeniería de control moderna (Madrid : Dossat, 1974), capítulos 4 y 6.
3. Richard C. Dorf, Sistemas automáticos de control (México : Fondo Educativo Interamericano, 1977) capítulos 4 y 7.
4. J. V. Uspensky, Theory of equations (New York : McGraw-Hill, 1948), pp. 40-75.
5. M. A. Eggenberger, Turbine control systems engineer, "A simplified analysis of the no-load stability of mechanical-Hydraulic speed control systems for steam turbines" (New York : ASME Publication paper 60-WA-34, 1960), pp. 1-12.
6. X. Hidalgo, "Análisis teórico experimental del control de nivel de una caldera" (Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1983).

7. Operation and maintenance manual, Volume 2 Steam turbine equipment (Nagasaki : Mitsubishi Heavy Industries, Noviembre 1977).

8. Planos del sistema de control de velocidad para turbina a vapor (Nagasaki : Mitsubishi Heavy Industries, Noviembre 1977).