



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"ANALISIS TEORICO EXPERIMENTAL DEL SISTEMA DE CONTROL  
DE NIVEL DE UNA CALDERA".

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

REALIZADA POR:

JORGE XAVIER HIDALGO SUAREZ

GUAYAQUIL - ECUADOR

1983

A G R A D E C I M I E N T O

---

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

DEDICATORIA

---

A MIS PADRES

*Eduardo Orces Pareja*

---


ING. EDUARDO ORCES PAREJA  
DIRECTOR DE TESIS

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 -  
1a ESPOL).

  
-----  
JORGE XAVIER HIDALGO SUAREZ

## R E S U M E N

Esta tesis comienza con los fundamentos teóricos del control automático y su terminología a aplicarse en el análisis del sistema de control de nivel de una caldera. Luego sigue con la descripción de los sistemas y circuitos principales del generador de vapor, haciendo énfasis en la aplicación que tiene la instrumentación en dichos sistemas. Continúa con la descripción de los principios de funcionamiento de los elementos del sistema de control de la caldera como son estos los transmisores, relevadores, selectores y elementos finales de control.

Luego de esta exposición general se particulariza el estudio en el análisis del sistema de control de nivel del domo de la caldera considerándolo aislado de los sistemas de control de presión y temperatura. Se encuentra el modelo matemático utilizando ecuaciones diferenciales. Este modelo se lo prueba con cambios de carga para observar su respuesta y compararlo con el sistema real en operación. Se aplica también la técnica de respuesta a la frecuencia para el análisis de estabilidad. Termina el estudio con el análisis de los resultados obtenidos y las conclusiones y recomendaciones.

## ÍNDICE GENERAL

	<u>PAG</u>
RESUMEN -----	VI
INDICE GENERAL -----	VII
INDICE DE FIGURAS -----	X
INDICE DE TABLAS -----	XVIII
INTRODUCCION -----	19
CAPITULO I	
FUNDAMENTOS DE CONTROL -----	21
1.1. GENERALIDADES -----	21
1.2. CARACTERISTICAS Y MODOS DE CONTROL -----	38
1.3. CRITERIOS DE LA CALIDAD DEL CONTROL -----	75
1.4. ANALISIS DE RESPUESTA A LA FRECUENCIA-----	80
CAPITULO II	
DESCRIPCION DE LA PLANTA -----	87
2.1. GENERALIDADES -----	87
2.2. DIAGRAMAS DE FLUJO PRINCIPALES -----	89
2.2.1. Sistema de control de condensado--	91
2.2.2. Diagrama de flujo de combustible--	97
2.2.3. Diagrama de flujo de aire y gases-	101
2.3. LA CALDERA -----	103
2.4. SISTEMA DE CONTROL DE LA CALDERA -----	105
2.4.1. Control maestro de presión de vapor	106

2.4.2. Control de temperatura de vapor-----	109
2.4.3. Control de nivel del domo-----	111

## CAPITULO III

ELEMENTOS DE CONTROL DE LA CALDERA -----	113
3.1. TRANSMISORES -----	113
3.1.1. Transmisor de presión -----	116
3.1.2. Transmisor de flujo de combustible-----	121
3.1.3. Transmisor de flujo de vapor -----	125
3.1.4. Transmisor de nivel del domo-----	132
3.1.5. Transmisor de flujo de agua -----	142
3.1.6. Transmisor de flujo de aire -----	145
3.2. RELEVADORES -----	145
3.2.1. Generador de función -----	163
3.3. SELECTORAS -----	166
3.4. ELEMENTOS FINALES DE CONTROL -----	171
3.4.1. Válvulas de control -----	172
3.4.2. Compuertas de control -----	179

## CAPITULO IV

MODELO MATEMATICO DEL CONTROL DE NIVEL DE LA CAL- DERA -----	183
4.1. EL DOMO DE LA CALDERA -----	183
4.2. EL CONTROLADOR -----	190
4.3. LA VALVULA DE CONTROL -----	192
4.4. MODELO DEL SISTEMA DE CONTROL COMPLETO -----	196

4.4.1. El comportamiento transiente del modelo	200
4.5. OBTENCION DE CURVAS DE COMPORTAMIENTO -----	209
4.5.1. Caracterizando el modelo -----	209
4.5.2. Retornando al sistema real -----	211
4.5.3. Curvas de respuesta a la frecuencia----	230
CAPITULO V	
OPTIMIZACION DE PARAMETROS DEL CONTROLADOR -----	266
5.1. METODOS DE AJUSTE DE CONTROLADORES -----	266
5.1.1. Método de prueba sistemático -----	267
5.1.2. Método de sensibilidad última -----	279
5.1.3. Método de la curva de reacción -----	281
5.2. AJUSTE PRELIMINAR Y FINAL DE LOS CONTROLADORES	286
CAPITULO VI	
ANALISIS DE LOS RESULTADOS -----	295
6.1. COMPARACION ENTRE EL COMPORTAMIENTO TEORICO Y EXPERIMENTAL DEL CONTROL DE NIVEL DE LA CALDE- RA -----	295
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES -----	301
APENDICE -----	307
BIBLIOGRAFIA -----	313

## INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>PAG</u>
1.1.	CAPACITANCIA -----	24
1.2.	CONSTANTE DE TIEMPO -----	27
1.3.	CONTROL MANUAL -----	30
1.4.	ELEMENTOS DE CONTROL AUTOMATICO -----	32
1.5.	SISTEMA NEUMATICO TIPICO DE CONTROL AU TOMATICO -----	35
1.6.	DIAGRAMA DE BLOQUES DE LAS FUNCIONES BA SICAS DE CONTROL -----	35
1.7.	CONTROLADOR AUTO-OPERADOR -----	40
1.8.	CONTROLADOR OPERADO POR RELEVADOR -----	40
1.9.	SISTEMA DE CONTROL DE DOS POSICIONES---	46
1.10.	COMPORTAMIENTO MODO PROPORCIONAL-----	48
1.11.	BANDA PROPORCIONAL -----	50
1.12.	COMPORTAMIENTO DEL MODO PROPORCIONAL --	52
1.13.	COMPORTAMIENTO DEL MODO INTEGRAL -----	56
1.14.	COMPORTAMIENTO DEL MODO PROPORCIONAL---	58
1.15.	RESPUESTA A UN CAMBIO DE CARGA DEL MODO P + I-----	59
1.16.	CONCEPTO DE REPETICIONES POR MINUTO ---	62
1.17.	COMPORTAMIENTO DEL MODO P + D -----	64

<u>Nº</u>		<u>PAG</u>
1.18.	TIEMPO DERIVATIVO -----	67
1.19.	COMPORTAMIENTO DEL MODO P + I + D -----	69
1.20.	PERTURBACION ESCALON -----	72
1.21.	RESPUESTA PROPORCIONAL -----	72
1.22.	RESPUESTA INTEGRAL -----	73
1.23.	RESPUESTA P + I -----	73
1.124.	RESPUESTA P + I + D -----	74
1.25.	AREA MINIMA -----	74
1.26.	DISTURBIO MINIMO -----	79
1.27.	AMPLITUD MINIMA -----	79
1.28.	CARACTERIZACION DE UNA CURVA -----	79
1.29.	RESPUESTA A LA FRECUENCIA -----	81
1.30.	DIAGRAMA DE NYQUIST.-----	84
1.31.	MARGENES DE GANANCIA Y FASE EN EL DIAGRAMA DE BODE -----	85
2.1.	CICLO DE AGUA VAPOR -----	90
2.2.	CICLO REAL AGUA VAPOR -----	92
2.3.	SISTEMA DE CONTROL DE CONDENSADO -----	93
2.4.	CONTROLADORES DE NIVEL: a. DESAERADOR y b. CONDENSADOR -----	96
2.5.	PUNTOS DE AJUSTE PARA CONTROLAR EL NIVEL _ DEL DESAERADOR -----	98
2.6.	DIAGRAMA DE FLUJO DE COMBUSTIBLE -----	100
2.7.	DIAGRAMA DE FLUJO DE AIRE Y GASES-----	102
2.8.	DIAGRAMA DE LA CALDERA -----	104

2.9.	SISTEMA DE CONTROL DE PRESION DE VAPOR-----	107
2.10.	SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURA VAPOR----	110
2.11.	SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DEL DOMO-----	112
3.1.	SISTEMA TOBERA OBSTURADOR -----	115
3.2.	RESPUESTA DEL SISTEMA TOBERA OBSTURADOR----	115
3.3.	AMPLIFICADOR DE DOS ETAPAS -----	115
3.4.	TRANSMISOR DE PRESION DE VAPOR -----	118
3.5.	VALVULA DE ADMISION ESCAPE DE LA UNIDAD RE FORZADORA -----	120
3.6.	TRANSMISOR DE FLUJO DE COMBUSTIBLE -----	122
3.7.	UNIDAD TRANSMISORA DEL MEDIDOR DE COMBUSTI- BLE -----	124
3.8.	MECANISMO DE MEDICION DEL MEDIDOR DE FLUJO DE VAPOR -----	126
3.9.	EXTRACTOR DE RAIZ CUADRADA -----	128
3.10.	ESQUEMA DEL EXTRACTOR DE RAIZ CUADRADA ----	131
3.11.	COLUMNAS DE AGUA DEL MEDIDOR DE NIVEL ----	133
3.12.	CAMPANA DE PRESION DIFERENCIAL DEL MEDIDOR DE NIVEL -----	139
3.13.	CAJA DE INDICACION -----	140
3.14.	CAMPANA DE PRESION DIFERENCIAL DEL MEDIDOR DE FLUJO DE AGUA -----	144
3.15.	MECANISMO DE TRANSMISION DEL MEDIDOR DE FLU JO -----	144
3.16.	TRANSMISOR DE FLUJO DE AIRE -----	146
3.17.	FUNCION BASICA DE UN CONTROLADOR -----	148

## XIII

<u>Nº</u>		<u>PAG</u>
3.18.	ESQUEMA DE CONTROLADOR -----	149
3.19.	ARREGLO PARA ACCION DE CONTROL INTEGRAL---	153
3.20.	ARREGLO PARA ACCION DE CONTROL DERIVATIVO-	155
3.21.	ARREGLO PARA ACCION DE CONTROL FLOTANTE---	157
3.22.	ESQUEMA DE AJUSTE DE GANANCIA-----	159
3.23.	RELEVADOR REFORZADOR -----	161
3.24.	ESQUEMA DEL GENERADOR DE FUNCION -----	164
3.25.	SELECTORA CON PUNTO DE CONTROL AJUSTABLE--	167
3.26.	SELECTORA CON RETROENLACE AJUSTABLE-----	169
3.27.	SELECTORA SIMPLE -----	170
3.28.	ESQUEMA DE VALVULA DE CONTROL-----	173
3.29.	DETALLE DE VALVULA DE CONTROL-----	174
3.30.	DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DEL POSICIONADOR	176
3.31.	ESQUEMA DEL POSICIONADOR Y VALVULA.-----	178
3.32.	SERVOMOTOR -----	187
4.1.	CURVA DE NIVEL DEL DOMO-----	185
4.2.	DIAGRAMA DE BLOQUE DEL DOMO DE LA CALDERA-	189
4.3.	DIAGRAMA DE BLOQUE DEL CONTROLADOR-----	191
4.4.	ESQUEMA BASICO DE VALVULA DE CONTROL-----	193
4.5.	CARACTERISTICA DE LA VALVULA DE CONTROL DE AGUA-----	194
4.6.	DIAGRAMA DE BLOQUE DE LA VALVULA DE CONTROL	195
4.7.	DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DEL DOMO -----	197
4.8.	DIAGRAMA DEL BLOQUE DEL SISTEMA DE CONTROL CON PARAMETROS -----	202

4.9.	a.CAMBIO PASO; b. DERIVADA DEL CAMBIO PASO---	204
4.10.	PERTURBACION EN UN TIEMPO $\Delta t$ .-----	206
4.11.	PERTURBACION EN UN TIEMPO $\Delta t/2$ .-----	206
4.12.	CURVA DE RESPUESTA TEORICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm., EN EL PUNTO DE AJUSTE (K=1%/mm.;I=1.1 R.P.M.)-----	219
4.13.	CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAMBIO DE 20 mm., EN EL PUNTO DE AJUSTE (K=1%/mm.;I= 1.1 R.P.M.)-----	220
4.14.	CURVA DE RESPUESTA TEORICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm., EN EL PUNTO DE AJUSTE (K=1%/mm.;I=1.2 R.P.M.)-----	221
4.15.	CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE (K=1%/mm.;I= 1.2 R.P.M.)-----	222
4.16.	CURVA DE RESPUESTA TEORICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm., EN EL PUNTO DE AJUSTE (K=0.8%/mm.;I = 1.1 R.P.M.)-----	223
4.17.	CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAM BIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE (K=0.8%/mm. I = 1.1 R.P.M.)-----	224
4.18.	CURVA DE RESPUESTA TEORICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm., EN EL PUNTO DE AJUSTE (K=1.2%/mm.; I= 1.1 R.P.M)-----	226
4.19.	CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAM BIO DE 20 mm., EN EL PUNTO DE AJUSTE (K=1.2%/ mm.;I=1.1 R.P.M.)-----	228

4.20	CURVA DE RESPUESTA TEORICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm., EN EL PUNTO DE AJUSTE ( $K=1\%/mm.$ ; $I =$ $0.8$ R.P.M)-----	228
4.21.	CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAM BIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE ( $K=1\%/mm.$ $I = 0.8$ R.P.M.)-----	229
4.22.	DIAGRAMA DE BLOQUE DEL MODELO -----	232
4.23.	DIAGRAMA DEL MODELO EN EL DOMINIO S.-----	233
4.24.	DIAGRAMA DEL MODELO EN EL DOMINIO-----	234
4.25.	DIAGRAMA DEL MODELO EN CAMBIO PORCENTUALES--	236
4.26.	DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD, CI CLO ABIERTO ( $K=1\%/mm.$ ; $I=1.1$ R.P.M.)-----	238
4.27.	DIAGRAMA DE BODE DE BODE DE ANGULO DE FASE, CICLO ABIERTO ( $K=1\%/mm.$ ; $I=1.1$ R.P.M.)-----	239
4.28.	DIAGRAMA DE NICHOLS ( $K=1\%/mm.$ ; $I=1.1$ R.P.M.)-	243
4.29.	DIAGRAMA DE BODE CICLO CERRADO ( $K=1\%/mm.$ ; $I =$ $1.1$ R.P.M.)-----	244
4.30.	DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD CI CLO ABIERTO ( $K=1\%/mm.$ ; $I = 1.2$ R.P.M)-----	248
4.31.	DIAGRAMA DE BODE DE ANGULO DE FASE, CICLO - ABIERTO ( $K=1\%/mm.$ ; $I = 1.2$ R.P.M.)-----	249
4.32.	DIAGRAMA DE NICHOLS ( $K= 1\%/mm.$ ; $I=1.2$ R.P.M)--	250
4.33.	DIAGRAMA DE BODE CICLO CERRADO ( $K=1\%/mm.$ ; $I=$ $1.2$ R.P.M)-----	251

<u>Nº</u>		<u>PAG</u>
4.34.	DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD, CICLO ABIERTO ( $K=0.8\%/mm.$ ; $I=1.1$ R.P.M.)--	252
4.35.	DIAGRAMA DE BODE DE ANGULO DE FASE CICLO ABIERTO ( $K= 0.8 \%/mm.$ ; $I = 1.1$ R.P.M)-----	253
4.36.	DIAGRAMA DE NICHOLS ( $K=0.8\%/mm.$ ; $I=1.1$ R. P.M.)-----	254
4.37.	DIAGRAMA DE BODE CICLO CERRADO ( $K=0.8\%/mm.$ ; $I= 1.1$ R.P.M)-----	255
4.38.	DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD Y ANGULO DE FASE, CICLO ABIERTO ( $K=1.2\%mm.$ $I = 1.1$ R.P.M.)-----	256
4.39.	DIAGRAMA DE NICHOLS ( $K=1.2\%/mm$ ; $I=1.1$ R.P.M.	257
4.40.	DIAGRAMA DE BODE CICLO CERRADO ( $K= 1.2\%/mm.$ $I = 1.1$ R.P.M.)-----	258
4.41.	DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD Y ANGULO DE FASE, CICLO ABIERTO ( $K=1 \%/mm.$ ; - $I = 0.8$ R.P.M.)-----	259
4.42.	DIAGRAMA DE NICHOLS ( $K=1\%/mm$ ; $I = 0.8$ R.P.M	260
4.43.	DIAGRAMA DE BODE CICLO CERRADO ( $K=1\%/mm$ ; - $I = 0.8$ R.P.M.)-----	261
4.44.	DIAGRAMA DE NYQUIST: a. $K = 1\%/mm.$ $I = 1.1$ R.P.M.- b. $K = 1\%/mm.$ $I = 0.8$ R.P.M.-----	262
4.45.	DIAGRAMA DE NYQUIST: a. $K = 0.8 \%/mm.$ $I=1.1$ R.P.M.- b. $K = 1.2\%/mm.$ $I = 1.1$ R.P.M.-----	263

4.46.	DIAGRAMA DE NYQUIST:	
	a. $K = 1\%/mm.$ $I = 4$ R.P.M.-	
	b. $K = 2.3\%/mm.$ $I = 0.25$ R.P.M.-----	264
4.47.	RESPUESTA DEL NIVEL DEL DOMO VARIANDO LA <u>RA</u> ZON INTEGRAL -----	265
5.1.	CAMBIOS DE CARGAS SISTEMATICAS -----	269
5.2.	AJUSTE DE CONTROLADOR PROPORCIONAL -----	271
5.3.	AJUSTE DE CONTROLADOR P + I-----	272
5.4.	AJUSTE DE CONTROLADOR P + D -----	273
5.5.	MÉTODO DE CURVA DE REACCION -----	283
5.6.	VARIACION DE FLUJO DE AGUA (AJUSTE PRELIMINAR)	288
5.7.	RESPUESTA OSCILATORIA -----	291
5.8.	VARIACION DE FLUJO DE AGUA (PRUEBAS 1 AL 6)---	293
5.9.	VARIACION DE FLUJO DE AGUA (PRUEBA 7)-----	294

## INDICE DE TABLAS

---

<u>Nº</u>		<u>PAG</u>
3.1.	VALORES DE CALIBRACION DEL MEDIDOR DE NIVEL DEL DOMO-----	137
3.2.	CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LAS VALVULAS DE CONTROL -----	179
4.1.	VALORES DE ANGULO DE FASE PARA EL RETARDO - DE 10 SEG.-----	241
4.2.	VALORES PARA GRAFICACION DE CURVA DE NICHOLS	242
4.3.	VALORES PARA GRAFICACION DE RESPUESTA DE CICLO CERRADO -----	245
5.1.	DATOS DE PRUEBA DE AJUSTE DEL CONTROLADOR - DE NIVEL CON EL METODO DE SENSIBILIDAD ULTI MA -----	290
6.1.	PARAMETROS DE CURVAS TEORICAS-----	295
6.2.	PARAMETROS DE CURVAS REALES-----	296
6.3.	COMPARACION DE RESPUESTAS -----	299
A.1.	SIMBOLOS EN LOS SISTEMAS DE CONTROL -----	308
A.2.	LETRAS PARA ELEMENTOS DE MEDICION-----	309
A.3.	SIMBOLOS DE SEÑALES DE PROCESO-----	310
A.4.	AJUSTE PRELIMINAR DEL SISTEMA DE CONTROL---	311
A.5.	SECUENCIA DE AJUSTE DEL SISTEMA-----	312

*Nº 3* *sim* / *sim* de *proceso*  
*Nº 4* *ajuste preliminar / sist. control*  
*Nº 5* *secuencia / ajuste / sist.*

## I N T R O D U C C I O N

El presente trabajo del análisis teórico experimental del sistema de control de nivel de una caldera tiene por objeto mostrar en forma general el uso y aplicación de los distintos sistemas de control utilizados en una caldera y sus sistemas auxiliares, en una central termoeléctrica.

Dentro de los sistemas de control automático existen los elementos llamados instrumentos, que son de diferentes clases, los cuales se los estudiarán los principios básicos - de su funcionamiento y de esta manera contribuir con el conocimiento y difusión de la instrumentación industrial comienza a desarrollarse en nuestro medio.

Una de las variables que son controladas en una caldera es el nivel del domo, el cual es necesario mantenerlo dentro de ciertos límites que constituye el rango de trabajo normal y evitar así que se produzcan disturbios que interrumpen la generación del vapor y por consiguiente el corte del servicio eléctrico.

Se hará un análisis teórico del sistema de control de nivel mediante la formulación de un modelo matemático. Este

modelo se lo prueba sometiéndolo a cambios de carga y observando su respuesta.

Mediante el método de respuesta a la frecuencia se estudia la estabilidad del sistema de control para los diferentes parámetros del controlador. Esto permite luego determinar los ajustes óptimos del mismo.

El sistema real se lo somete a pruebas de cambios de carga con diferentes valores de ganancia y razón integral y se grafican las curvas de respuestas reales. Mediante el método de sensibilidad última se determinan los valores de ganancia y razón integral para garantizar la estabilidad del sistema de control.

Finalmente se establece la comparación entre las curvas de respuestas teóricas y reales, siendo esta la comprobación final de la bondad del modelo matemático para el sistema de control.

## CAPITULO I

### FUNDAMENTOS DE CONTROL

#### 1.1. GENERALIDADES

En muchas formas el control automático es similar al Control Manual; sin embargo, el Controlador Automático no duplica necesariamente lo que el operador humano hace manualmente. El equipo automático da una atención continua y constante a la aplicación del control. Los controladores automáticos pueden calcular y registrar, pero no pueden razonar para nuevas condiciones ni prever más allá de los datos que contienen. Entonces hay diferencias básicas entre los Controles Humano y Automático.

El término proceso, en el concepto de Control Automático, significa la función y operaciones usadas en el tratamiento de material. La mayoría de los procesos funcionará bien y eficientemente únicamente - cuando los valores de ciertas variables del proceso sean mantenidas dentro de límites dados. Estas va

variables del Proceso cambiarán a menos que la energía (o material) de entrada sea igual al de salida. Entonces, la función fundamental del Control del proceso - es manejar la relación entrada/salida de energía (ó material) en tal forma de mantener las variables dentro de los límites deseados.

Un controlador Automático puede ser definido como un mecanismo que mide el valor de una variable del proceso y opera para limitar la desviación de esa variable de un valor deseado. Una variable del proceso - que es mantenida dentro de ciertos límites es llamada variable controlada. El controlador automático regula la variable controlada haciendo las correcciones a otra variable del proceso llamado variable manipulada.

Los procesos tienen la característica de demorar y retardar los cambios en los valores de las variables - del proceso. Estas características de los procesos - aumenta grandemente la dificultad de control.

Estas demoras y retardos se denominan retardos de tiempo del Proceso.

Los Retardos de Tiempo, en adición a la inercia, son

causados por tres propiedades del proceso: 1. Capacitancia. 2. Resistencia y 3. Tiempo de transportación ó tiempo muerto.

#### CAPACIDAD

Es la parte de un proceso que tiene la habilidad para almacenar energía (ó una cantidad de material). Esta propiedad de almacenar energía da a la capacidad la habilidad para retardar los cambios.

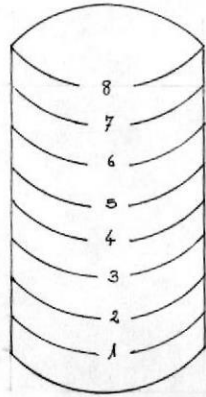
#### CAPACITANCIA

Es el cambio en la cantidad de energía contenida por Unidad de cambio de la variable de referencia.

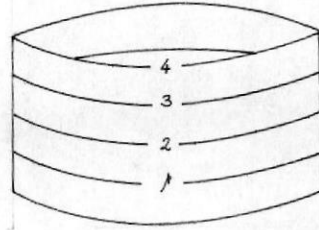
En la figura (1.1), siguiente se ilustra una comparación entre capacidad y capacitancia. En este ejemplo, las capacidades son iguales (128 pies cúbicos) pero las capacitancias no son iguales.

#### RESISTENCIA

Es la parte de un proceso que se opone a la transferencia de Energía (ó material) entre capacidades.



CAPACIDAD = 128 pie cúb.  
CAPACITANCIA =  $128/8=16$   
PIE CUB./PIE DE NIVEL.



CAPACIDAD = 128 pie cúb.  
CAPACITANCIA =  $128/4=32$   
PIE CUB./PIE DE NIVEL.

FIGURA N° 1.1. CAPACITANCIA

El efecto combinado de alimentar una capacidad a través de una resistencia produce retardos de tiempo en la transferencia de energía entre capacidades. Estos retardos de tiempo producidos por Resistencia-Capacidad (R-C) son a menudo llamados Retardos de Capacidad ó de transferencia.

#### TIEMPO DE TRANSPORTACION O TIEMPO MUERTO

Tiempo de transportación en el tiempo requerido para llevar un cambio de un punto a otro punto en el proceso.

Este retardo de tiempo no es propiamente un retardo sino un tiempo (tiempo-muerto) durante el cual no ocurre ningún cambio. La duración de este tiempo muerto depende de la velocidad a la cual el cambio es transportado y de la distancia a la cual es llevado.

El tiempo muerto es llamado también retardo de transportación ó retardo de Velocidad-Distancia.

#### CONSTANTE DE TIEMPO

Constante de tiempo (T) es el tiempo requerido para -

que la salida de un dispositivo con un retardo de primer orden alcance el 63.2 % de su valor final para un cambio de escalón en la entrada. (Fig. 1.2.a).

O sea que puede definirse como el tiempo que tarda la variable controlada de un proceso en alcanzar el 63.2 % de su variación completa a partir del instante en que se produce la acción de control. (Fig. 1.2.b.).

#### TIPOS DE DISTURBIOS DEL PROCESO

Analizando un proceso desde el Punto de vista de control automático, es necesario tener en consideración dos de los diversos tipos de disturbios del Proceso:

1. Disturbio en la alimentación.- Este disturbio es un cambio en la energía (ó material) de entrada a un proceso.

2. Disturbio de la demanda.- Este disturbio es un cambio en la energía (ó material) de salida de un proceso.

Estos disturbios son usualmente llamados cambios de carga en la alimentación y cambios de carga en la demanda, respectivamente. Hay diferencias importantes

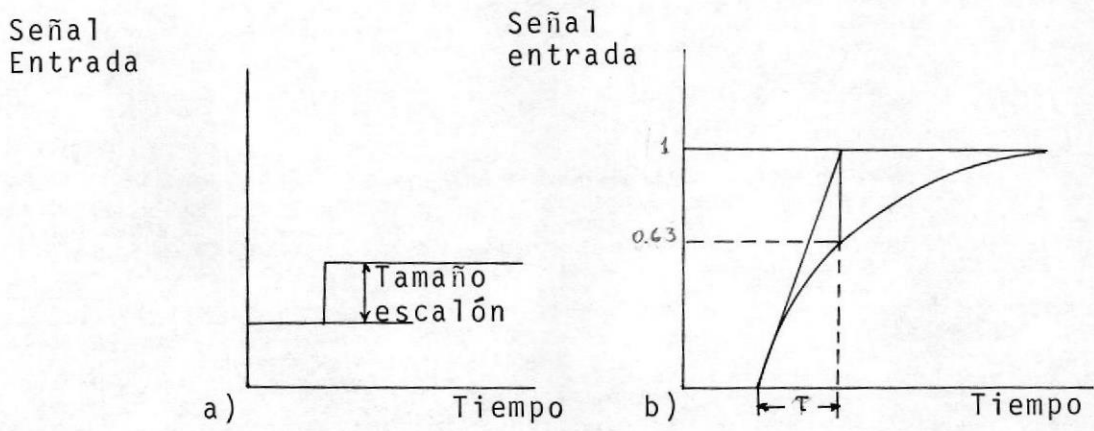


FIGURA 1.2. CONSTANTE DE TIEMPO

en la reacción de un proceso a estos dos tipos de cambios de carga.

#### CONTROL MANUAL

La figura (1.3), muestra el proceso de un intercambiador de calor bajo el control de un operador.

Las funciones del operador consiste en sentir la temperatura de salida del agua y accionar la válvula de vapor para mantener la temperatura del agua en el valor deseado. Si consideramos que el proceso se encuentra balanceado de tal manera que la temperatura de salida de agua está en el valor deseado ¿Qué pasará si aumenta el flujo de agua?

Debido a los retardos de tiempo del proceso, pasará algún tiempo antes de que el agua a más baja temperatura llegue a la mano derecha del operador.

Cuando el operador siente ésta caída de temperatura, deberá compararla con la temperatura que el desea, entonces, mentalmente calculará cuanto y en que dirección debe de reposicionar la válvula y entonces manualmente hará está corrección en la apertura de la válvula. Por supuesto, es requerido algún tiempo

para tomar éstas decisiones y corregir la posición de la válvula.

También es cierto que pasará algún tiempo antes de que el efecto de la corrección de la válvula en la temperatura del agua de salida pueda alcanzar la salida y ser sentida por el operador sabrá si su primera corrección fue muy pequeña o muy grande y hará una segunda corrección, la cual, después de un tiempo, causará otro cambio en la temperatura del agua de salida. Los resultados de ésta segunda corrección serán observados y se hará una tercera corrección, y así sucesivamente hasta llevar la temperatura al valor deseado.

Esta serie de acciones de medir, comparar, calcular y corregir se repetirán a través del operador y del proceso en una cadena cerrada de acciones, hasta que la temperatura del agua sea finalmente balanceada otra vez en el valor deseado por el operador.

Este tipo de control es llamado Control de Circuito cerrado. En concepto de circuito cerrado es fundamental para el entendimiento del control automático.

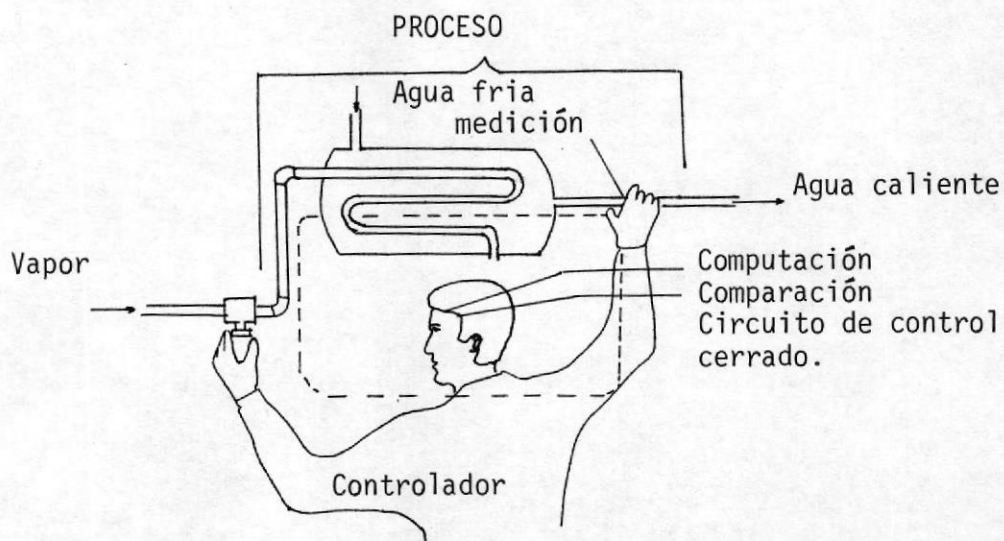


FIGURA N° 1.3.

Control Manual

## FUNCIONES BASICAS DE CONTROL

El proceso controlado de la figura 1.3, el operador MIDE la temperatura de salida, la COMPARA con el valor deseado, CALCULA cuánto abrir la válvula de vapor y hace la CORRECCION a la alimentación de vapor. Entonces, las cuatro funciones básicas efectuadas por el operador manual son:

1. MEDICION
2. COMPARACION
3. COMPUTACION
4. CORRECCION

Que son las mismas que deben realizar cualquier sistema de control automático.

## ELEMENTOS DE CONTROL AUTOMATICO

Los elementos de un sistema de control automático en su relación al control de circuito cerrado se muestran en la figura 1.4.

Una comparación entre la figura 1.4, y la del control manual muestra que los dos sistemas realizan las mismas funciones básicas y el mismo orden. Los elemen

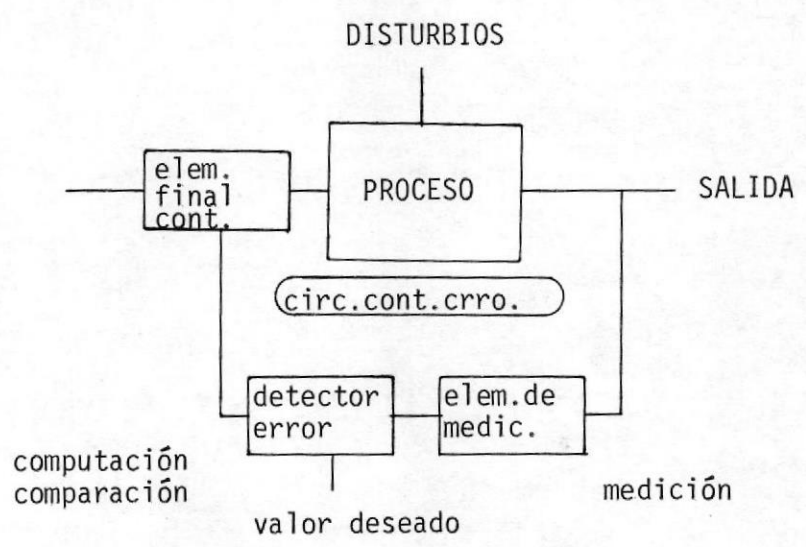


FIGURA Nº 1.4.  
ELEMENTOS DE CONTROL AUTOMATICO

tos de medición sienten y evalúan una variable de salida del proceso.

La función de comparación del valor medido de la variable de salida con el valor deseado es hecho por el detector de error, el cual produce una señal cuando existe una desviación entre los valores medido y deseado. Esta señal actuante es llamada señal de error, y tiene una cierta relación con la desviación y se la llama Función de Computación. Esta relación dependerá del Tipo de Controlador que se esté utilizando.

La función de corrección al proceso se hace mediante el elemento final de control, el cual es accionado por un Operador motorizado.

Entonces, un controlador automático es un dispositivo que toma una señal de la salida de un proceso y la retroalimentación a la entrada del proceso.

Por lo tanto, al Control de circuito cerrado se lo llama Control con retroalimentación.

## SISTEMA DE CONTROL TIPICO

La discusión teórica anterior puede aclararse considerando como son realizadas las funciones básicas - de control por un sistema de control automático real.

Como un ejemplo típico la figura 1.5., muestra esquemáticamente un sistema de control neumático aplicado a un intercambiador de calor. Las partes de este sistema de control, arregladas en forma de diagrama de bloque para ilustrar la función de control básica que realiza cada parte, se muestran en la figura 1.6.

1. Medios de Medición.- El sistema de medición del Controlador consta de tres partes.

a. Elemento Primario o (Bulbo del Termómetro).- Esta es la parte del sistema de medición que es sensible directamente a la variable controlada (Temperatura).

b. Elemento Receptor (Elemento de Presión de Bourdon)  
Esta parte del sistema evalúa la señal del elemento primario y la convierte en lecturas en escala y en actuación para el detector de error.

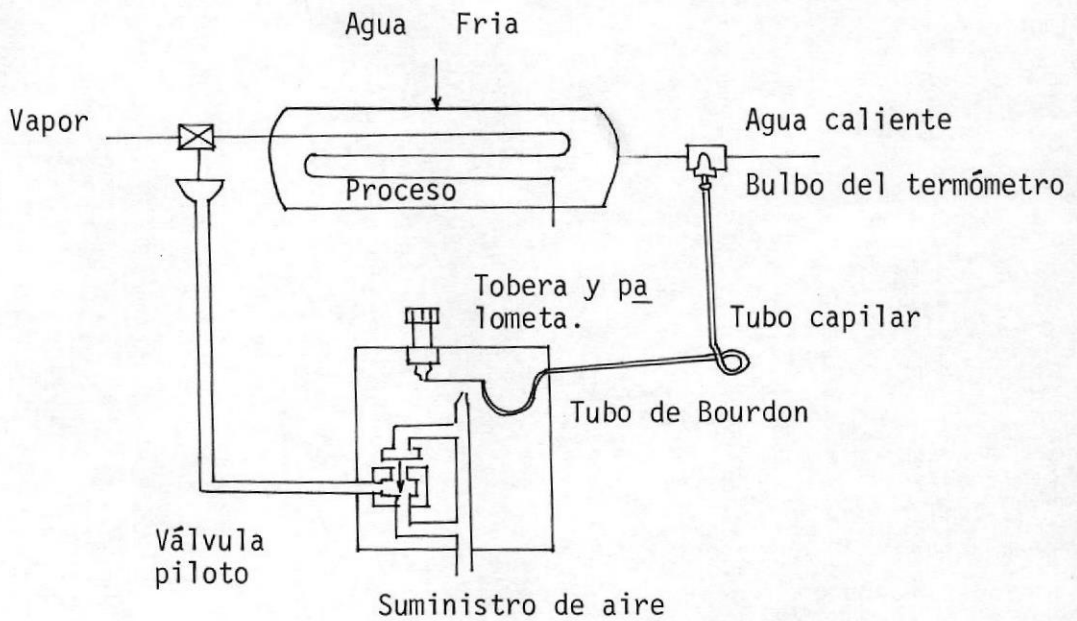


FIGURA 1.5. SISTEMA NEUMATICO TIPICO DE CONTROL AUTOMATICO

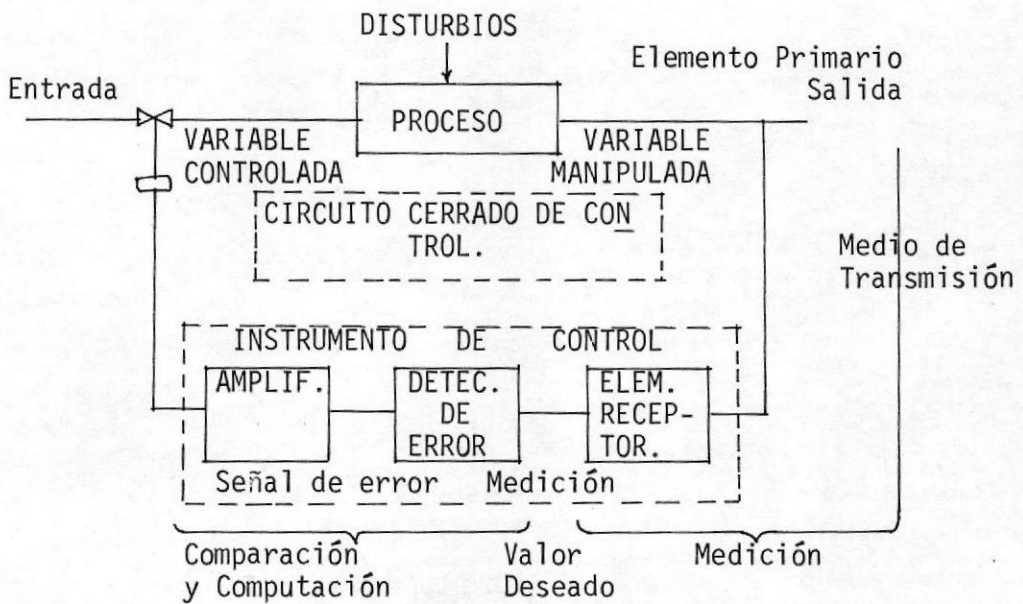


FIGURA 1.6. DIAGRAMA DE BLOQUES DE LAS FUNCIONES BASICAS DE CONTROL.

c. Medios de Transmisión (Tubo Capilar).- Esta parte del sistema lleva la señal del elemento primario al elemento Receptor.

2. Elementos del Detector de error (Detector desbalanceado, punto de suma o relevador primario). En la figura el detector de error consta de la Tobera y la Palometa.

El detector de error compara el valor medido de la variable controlada con el valor deseado y produce una señal de error cuando exista una desviación.

3. Amplificador.- Con el objeto de no restringir la sensibilidad o exactitud del sistema de medición, - un detector de error debe de tomar muy poca energía del sistema de medición. Para operar a la mayoría de los elementos finales de control, la señal de error debe de ser amplificada mucho en potencia. En consecuencia, la mayoría de los controladores automáticos contienen un amplificador de potencia que usa energía auxiliar para aumentar la fuerza de la señal de error.
4. Operador motorizado.- La señal de error debe de -

ser convertida en correcciones a la variable manipulada del proceso. En la mayoría de los sistemas de control, esto requiere alguna forma de operador o motor para operar al elemento final de control.

5. Elemento Final de Control.- El elemento final de control corrige el valor de la variable manipulada. En el sistema de control mostrado en las figuras anteriores es la válvula de control de vapor, la cual está en contacto directo con el agente de control (Vapor) y hace correcciones a la variable manipulada.

#### CLASIFICACION DE LOS CONTROLADORES AUTOMATICOS

##### 1. Controlador Auto-Operado

Es aquel sistema de control en que toda la energía para accionar el elemento final de control es obtenida del medio controlado del proceso, a través del elemento Primario y medios de Medición. (Figura 1.7).

##### 2. Controlador Operado por Relevador

Es aquel en el cual la energía transmitida a través del elemento primario es Suplementado o amplificado,

para accionar al elemento final de control, empleando una fuente auxiliar de energía (figura 1.8). Este tipo de Controlador puede contener:

- a. Un sistema de medición auto-operado y un sistema de control accionado por relevador.
- b. Un sistema de medición accionado por Relevador y un sistema de control Auto-operado.
- c. Un sistema de medición y un sistema de control ambos operados por relevadores.

## 1.2. CARACTERISTICAS Y MODOS DE CONTROL

### CARACTERISTICAS DE CONTROL AUTOMATICO

Hay un número de términos que es necesario definir ó describir, en el ejemplo anterior, además de otros - términos comunmente usados y que son:

#### VARIABLE CONTROLADA

Es la condición o cantidad que se mide y va a ser controlada.

En el ejemplo anterior, la temperatura del agua es la Variable controlada, muchos factores pueden afectar la variable controlada, en el caso anterior, la temperatura ambiente que rodea el calentador de agua, velocidad y presión del viento, temperatura y presión del vapor.

Aunque las perturbaciones, o cambios de carga son las más importantes, los otros no pueden despreciarse y pudieran por si mismo tener que controlarse.

#### MEDIO CONTROLADO

Es el proceso, energía o material en el cual una variable va a controlarse. La variable controlada es una condición o característica del Medio controlado. En el ejemplo anterior este Medio Controlado, obviamente es el agua caliente.

#### VARIABLE MANIPULADA

Es la cantidad o condición que es variada por el elemento final de control, de tal forma que afecte el valor de la variable controlada. El flujo de vapor es la Variable manipulada, en el ejemplo anterior.

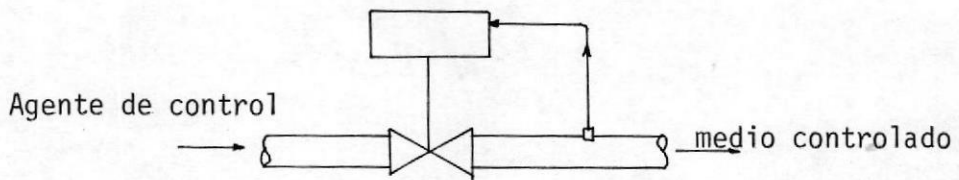


FIGURA 1.7. CONTROLADOR AUTO - OPERADO.

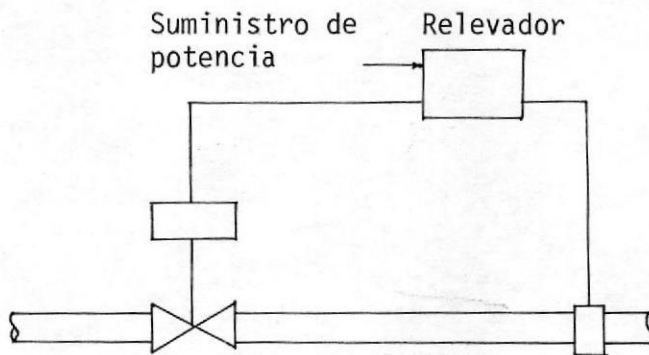


FIGURA 1.8. CONTROLADOR OPERADO POR RELEVADOR

#### AGENTE DE CONTROL

Es el proceso, energía o material del cual la variable manipulada es una condición o característica. El vapor es el Agente de Control, en el ejemplo del calentador de agua.

#### SEÑAL ACTUADORA

Es la diferencia entre la señal de referencia y una señal relacionada con la variable controlada, en un tiempo determinado.

#### DESVIACION

Es la diferencia entre el valor de la variable controlada en un momento dado y el valor de la variable controlada correspondiente al punto de ajuste (set-point).

#### DESVIACION ESTABLE

Es la diferencia permanente entre el punto de control y el valor de la variable controlada, correspondiente al punto de ajuste. Esta es una característica inherente al control de posición proporcional.

#### ACCION DE CORRECCION

Es la variación de la variable manipulada originada por el Sistema de Control.

#### CICLAJE

Variación periódica de la variable controlada.

#### SEÑAL DE REFERENCIA

Es la señal de entrada a un regulador automático.

#### PUNTO DE AJUSTE

Es la posición en que se coloca el mecanismo de control.

#### PUNTO DE CONTROL

Es el valor de la variable controlada, al cual opera el Control Automático para mantenerlo, bajo cualquier condición de ajuste fijado.

#### RETRO-ALIMENTACION PRIMARIA

Es una señal que está relacionada con la variable -

controlada y que se compara con la señal de referencia para obtener una señal actuante.

#### ESTADO ESTABLE

Es una condición de alguna variable tal como: velocidad, temperatura, presión estática, flujo, nivel, presión diferencial, etc., que es mantenida a un valor estable o constante, o a la que se le permite una variable lenta y uniforme con el tiempo.

#### ESTADO TRANSITORIO

Es una condición de la variable, cuyo cambio no es uniforme, o es errático, con el tiempo. Un estado transitorio generalmente implica una condición anormal o temporal.

#### MODOS DE CONTROL

En control manual cuando el operador siente que la temperatura está abajo del valor deseado puede mover la válvula de vapor de modos diferentes:

1. Abre la válvula totalmente.
2. Abre la válvula lentamente y a velocidad constante

te en tanto halla desviación de la variable con  
trolada.

3. Abre la válvula más cuando la desviación ocurre rápido.
4. Abre la válvula una cierta cantidad por cada -  
unidad de desviación.

El operador también puede usar otros métodos o com  
binaciones de ellos para manipular la válvula.

EL MODO DE CONTROL es la manera cómo el sistema de  
control hace correcciones relativas a la desviación.

Los instrumentos industriales de control modernos se  
construyen de tal forma que produzcan uno o una com  
binación de los siguientes Modos de Control:

1. Dos posiciones (On-Off).
2. Proporcional
3. Integral
4. Proporcional más integral
5. Proporcional más derivativo
6. Proporcional más integral más derivativo.

Cada modo de control tiene sus ventajas y limitaciones por lo tanto es importante entender perfectamente las características de cada uno.

#### MODO DE DOS POSICIONES (ON-OFF)

En este modo de control, el elemento final de control se mueve relativamente rápido de una o de dos posiciones fijas a la otra en un solo valor de la variable controlada. Puesto que éstas dos posiciones del elemento final de control son usualmente abierto y cerrado, éste modo es a menudo llamado Control On-Off.

En la figura 1.9, se muestra un ejemplo de un sistema de Control de dos posiciones típico.

Cuando la temperatura está en el valor del punto de ajuste (Set-Point) ó arriba, el contacto está cerrado y la válvula cierra; cuando la temperatura está abajo del punto de ajuste, el contacto está abierto y la válvula la abre.

En la figura 1.9.b, se indican las correcciones de la posición de la válvula al desviarse la temperatura arriba y abajo del punto de control.

Se observa que el control de dos posiciones no pue

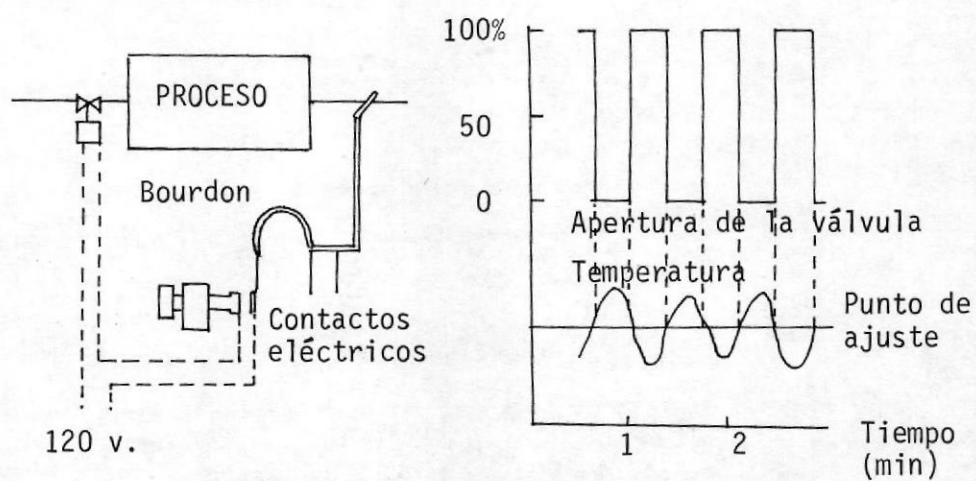


FIGURA N° 1.9.

SISTEMA DE CONTROL DE DOS POSICIONES

de hacer una corrección exacta; su corrección debe de ser mayor o menor que la exacta. Por lo -tanto, nunca se alcanza una condición estable de energía de entrada a salida, y la variable controlada continuará oscilando.

#### MODO PROPORCIONAL

En el modo proporcional hay una relación lineal -continúa entre el valor de la variable controlada y la posición del elemento final de control. En otras palabras, la válvula se mueve la misma cantidad para cada unidad de desviación.

La figura 1.10, muestra la relación entre la variable controlada y la posición de la válvula, característica del modo proporcional. Note que la posición de la válvula cambia en proporción exacta a la desviación. La figura también muestra -que el modo proporcional, responde únicamente a -la cantidad de desviación y es insensible a la razón o duración de la desviación. Note que a los 2 min. y a los 4 min., cuando la variable controlada fue regresada a su valor inicial, la válvula también regresó a su valor inicial; en otras palabras, no hubo corrección de la válvula sin desvia

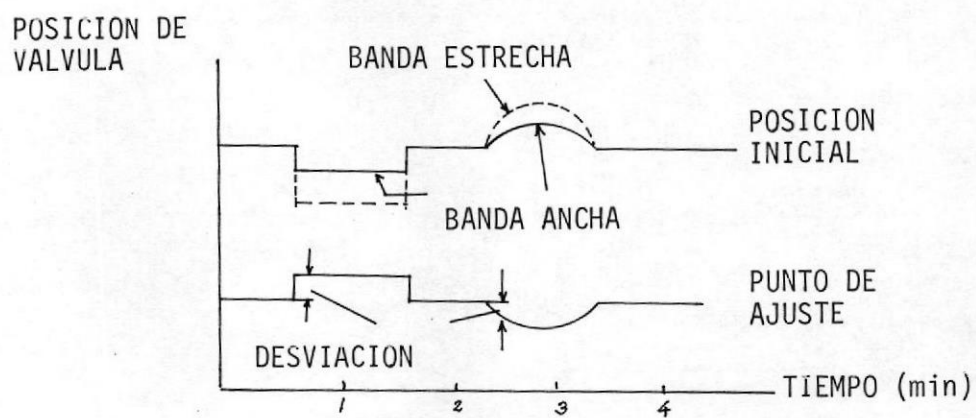


FIGURA N° 1.10  
COMPORTAMIENTO MODO PROPORCIONAL

ción.

#### BANDA PROPORCIONAL

Es el cambio en valor de la variable controlada que es necesario para provocar la carrera total del elemento final de control. O bien, es el rango de la variable controlada el cual corresponde al rango de operación completa del elemento final de control.

La banda proporcional de un instrumento es comunmente expresada como un porcentaje de su rango completo.

Por ejemplo, si el rango, completo del instrumento es de  $200^{\circ}\text{F}$  y toma un cambio de  $50^{\circ}\text{F}$  para provocar la carrera total de la válvula, la Banda proporcional es de  $50^{\circ}\text{F}$  o sea 25 %.

En los controladores prácticos, la Banda Proporcional puede cubrir desde menos de 1 % hasta más de 200 %.

La figura 1.11, ayuda a explicar el concepto de - por ciento de Banda proporcional. Note que las bandas proporcionales mayores de 100 % no pueden - causar una carrera total del elemento final de con

$$G = 100/\%BP$$

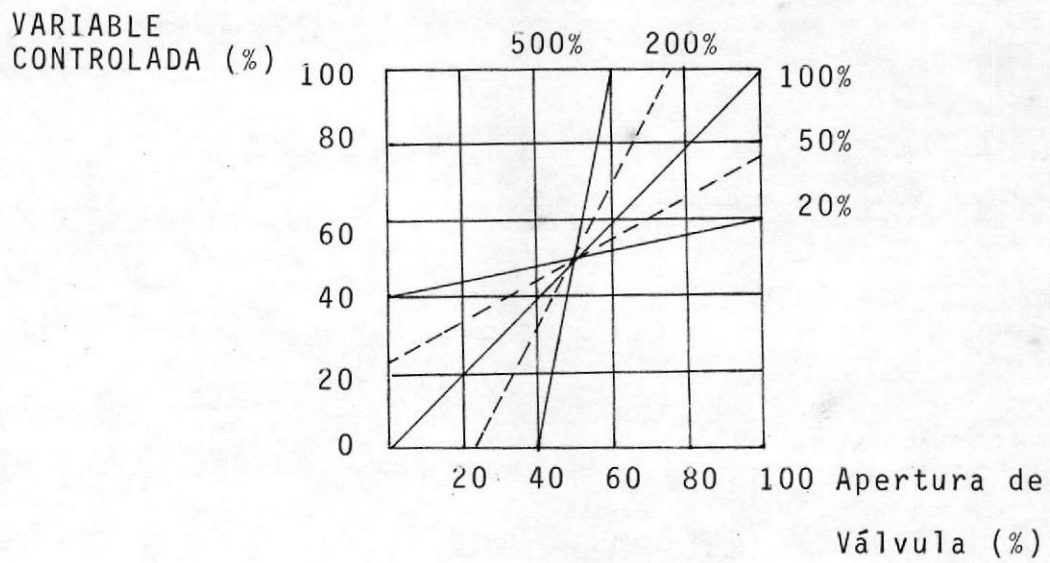


FIGURA N° 1.11

BANDA PROPORCIONAL

trol. Aún cuando se tenga un cambio de rango completo en la variable controlada.

#### GANANCIA

Otro concepto para expresar la proporcionalidad es la ganancia, o sensibilidad. Este término describe la relación entre la entrada y la salida de un dispositivo de Control, Matemáticamente, Ganancia y Sensibilidad son recíprocas a la Banda Proporcional. El ajuste de Proporcionalidad de algunos instrumentos de Control es calibrado en Ganancia ó sensibilidad en lugar de Banda Proporcional.

#### DESVIACION PERMANENTE

Es fundamental que cualquier cambio en la carga del proceso requiera una nueva posición del elemento final de control para corregir. Pero como se muestra en la figura, el modo proporcional requiere un cambio en la desviación para producir la nueva posición del elemento final de control.

En la figura 1.12, se muestra la gráfica de la carga, temperatura y posición de la válvula para el proceso del intercambiador de calor anterior bajo

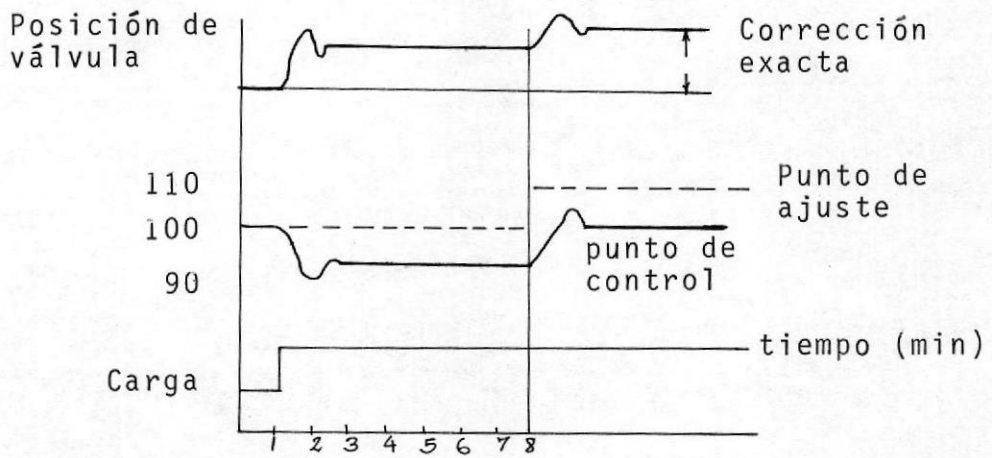


FIGURA Nº 1.12

COMPORTAMIENTO DEL MODO PROPORCIONAL

control de modo proporcional. Inicialmente, el punto de ajuste está al valor deseado de 100°F. Un minuto después ocurre un cambio de carga de escalón. Note que la temperatura no es regresada al valor deseado de 100°F por el control proporcional, sino que se estabiliza en un nuevo valor de 90°F.

El modo proporcional puede producir una corrección exacta para solamente una condición de carga; en todas las cargas, habrá siempre alguna desviación (error). Este error es llamado desviación permanente (Offset) y es una característica ineludible del modo proporcional. Note en la figura que la desviación permanente (Offset) fue de 10°F en el intervalo de 3 a 8 min.

Esta desviación permanente puede ser eliminada por reajuste manual del punto de ajuste. En la figura anterior, en el minuto 8, el punto de control fue elevado manualmente para llevar la temperatura al valor deseado de 100°F.

Debe de enfatizarse, sin embargo, que tal reajuste manual elimina a la desviación permanente únicamente para un simple valor de carga.

El factor de importancia primaria en relación con el modo proporcional, es que es capaz de ajustes y aplicación amplios, pero tiene la característica indeseable del error de desviación permanente (Offset).

### 3. MODO INTEGRAL

En este modo, la posición del elemento final de control es cambiada a una razón la cual es proporcional a la desviación. En otras palabras, mientras más grande la desviación, - más rápido se mueve el elemento final de control.

La figura 1.13, muestra la relación de temperatura a posición del elemento final de control característica del control integral (Flotante) después de un cambio de carga de escalón.

Por ejemplo, cuando la desviación es máxima (tiempo 1/2 min.), la velocidad de la

carrera de la válvula es máxima.

El factor de importancia primaria en relación - con el modo integral es que mientras la desviación continúe, la corrección a la posición del elemento final continúa.

El control integral responde a la cantidad y la duración de tiempo de la desviación.

Así, este modo de control continúa operando hasta que se produce una corrección exacta para cada cambio de carga. Esta es una ventaja única del modo integral sobre cualquier otro modo.

#### 4. MODO PROPORCIONAL MAS INTEGRAL

Como ya se vió el modo integral (o flotantes) tiene la única ventaja de continuar corrigiendo la posición del elemento final de control hasta que desaparece la desviación. Entonces, agregando, el mo

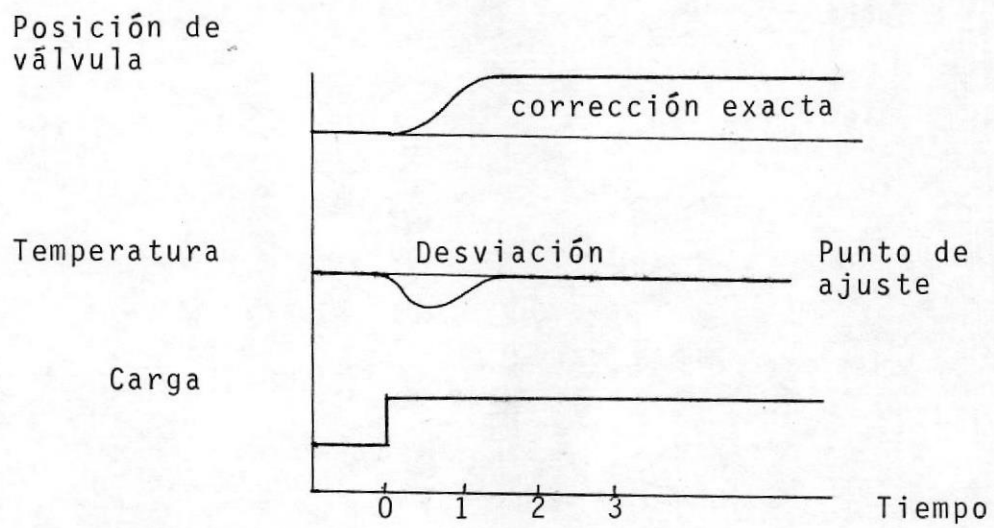


FIGURA N° 1.13

COMPORTAMIENTO DEL MODO INTEGRAL

do integral al modo proporcional, la característica indeseable de desviación permanente (Offset) del modo proporcional puede ser eliminada. La adición del modo integral hace automáticamente lo que el reajuste manual. Este modo combinado se denomina usualmente Reajuste (Reset).

La mejor manera para explicar la operación del modo de control combinado es dibujar por separado - los componentes de la posición de la válvula debido a cada modo y observar como cada una contribuye a la posición resultante de la válvula.

La figura N° 1.14, muestra la componente del movimiento de la válvula debido al modo proporcional - combinado con el debido al modo integral (flotante).

En el tiempo 0, ocurre una desviación por cambio de escalón. La componente del movimiento de la válvula debido al modo proporcional ocurre instantáneamente pero debido a la componente integral la válvula continúa moviéndose a una razón constante. (En la figura el proceso no está en control automático).

La figura 1.15, muestra un análisis similar de las

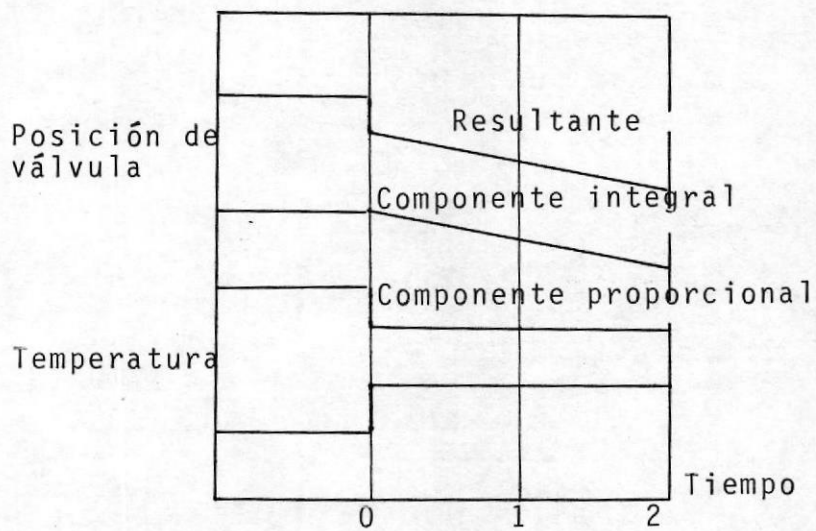


FIGURA N° 1.14  
COMPORTAMIENTO DEL MODO PROPORCIONAL - INTEGRAL

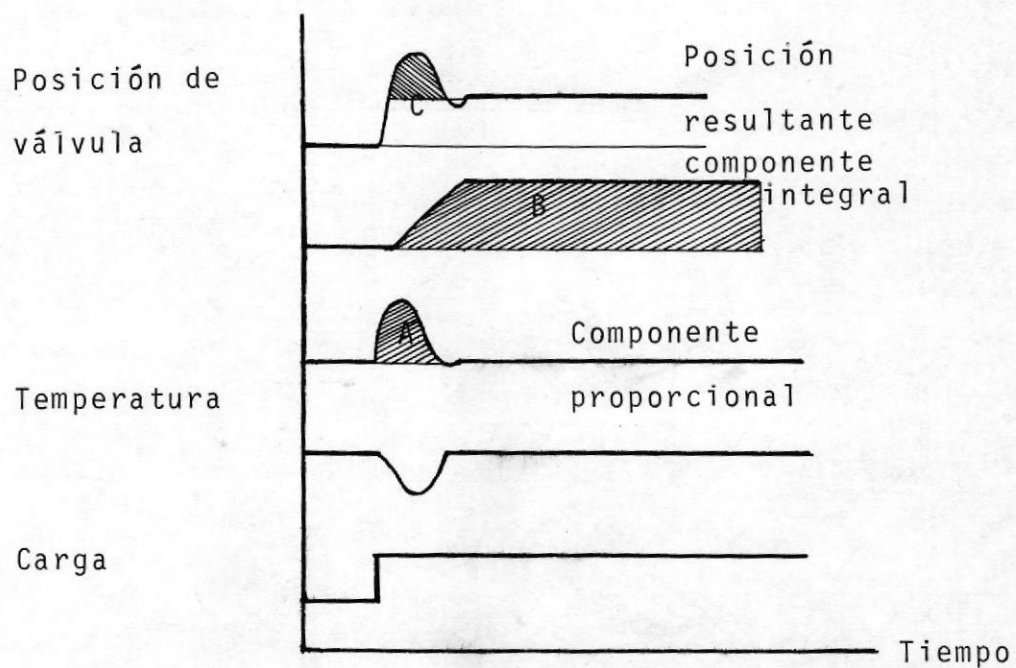


FIGURA Nº 1.15

RESPUESTA A UN CAMBIO DE CARGA DEL MODO P+I.

componentes de la posición de la válvula bajo control automático. En el tiempo cero, ocurre un escalón de aumento de carga. Debido al modo proporcional, es impuesta una corrección grande a la posición de la válvula al desviarse la temperatura y más tarde desaparece completamente al regresar la temperatura al punto de ajuste.

Pero debe de notarse que la corrección exacta es aplicada totalmente por la componente del modo integral.

El área sombreada A, bajo la curva de la componente proporcional, representa la energía agregada por el modo proporcional. El área B, representa la energía agregada por el modo integral. El área C, bajo la curva de la posición de la válvula resultante, representa el exceso de corrección (Esto es, la corrección en exceso de la corrección exacta) que fue aplicada y retirada por el modo proporcional.

Con el modo proporcional más integral es posible un control sin error por Desviación Permanente (Offset) bajo todas las condiciones de carga, pero el Modo Integral por sí mismo no contribuye a

la estabilidad del circuito de control.

#### RAZON INTEGRAL

El ajuste de razón integral (Reset Rate) cambia la razón flotante de la componente integral.

Usualmente se expresa en REPETICIONES POR MINUTO. Este término indica el número de veces por minuto en que el movimiento de la válvula (Debido al modo proporcional) es repetido por el modo integral.

La figura 1.16, explica esto gráficamente. (En la figura, el proceso no está en Control Automático). En el tiempo cero, ocurre un cambio de escalón en la temperatura. La válvula inmediatamente cambia de posición una cantidad A debido a la componente proporcional. La válvula también empieza a moverse a una razón constante debido al modo integral.

La figura 1.16, da curvas de la componente integral a 3 diferentes razones integrales. La razón integral puede ser calculada fácilmente. Por ejemplo - en la curva A.

El movimiento de la válvula por el modo proporcio-

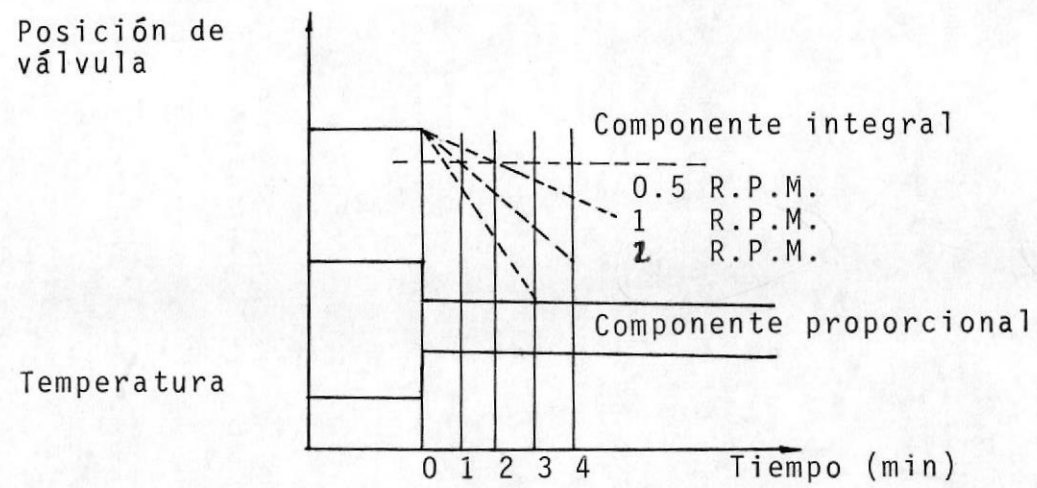


FIGURA N° 1.16  
 CONCEPTO DE REPETICIONES POR MINUTO

nal A es repetido por el modo integral en 1/2 min. Entonces, la razón integral es 2 repeticiones por minuto.

#### TIEMPO INTEGRAL

Es el recíproco matemático de la razón integral (Reset Rate) y se expresa como Minuto por Repetición.

#### 5. MODO PROPORCIONAL MAS DERIVATIVO

En éste modo, hay una relación lineal y continúa entre la razón de cambio de la variable controlada y la posición del elemento final de control. En otras palabras, el movimiento de la válvula es proporcional a la velocidad a la cual cambia la temperatura; mientras más rápido cambie la temperatura, más se mueve la válvula. Otra vez la forma más fácil de explicar lo que hace el modo Proporcional más Derivativo es dibujar por separado las componentes del movimiento de las válvulas debido a cada modo, como se indica en la figura 1.17.

Notar que el tamaño de la corrección por modo Derivativo (rate) es proporcional a la razón de cambio (Pen

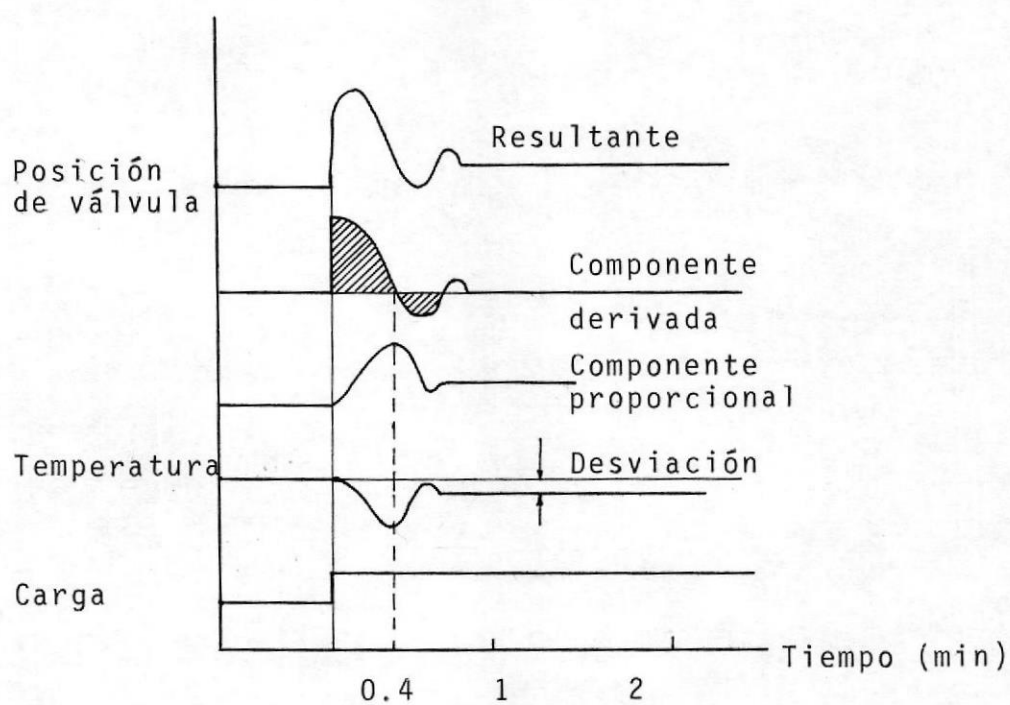


FIGURA N° 1.17  
COMPORTAMIENTO DEL MODO P + D

diente) de la curva de la variable controlada. Cuando la variable está cambiando más rápidamente (tiempo cero) la corrección por Modo derivativo es la mayor. Cuando la pendiente de la variable es invertida (tiempo 0.4) su razón de cambio es cero, y la componente por el modo derivativo también es cero. Cuando la variable está cambiando, alejándose, del punto de control, el modo derivativo agrega la energía representada por el área A para oponerse a éste cambio. Cuando la variable está cambiando hacia el punto de Control, el modo derivativo sustrae la energía representada por el área B para oponerse a este cambio.

En consecuencia, el modo derivativo tiene un efecto estabilizador grande en control. Note sin embargo, que después de que la variable dejó de cambiar (tiempo 1) únicamente queda la corrección a la válvula - debido al modo proporcional. Entonces, el modo derivativo no tiene efecto directo sobre el error de desviación permanente (Offset).

Los factores de importancia primaria en relación con el modo Derivativo son de que oponiéndose a todos los cambios, tiene un gran efecto estabilizador en

control pero no elimina las características indeseables de la desviación permanente (Offset) del Modo Proporcional.

#### TIEMPO DERIVATIVO

El ajuste derivativo se expresa como tiempo Derivativo (Rate Time), el cual es el tiempo en MINUTOS, por medio del cual el Modo Derivativo adelanta al efecto del Modo Proporcional sobre el elemento final de control.

La figura 1.18, lo muestra graficamente (en la figura, el proceso no está en Automático).

Se le ha dado a la variable una razón de cambio constante de 0 a 2 minutos. El modo proporcional solo produciría la posición de la válvula mostrada con la curva sólida. Pero el Modo Proporcional más Derivativo produciría esta misma posición de la válvula adelantada por un tiempo  $T$  que el modo Proporcional solo, como se muestra con la curva punteada.

Este tiempo  $T$ , en minutos, es el tiempo Derivativo

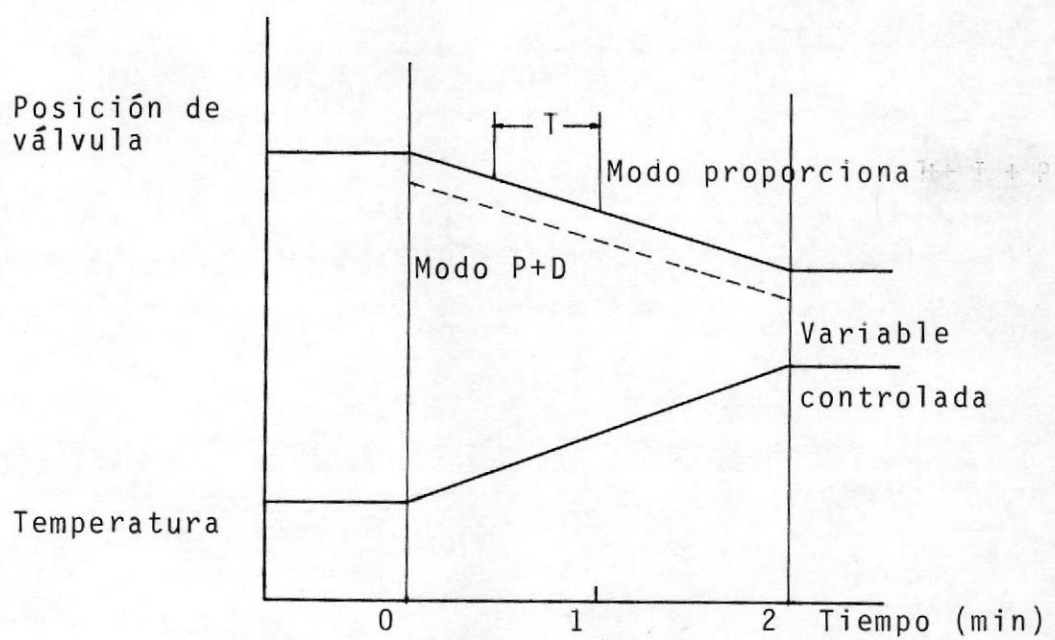


FIGURA N° 1.18  
TIEMPO DERIVATIVO

(Rate Time). En la figura el Tiempo Derivativo es de 0.6 minutos.

## 6. MODO PROPORCIONAL MAS INTEGRAL MAS DERIVATIVO

Los tres modos de control descritos previamente pueden ser combinados en un Controlador para obtener todas sus ventajas. La figura 1.19 muestra separadamente las componentes del movimiento de la válvula producida por cada modo de control después de un cambio de carga de escalón en el tiempo cero.

En la figura 1.19, se observa:

1. La componente del Modo proporcional corrige la posición de la válvula con una cantidad proporcional a la desviación y entonces produce un incremento de energía temporal representada por el área A.
2. La componente del modo integral (Reset) corrige la posición de la válvula con una razón proporcional a la desviación y entonces produce un incremento de energía permanente representada por el área D.
3. La componente del modo derivativo (Rate) corrige la posición de la válvula con una cantidad propor

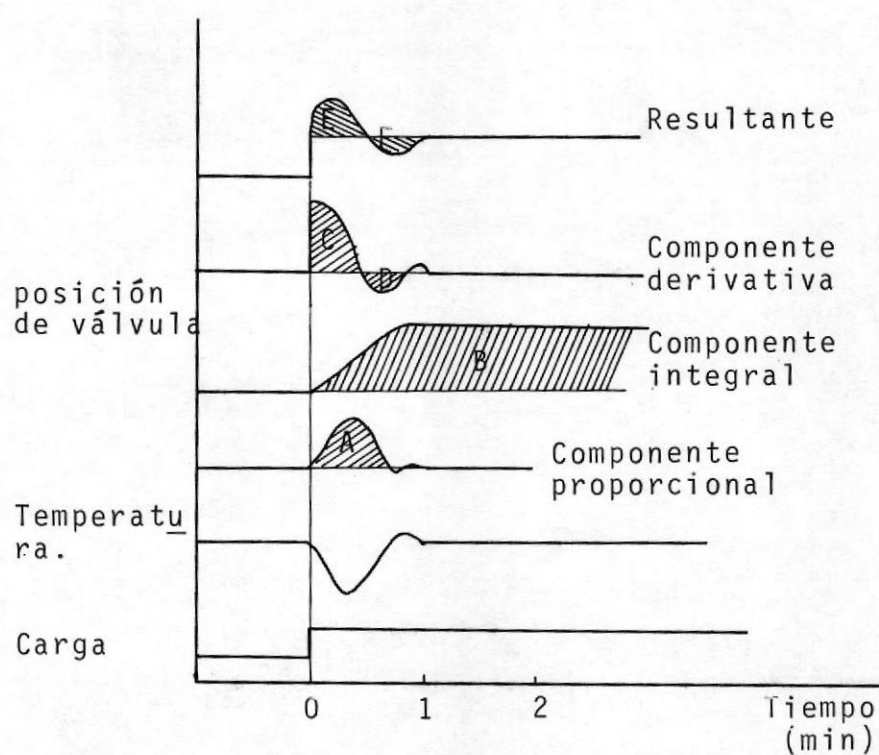


FIGURA N° 1.19  
COMPORTAMIENTO DEL MODO P + I + D.

cional a la razón de cambio de la variable controlada.

La corrección derivativa primero agrega la energía representada por el área B y después sustrae la energía representada por el área C.

La curva resultante de la posición de la válvula muestra que, primero es aplicada una corrección en exceso para oponerse al cambio de la variable al alejarse del valor deseado. Este exceso de energía es representado por el área E. Entonces menos de la corrección exacta es aplicada al regresar la variable al valor deseado.

Esta energía menor que la exacta está representada por el área F. Note que una vez que la variable se encuentra en el valor deseado los Modos Proporcional y Derivativo no produce ninguna corrección; sólo el Modo Integral produce una nueva corrección a la válvula que satisface la nueva condición de carga.

#### CARACTERISTICA DE RESPUESTA DE CONTROLADORES

La magnitud de entrada al regulador varía brusca

mente en un escalón de amplitud determinada. (estan representados dos escalones de diferente amplitud y en instantes diferentes). Ver figura 1.20.

$x$  = valor de entrada al controlador

$t$  = tiempo

$y$  = valor de salida del controlador

#### CONTROLADOR DE ACCION PROPORCIONAL

La magnitud de salida varía también en un escalón cuya amplitud es proporcional a la desviación de regulación.

#### CONTROLADOR DE ACCION INTEGRAL

La magnitud de salida varía con el tiempo en proporción a la integral de la desviación de regulación sobre el tiempo. Puede decirse también que existe proporcionalidad entre la amplitud del - cambio de entrada y la velocidad de cambio de la magnitud de salida. (Figura 1.22)

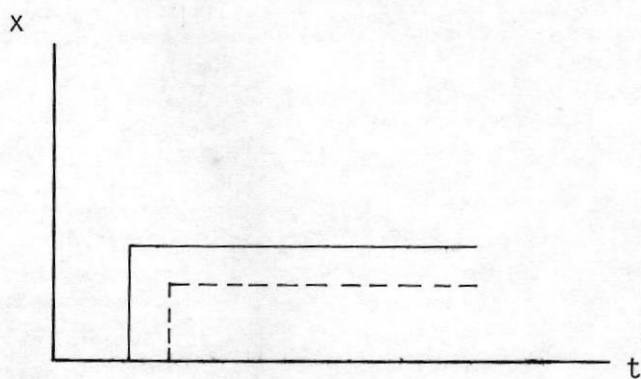


FIGURA N° 1.20  
PERTURBACION ESCALON

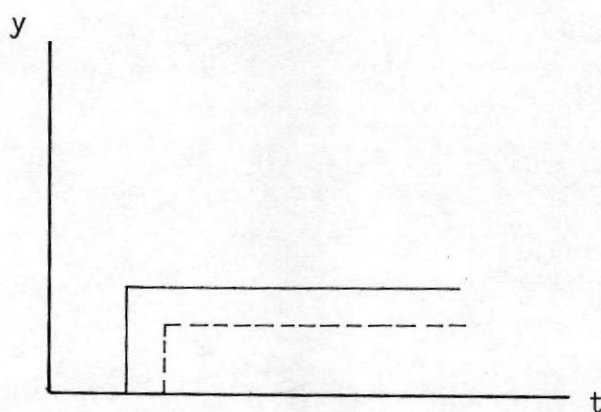


FIGURA N° 1.21  
RESPUESTA PROPORCIONAL

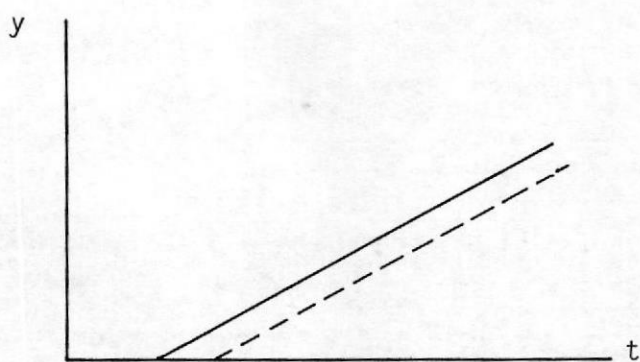


FIGURA N° 1.22.  
RESPUESTA INTEGRAL

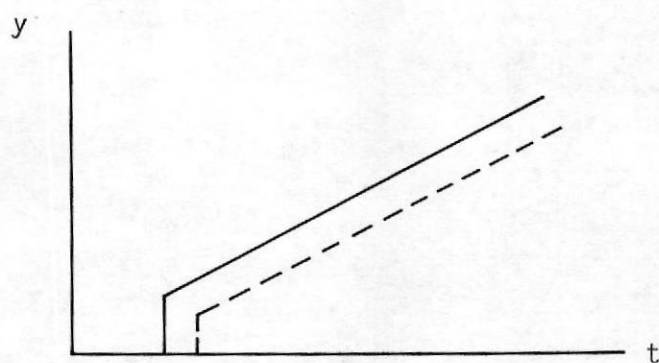


FIGURA N° 1.23.  
RESPUESTA P + I

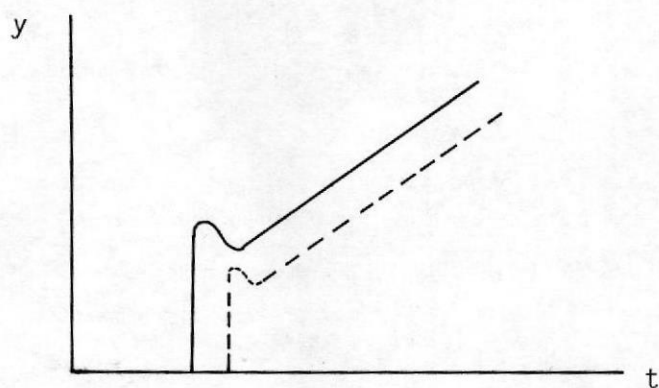


FIGURA N° 1.24. RESPUESTA P + I + D.

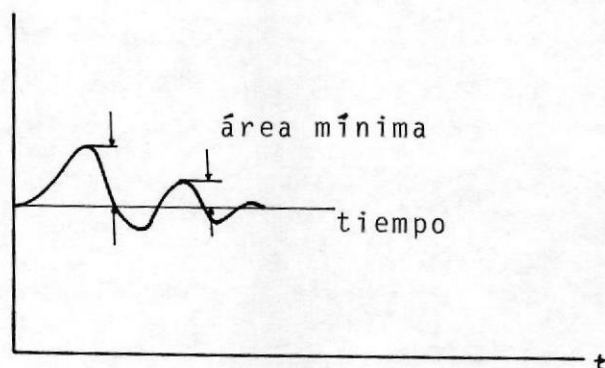
variable  
controlada

FIGURA N° 1.25. AREA MINIMA

### CONTROLADOR DE ACCION PROPORCIONAL + INTEGRAL

La magnitud de salida sufre un cambio brusco proporcional al cambio de la magnitud de entrada seguido de un cambio creciente con el tiempo en proporción a la integral (Figura 1.23).

### CONTROLADOR DE ACCION PRO+INTEGRAL+DERIVATIVO

El efecto resultante es igual a la suma de la acción de un controlador proporcional-integral más un desplazamiento proporcional a la velocidad de la variación de la magnitud de entrada en cada instante. (Figura 1.24).

## 1.3. CRITERIO DE LA CALIDAD DE CONTROL

Existen tres criterios para clasificar la calidad del desempeño de un Controlador. La selección del criterio depende del proceso de que se trate. El criterio que es bueno para un proceso puede no serlo para otro, estos criterios se refieren a la forma y duración de la curva de reacción que sigue a un disturbio.

### 1. CRITERIO DE AREA MINIMA

De acuerdo con este criterio, el área bajo la curva de recuperación debe ser mínima. Esta área es

mínima cuando la relación de amplitud entre picos de ciclos sucesivos es 0.25. Esto es, cada onda es unicamente un cuarto de la onda que la precede.

Este es el criterio de calidad de control o estabilidad más usado generalmente. Se aplica especialmente a procesos donde la duración de la desviación es tan importante como el tamaño de la desviación.(Fig.1.25).

## 2. CRITERIO DE DISTURBIO MINIMO

De acuerdo con este criterio, las acciones de control deben de crear un disturbio mínimo a la alimentación al proceso y a la salida del proceso. Esto requiere usualmente curvas de recuperación no cíclicas similares a la curva mostrada. (Figura 1.26).

Este criterio se aplica a circuitos de control donde las acciones correctivas (especialmente las cíclicas) constituyen disturbios a procesos controlados - asociados. Por ejemplo, donde la salida de un proceso controlado es la entrada de un segundo, cambios - súbitos o cíclicos de la primera salida pueden crear cambios de carga intolerable para el segundo.

El criterio de disturbio mínimo es la justificación

para controles de nivel de líquidos promedio y otros sistemas diseñados para producir un disturbio mínimo a procesos controlados asociados.

### 3. CRITERIO DE AMPLITUD MINIMA

De acuerdo con este criterio, la amplitud de la desviación debe de ser mínima. (Figura 1.27).

Este criterio se aplica especialmente a procesos donde el equipo de la planta o el producto puede ser dañados por desviaciones excesivas aunque sean momentáneas.

La magnitud de la desviación es más importante que su duración. No se usa en Planta Termoeléctrica.

### EFFECTO DE CAMBIOS DE CARGA EN LA ESTABILIDAD

Cualquier cosa que cambie el balance entre el flujo de energía o material de la entrada y la salida de un circuito de control puede ser llamada un cambio de carga. El tamaño, relación, frecuencia y duración de los cambios de carga afectan grandemente a la calidad de control obtenida. Por ejemplo, un circuito de control con un ajuste del controlador -

que da una recuperación estable de un cambio de carga aplicado lentamente puede tener una respuesta cíclica grave si el mismo cambio de carga es aplicado rápidamente. O, si la frecuencia de los cambios de carga está en fase con la frecuencia natural del - circuito, puede resultar una respuesta cíclica muy seria además; cambios de carga de gran tamaño pueden causar cambios en la ganancia de componentes no lineales del circuito de control que pueden afectar grandemente su estabilidad. También cambios de carga grandes de larga duración pueden causar una respuesta cíclica severa cuando se usa el modo de control integral.

Clases de cambios de carga. Son en general de cuatro clases:

1. Cambios de carga en la alimentación
2. Cambios de carga en la demanda
3. Cambios de punto de control
4. Cambios en la variable ambiente.

Una forma conveniente de caracterizar una curva de respuesta es en términos del PICO DE SOBREPULSO,

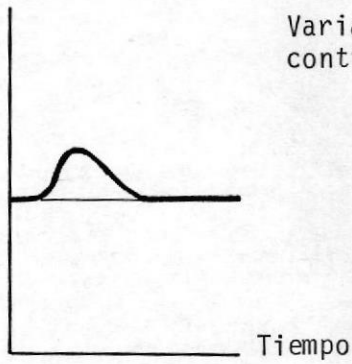
Variable  
controlada

FIGURA 1.26. DISTURBIO MINIMO

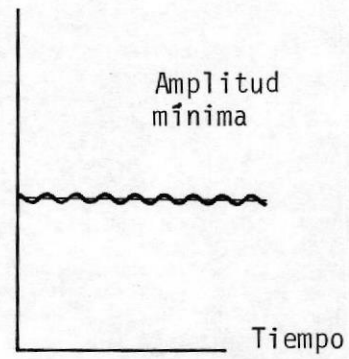
Variable  
controlada

FIGURA 1.27. AMPLITUD MINIMA

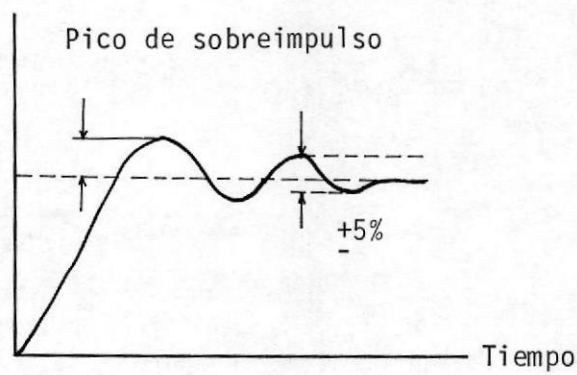
Variable  
Controlada

FIGURA Nº 1.28. CARACTERIZACION DE UNA CURVA

## TIEMPO DEL SOBREPULSO Y TIEMPO DE ESTABILIZACION.

EL PICO DE SOBREPULSO es la cantidad que excede la respuesta a su valor estable final.

EL TIEMPO DE SOBREPULSO, es el tiempo que se tarda la respuesta en alcanzar el pico de sobreimpulso.

EL TIEMPO DE ESTABILIZACION, es el tiempo que toma la respuesta en reducirse hasta  $\pm 5\%$  de su valor final estable.

La figura 1.28, muestra los parámetros mencionados para una simple curva de respuesta paso.

### 1.4. ANALISIS DE RESPUESTA A LA FRECUENCIA

El método de análisis de respuesta a la frecuencia consiste en excitar el sistema de control con señales de entrada sinusoidales y medir el ángulo de fase y ganancia entre la entrada y la salida, a través de un rango adecuado de frecuencia. El concepto se ilustra en la figura 1.29, en la cual un sistema lineal es forzado por una señal  $a \sin \omega t$ ; la respuesta es  $b \sin (\omega t + \phi)$ . De interés es la re

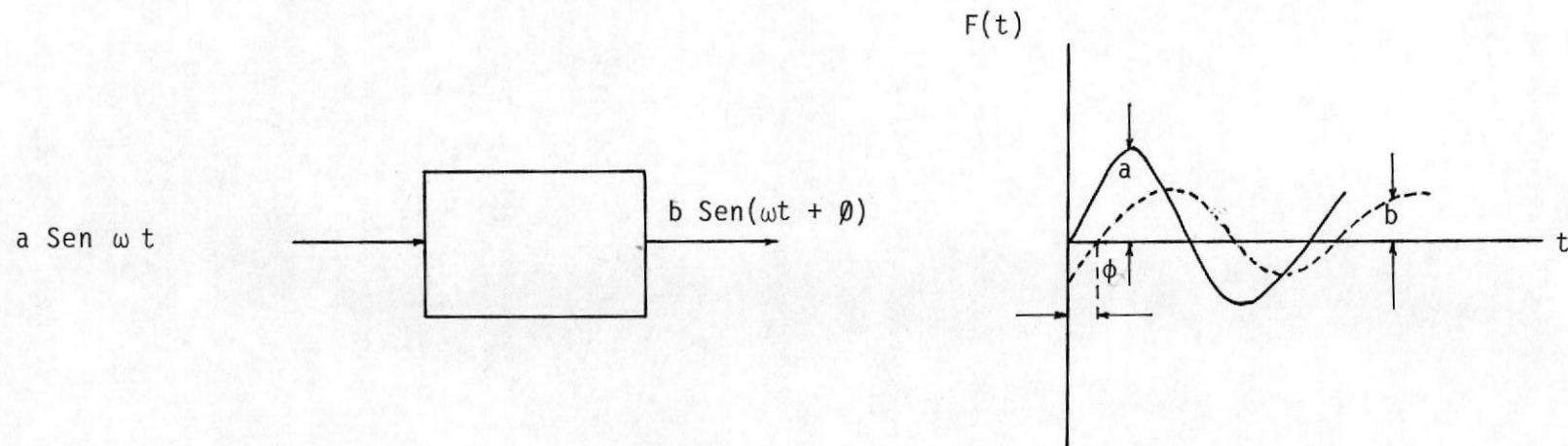


FIGURA 1.29. RESPUESTA A LA FRECUENCIA

lación de amplitudes  $b/a$  y el ángulo de fase  $\emptyset$ , los cuales son funciones de la frecuencia. El cociente  $b/a$  comunmente se llama relación de magnitud y se designará como  $M(\omega)$ . El ángulo de fase se denotará por  $\emptyset(\omega)$ .

El procedimiento para obtener analíticamente los datos de respuesta a la frecuencia es relativamente simple y está contenido en cuatro pasos:

PASO 1: Se obtienen las funciones de transferencia para el elemento o combinación de elementos que haya, es decir,  $O(S)/I(S)=F(S)$ , donde  $O(S)$  e  $I(S)$  son las transformadas de la respuesta y la señal, respectivamente. Todas las condiciones iniciales se desprecian porque estas no afectan la respuesta en el estado estable.

PASO 2: En la función de transferencia, se sustituye cada  $S$  por  $j\omega$ .

PASO 3: Para varios valores de frecuencia  $\omega$ , se determina la relación de magnitud  $M$  y el ángulo de fase  $\emptyset$ .

PASO 4: Se grafican los resultados del paso 3 en coordenadas polares o rectangulares, obteniéndose los llamados diagramas de Nyquist o diagramas de Bode, respectivamente.

Los márgenes de ganancia y de fase de un sistema de control son cantidades que pueden usarse como criterios de diseño. Estos parámetros de diseño tomados juntos, dan una medida del peligro que un sistema caiga en la inestabilidad.

El margen de ganancia  $mg$  está definido como el recíproco de  $G(j\omega)$  cuando el ángulo de fase es  $-180^\circ$ . (figura 1.30).

El margen de fase se define como el ángulo entre el eje real negativo y el vector  $G(j\omega)$  cuando  $G(j\omega)$  es la unidad.

En el diagrama de Bode el margen de ganancia se define como la cantidad de atenuación abajo de cero -dB donde el ángulo de fase es  $-180^\circ$ .

El margen de fase es el ángulo correspondiente a la frecuencia de cero dB de atenuación (Figura 1.31).

Para el análisis de estabilidad en el diagrama de

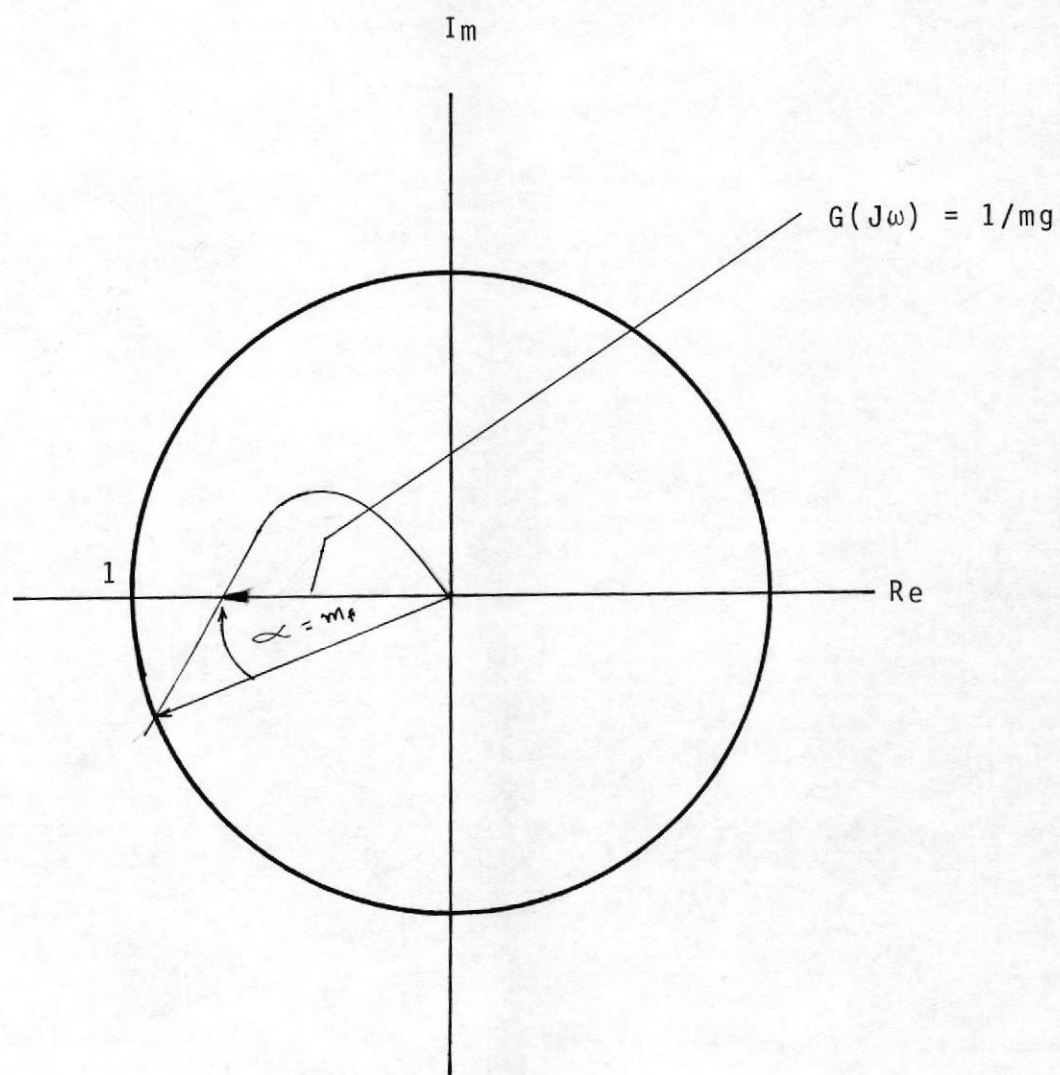


FIGURA 1.30. DIAGRAMA DE NYQUIST

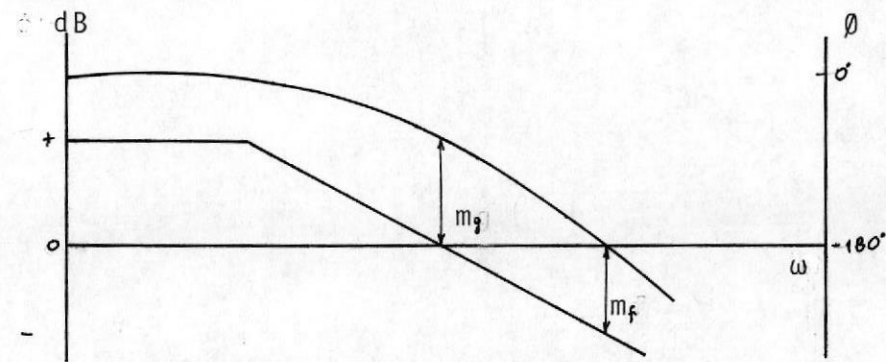


FIGURA N° 1.31. MARGENES DE GANANCIA Y FASE EN EL DIAGRAMA DE BODE.

Bode se aplica el siguiente criterio: Si las curvas de relación de amplitud de ciclo abierto cruzan la línea de cero dB a una frecuencia inferior que cuando la curva de ángulo de fase cruza la línea de  $-180^\circ$ ; el sistema será estable en el ciclo cerrado.

## CAPITULO II

### DESCRIPCION DE LA PLANTA

#### 2.1. GENERALIDADES

La Central Estero Salado está ubicada en el Km. 7 1/2, vía a Salinas.

Tiene una capacidad de generación de 166 MW con dos unidades a vapor de 73 MW y una turbina de gas de - 20 MW.

Las características más importantes de los equipos de generación de vapor de la Planta son:

#### CALDERA

Es de tipo de tiro forzado, cámara de combustión , frontal, tubular con doble domo y produce vapor a una presión de 105 Kg/cm<sup>2</sup> y a una temperatura de 513°C.

Está diseñada para quemar combustible residuo "bun ker C" y tiene posibilidad de quemar gas natural -

del Golfo de Guayaquil. Su capacidad máxima cont  
nua de producción de vapor es de 295 Ton/hora.

#### TURBINA

La turbina tiene una etapa Curtis, diez etapas de impulso y tres de reacción. Posee además, cinco extracciones de vapor para precalentamiento a la caldera. Gira a 3600 revoluciones por minuto.

#### GENERADOR

El generador es de 85 MVA, factor de potencia 0.85, velocidad 3600 RPM, 13.8 KV, refrigerado por hidrógeno y con excitatriz estática.

#### CONDENSADOR

El condensador es de doble paso y caja dividida, y enfriado con agua del Estero Salado. Trabaja con un vacío de 700 mmHg.

#### SISTEMAS AUXILIARES

Tiene los siguientes sistemas:

Sistema de Almacenamiento y Alimentación de Combustible.

Sistema de Refrigeración del condensador por agua de mar, con una capacidad de 108 m<sup>3</sup>/minuto.

Sistema de Tratamiento de agua para alimentar la caldera (Desmineralización).

Sistema de enfriamiento de aceite de lubricación del turbo-generador.

## 2.2. DIAGRAMA DE FLUJO PRINCIPALES

Básicamente la planta de vapor de la central está - constituida (Figura 2.1) de una caldera donde se - evapora el agua, una turbina donde se expande el vapor y se realiza trabajo, un condensador donde el vapor se convierte en líquido, bombas de condensado, precalentadores de agua y bombas de agua de alimentación al caldero.

El agua de condensado es succionada del condensador por la bomba de condensado.

En la figura anterior se mostró un diagrama esquemá

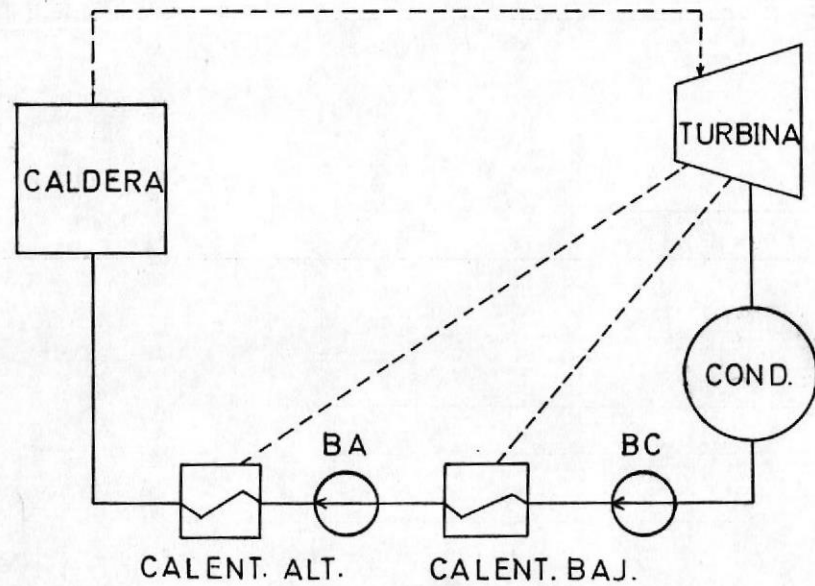


FIGURA 2.1. CICLO AGUA VAPOR

tico simple de un ciclo agua-vapor.

En la figura 2.2, se observa el diagrama real del ciclo.

Donde se pueden identificar los calentadores de baja presión N° 4 y N° 5. Estos calentadores son de tipo cerrado. El calentador N° 3 es de tipo abierto y donde se extraen los gases no condensables.

Hay una derivación de la línea de agua de alimentación antes de entrar al calentador N° 4 que va al atemperador en la caldera para controlar la temperatura de vapor.

Antes de entrar al domo superior de la caldera el agua ha sido precalentada en los calentadores a 220° C en carga nominal (73 MW).

#### 2.2.1. Sistema de Control de Condensado

---

El agua de condensado comprende desde el condensador hasta el desaereador. (Figura 2.3). En este sistema existen dos variables muy im

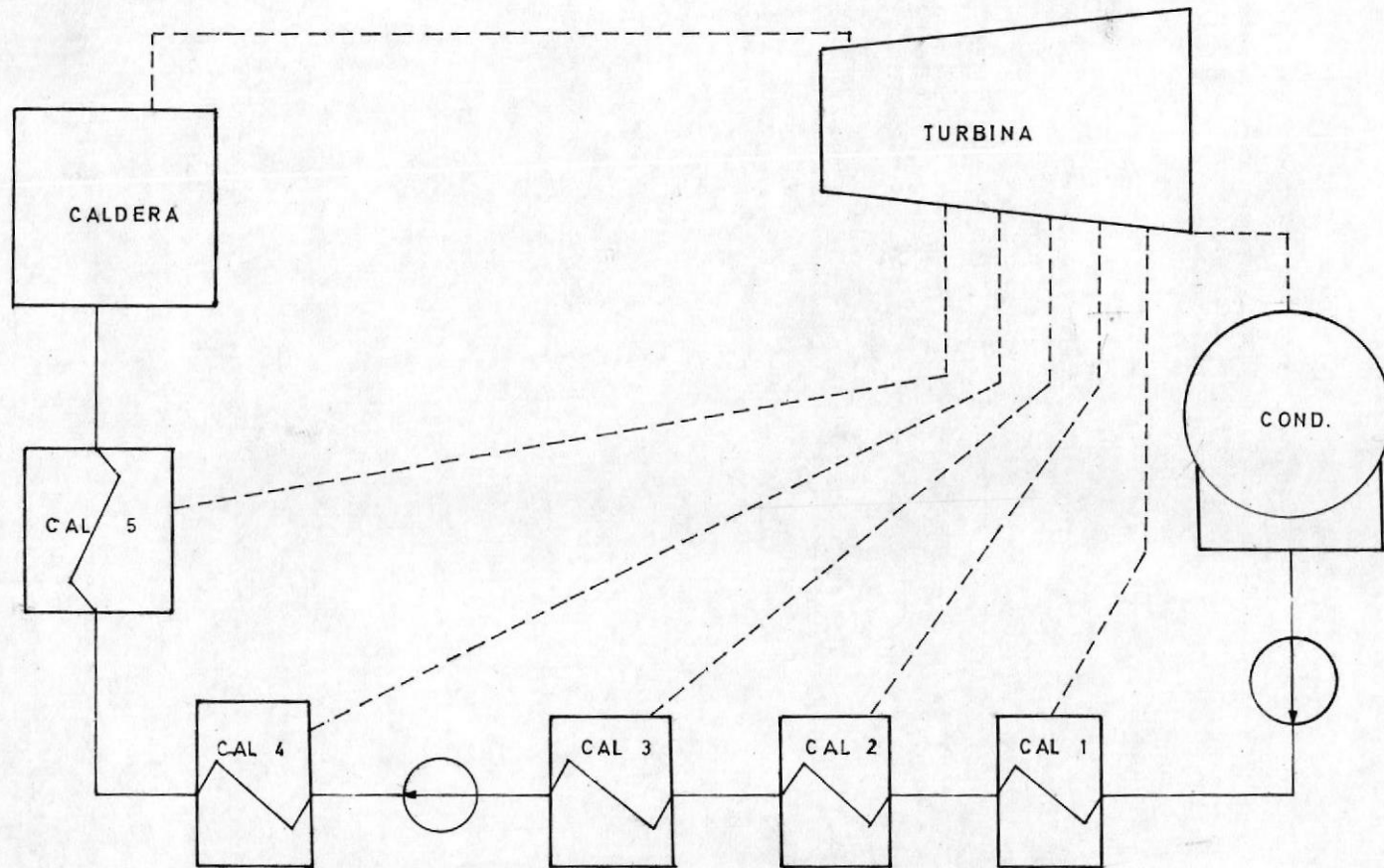


FIGURA N° 2.2. CICLO REAL AGUA VAPOR

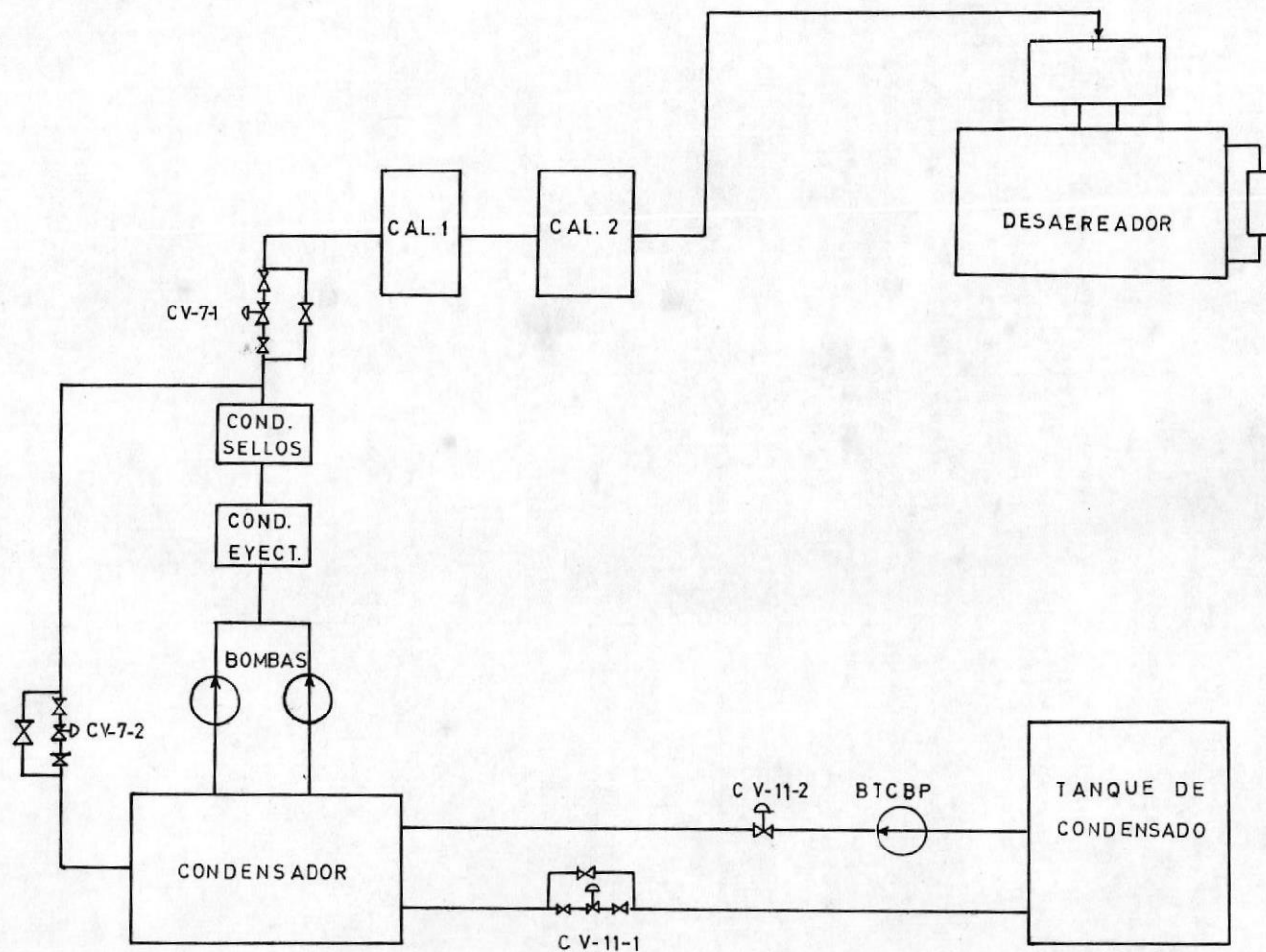


FIGURA N° 2.3. SISTEMA CONTROL DE CONDENSADO

tantes que deben ser controladas: en nivel del desaereador y el nivel del condensador.

El control de nivel del condensador se lo realiza por medio del controlador de nivel LC-7. Cuando el nivel del condensador es normal el controlador se mantiene con la señal de salida hacia la válvula CV-7-1, en un valor de estado estable y manteniendo un flujo constante hacia el desaereador.

El nivel del desaereador es controlado por el controlador LC-11 el cual para nivel normal regula la posición de la válvula CV-11-1 que permite en paso de agua desde el <sup>tanque</sup> tanque de condensado hacia el condensador por diferencia de niveles. Cuando se produce una disminución del nivel del desaereador el controlador envía una señal de apertura hacia la válvula CV-11-1 lo que produce un incremento del nivel del condensador, el cual es detectado por el controlador LC-7 el que envía una señal de apertura a la válvula CV-7-1 para bajar el nivel del condensador hasta su nivel normal; esto hace que aumente el flujo de condensado hacia el desaereador produciendo un -

aumento de nivel del desaereador. Para una disminución del nivel del desaereador se produce el efecto contrario. Para un excesivo bajo nivel del desaereador el controlador envía una orden de apertura a la válvula CV-11-2 y arrancando la bomba de transferencia de condensado de baja presión se alimenta rápidamente agua desde el tanque de condensado al condensador.

Cuando se produce un nivel excesivamente bajo del condensador, el controlador envía orden de cierre a la válvula CV-7-1 y apertura a la CV-7-2 que es una válvula de recirculación de agua de condensado. En la figura 1.4.b, se muestra esquemáticamente el diagrama de control de nivel del condensador.

Para el control del nivel del desaereador (Figura 2.4.a) se tiene el elemento de medición de nivel (flotador) cuya señal es comparada en el controlador proporcional-integral (LC-11-1) con el punto de ajuste en el nivel normal de operación (N/N).

Para cualquier desviación que exista entre

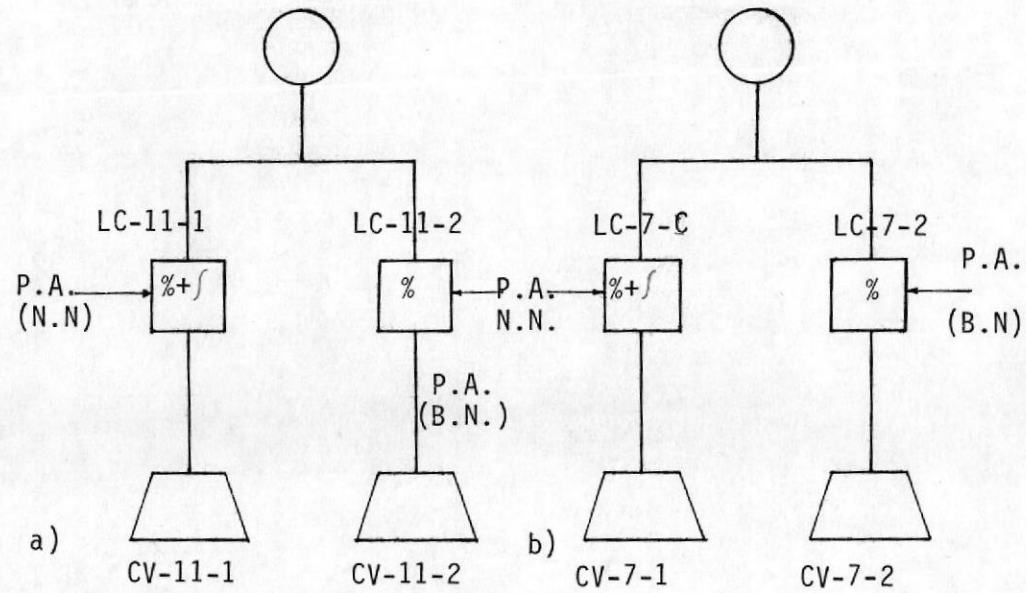


FIGURA Nº 2.4. CONTROLADORES DE NIVEL: a. Desaerador; b. Condensador

el punto de ajuste (set-point) y el nivel del desaereador, el controlador mandará una señal de co rrección a la válvula de control CV-11-1. La misma señal de nivel se compara en el controlador proporcional con el punto de control - ajustado a bajo nivel.

En la figura 2.5, se ilustran gráficamente los diferentes puntos de ajustes para los controladores.

Para el controlador de nivel del condensador es similar la forma de mantener el nivel nor mal.

#### 2.2.2. Diagrama de Flujo de Combustible

El combustible es succionado de los tanques diarios por medio de la bomba a una temperatura 45°C y descargado a una presión de 19 Kg/cm<sup>2</sup> que es mantenida por un controlador de presión que regula una válvula automática (CV-21) de retorno a los tanques de alma cenamiento. (Figura 2.6).

La temperatura en la succión de las bombas es

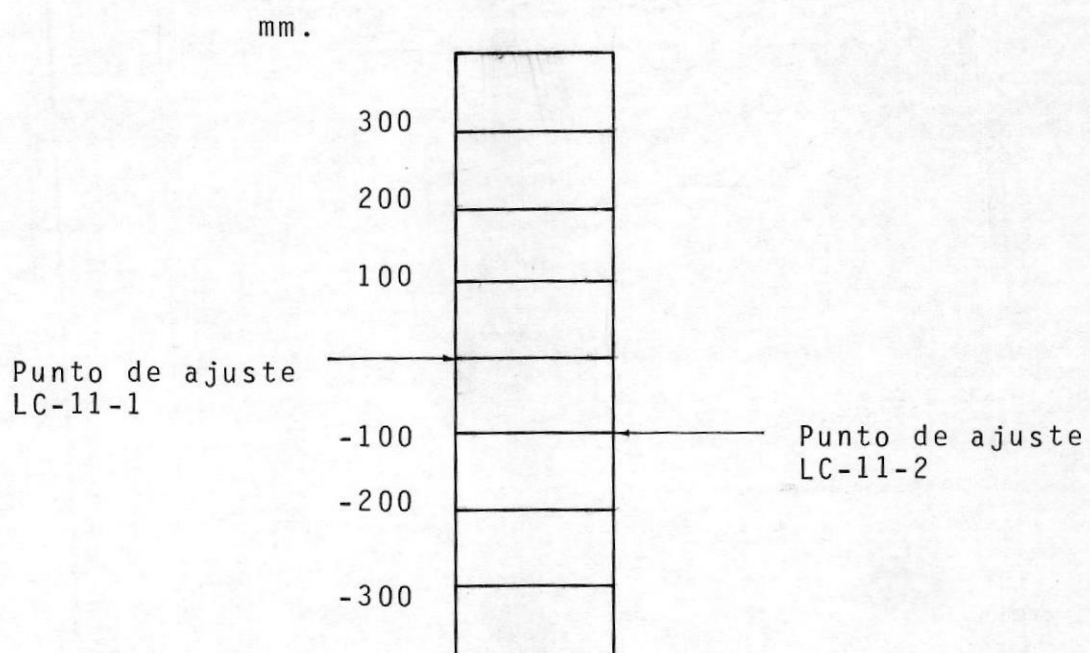


FIGURA Nº 2.5. PUNTOS DE AJUSTE PARA CONTROLAR EL NIVEL DEL DESAERADOR.

regulada por medio de un controlador que gobierna la válvula (CV-20) que permite el paso de vapor al calentador de succión y de esta forma se calienta al combustible.

Como el combustible bunker "C" es muy viscoso hay que mantener siempre un flujo a través de la bomba que está fuera de servicio. Esto se realiza de la siguiente forma: el combustible que sale de la bomba que está en servicio pasa a través de la válvula en derivación donde la presión es reducida a través de un orificio y el combustible fluye hacia la bomba haciéndola girar en sentido contrario.

Siguiendo el diagrama de la figura 2.6, se tiene un medidor de combustible el cual integra el flujo que va hacia el calentador. En el calentador se eleva la temperatura del fluido a  $100^{\circ}\text{C}$  y es mantenida en ese valor por medio de un controlador de temperatura que regula la entrada de vapor al calentador por medio de la válvula de control CV-22.

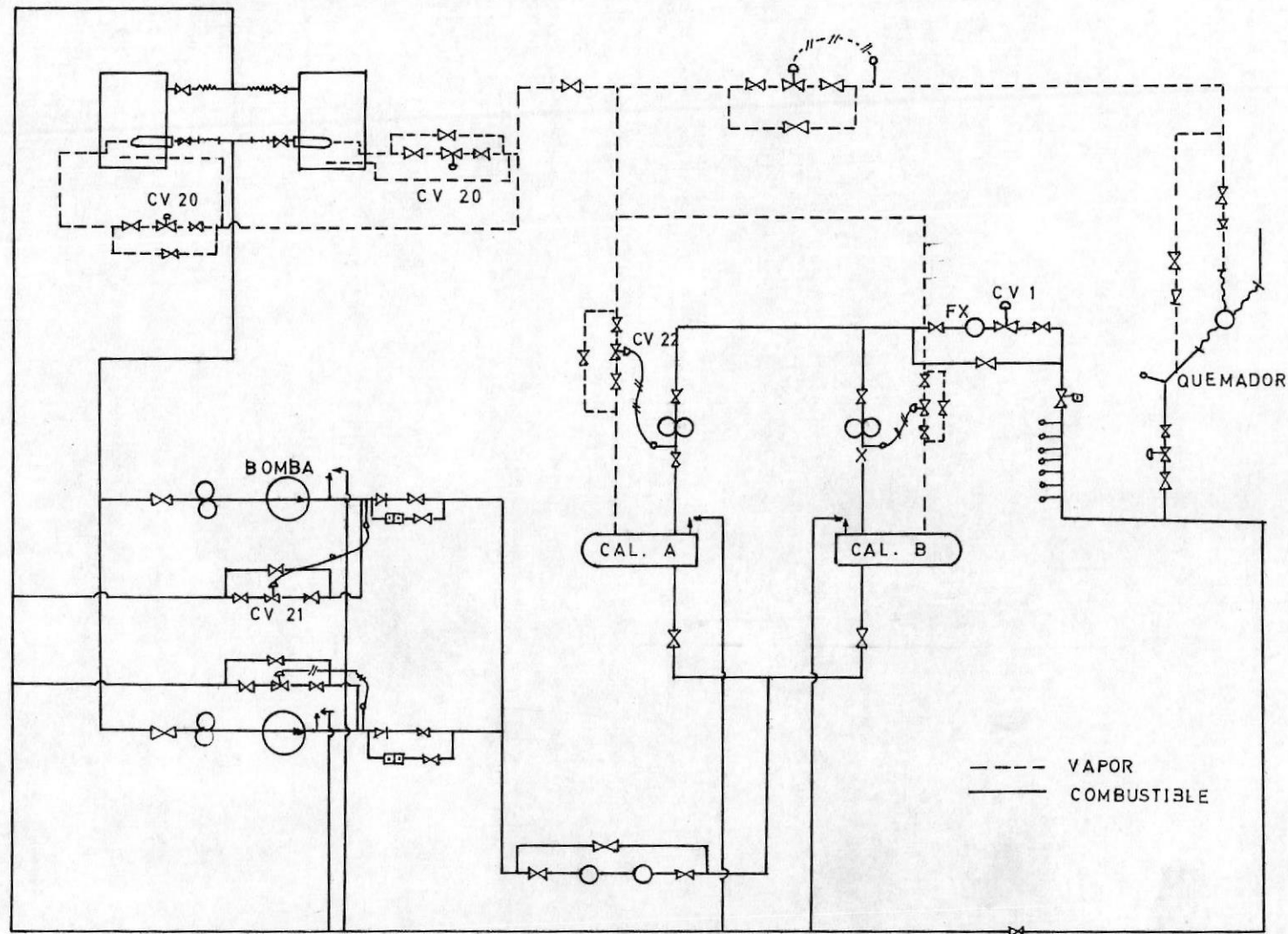


FIGURA Nº 2.6. DIAGRAMA DE FLUJO DE COMBUSTIBLE

El combustible pesado, a 100°C, atomizado con vapor, ingresa al hogar por los quemadores a una presión de 10.5 Kg/cm<sup>2</sup>, que es regulada por medio de la válvula de control de presión de vapor supercalentado.

### 2.2.3. Diagrama de Flujo de Aire y Gases

---

El ventilador de tiro forzado toma el aire de la atmósfera y lo introduce al hogar para producir la combustión con el bunker. (Figura 2.7).

El aire que sale del ventilador es precalentado por el calentador de aire a vapor. Esto previene la corrosión de los elementos de calentamiento del calentador de aire regenerativo por condensación de ácido sulfúrico en el lado de gas. Para elevar la temperatura en el lado frío del calentador de aire regenerativo por encima del punto de rocío.

El aire precalentado por el calentador de aire regenerativo es medido por el transmi-

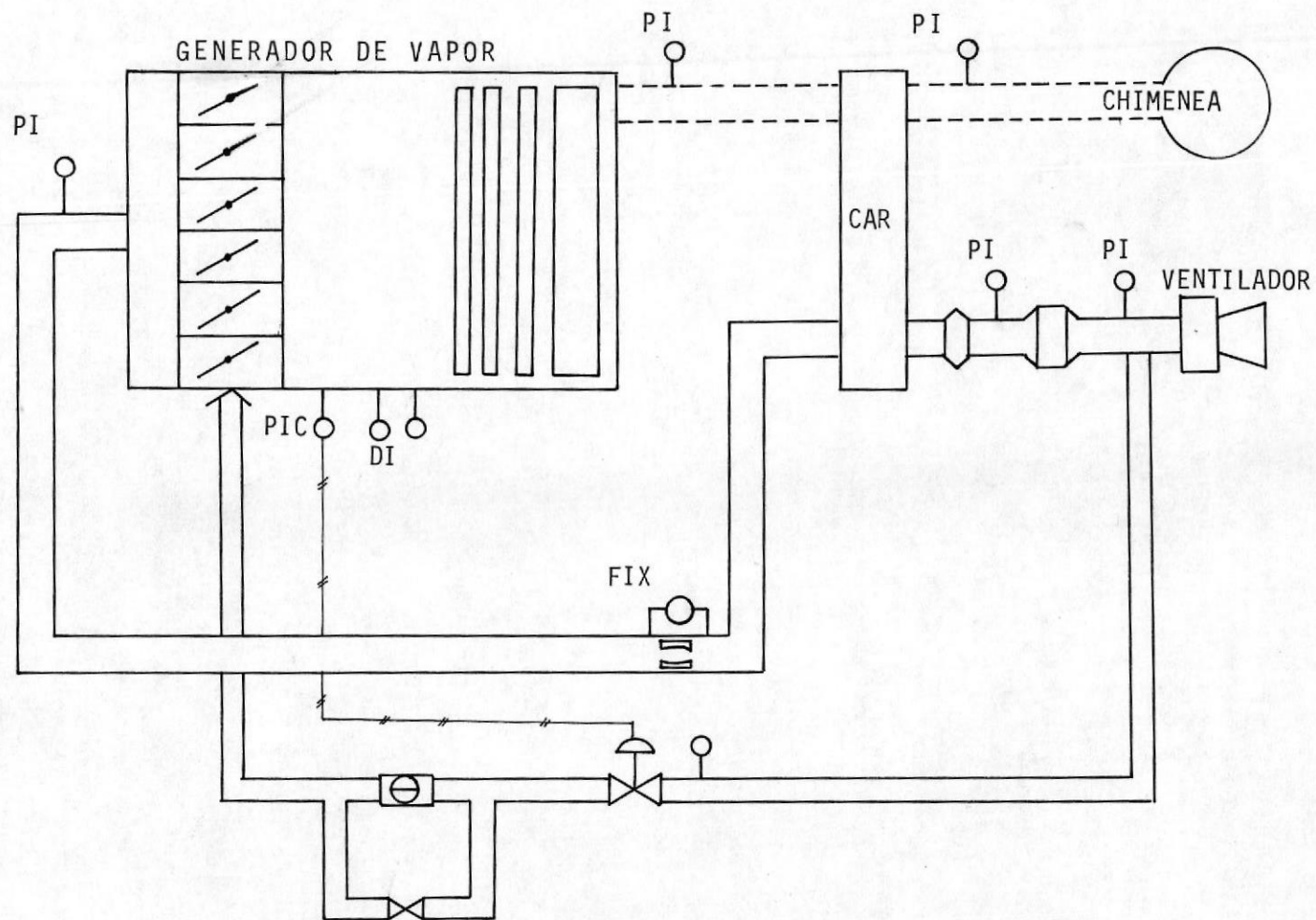


FIGURA Nº 2.7. DIAGRAMA DE FLUJO DE AIRE Y GASES

sor de flujo de doble venturi y luego conducido a la caja de viento de los quemadores por medio de los ductos.

Las paredes del hogar y tubos superiores absorben el calor de radiación de los gases de combustión y esto produce la evaporación.

El gas empujado por el tiro del ventilador - cede calor por radiación y convección al supercalentador.

Hay desviadores instalados en la caldera por lo que el gas cambia su dirección de flujo - dos veces a través de los tubos de la caldera, incrementando la velocidad del gas y la razón de transferencia de calor.

Finalmente, el gas pasa a través del calentador de aire regenerativo para calentar el aire de combustión, y luego salir por la chimenea.

### 2.3. LA CALDERA

El agua de alimentación precalentada por los calentadores y presurizada por las bombas entra al domo de vapor. El agua de alimentación mezclada con agua sa

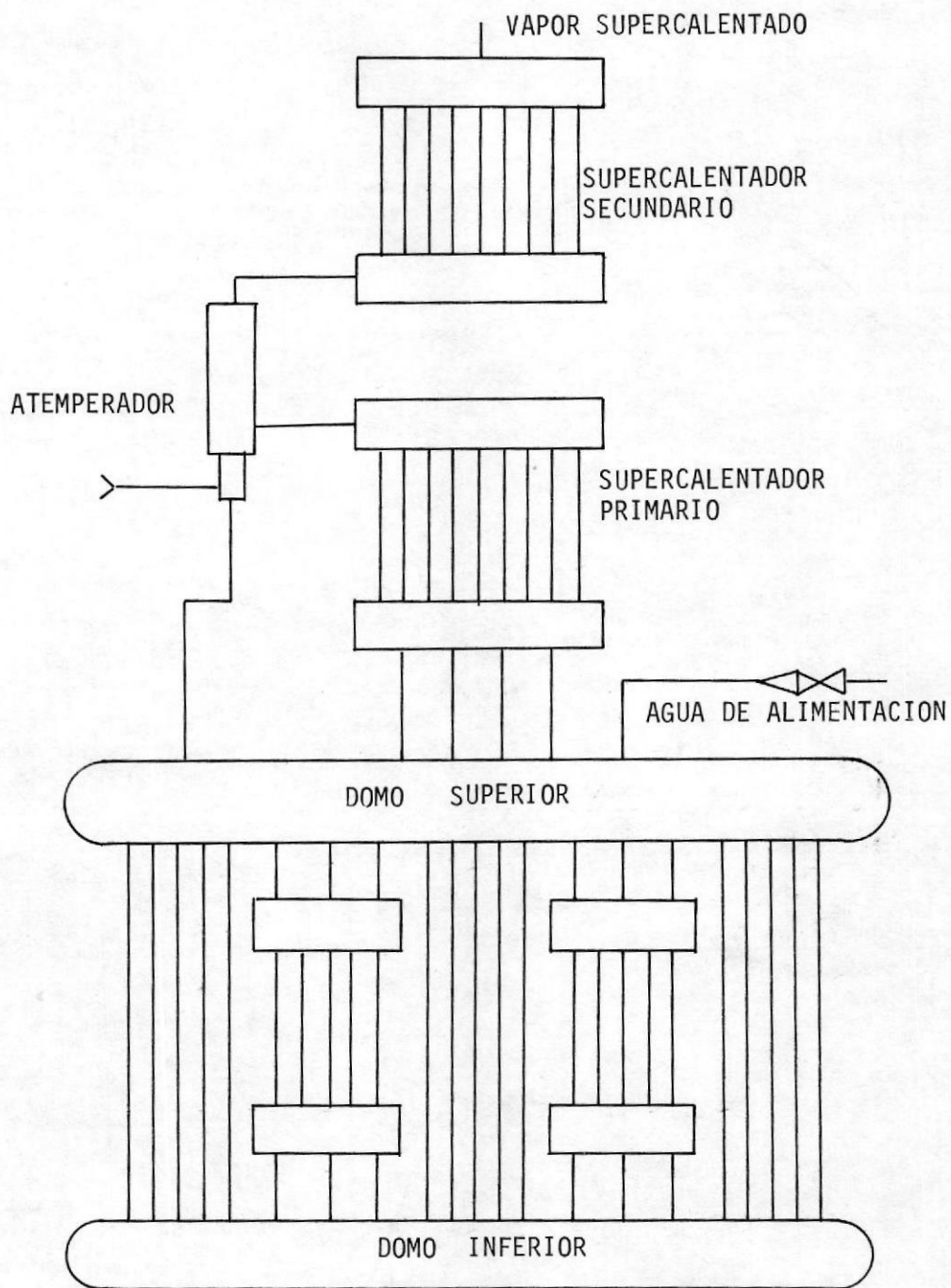


FIGURA Nº 2.8. DIAGRAMA DE LA CALDERA

turada separada del vapor en el domo superior es -  
descargada al domo de agua por los tubos de atrás.  
Como los tubos del frente de la caldera están en  
contacto con gas a mayor temperatura que los tubos  
de atrás, el agua tiende a fluir hacia el domo su  
perior, produciéndose la circulación natural por  
diferencia de densidades.

El vapor saturado sale del domo superior y fluye -  
al supercalentador primario donde es calentado por  
el calor de radiación y convección del gas que vi  
ne del hogar.

Luego el vapor ingresa al atemperador donde ingresa  
agua de alimentación en forma de rocío para contro  
lar la temperatura de salida del vapor supercalentado.  
El vapor que sale del atemperador es calentado  
en el supercalentador secundario por el calor de -  
convección del gas que viene del hogar.

#### 2.4. SISTEMA DE CONTROL DE LA CALDERA

El sistema de control de la caldera consiste de los  
siguientes controles: control maestro de presión de  
vapor (Control de combustión), control de nivel del  
domo y control de temperatura del vapor.

#### 2.4.1. Control Maestro de Presión de Vapor

---

El control maestro de presión de vapor (control de combustión) puede ser considerado - desde el punto de vista del arreglo del circuito como un control de tipo paralelo. (figura 2.9).

Este control de presión de vapor es de cuatro elementos, usando la medición del flujo de vapor como índice de carga.

La presión de vapor medida por PX-110 (transmisor de presión) se compara con el punto de ajuste CC-3 en el controlador CC-1.

Si existe una diferencia entre el punto de ajuste y la presión de vapor medida el controlador CC-1 envía una señal de corrección a los controladores de flujo de aire y combustible, pero pasa primero por el sumador CC-2.

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

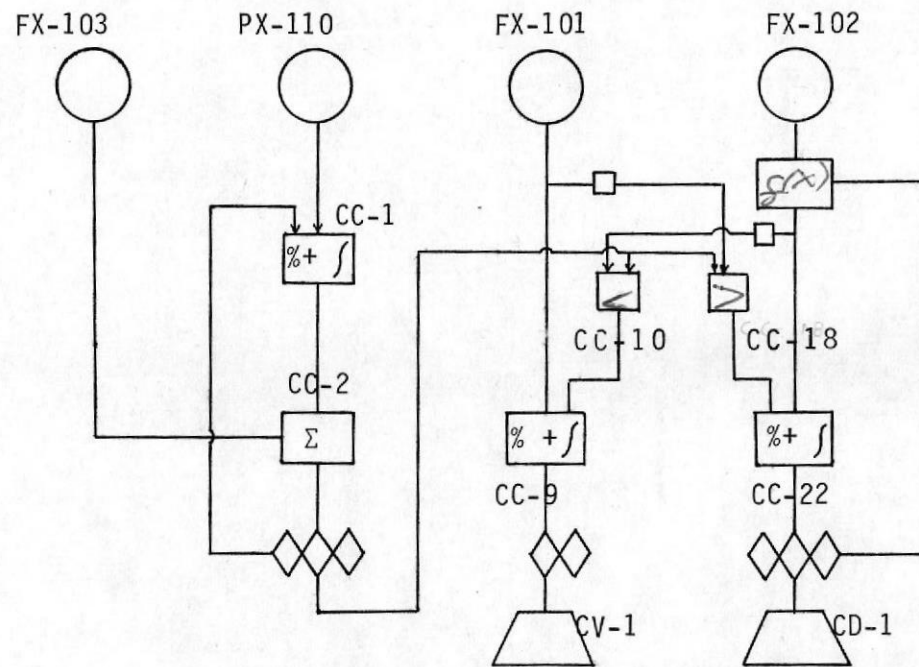


FIGURA 2.9. SISTEMA DE CONTROL DE PRESION DE VAPOR

jo de combustible.

Si existe un incremento de carga, la presión de vapor cae por un momento y la señal maestra aumenta.

De ahí si la señal maestra aumenta ~~de~~ instantáneamente con el incremento de carga, la selectora CC-18 deja pasar la señal mayor (maestra) y envía una señal al controlador de flujo de aire, el cual sufre una inestabilidad instantánea y manda una señal de corrección al servomotor de tiro forzado, abriendo las compuertas de descarga del ventilador.

Esto causa un aumento del flujo de aire. En la selectora CC-10, se hace la comparación de señales y permite el paso de la señal menor que es la señal maestra que va al controlador de flujo de combustible que manda una señal de abertura a la válvula de control de combustible.

O sea que en subidas de carga primero se incrementa el flujo de aire y luego el combustible.

En bajadas de carga primero baja el flujo de combustible y luego el flujo de aire, para asegurarse siempre que haya un exceso de aire y quemar todo el combustible.

#### 2.4.2. Control de Temperatura de Vapor

El control de temperatura de vapor es de tres elementos, usando el flujo de aire como índice de carga y la temperatura de vapor a la salida del atemperador como señal anticipatoria (figura 2.10).

La señal de temperatura de vapor se compara en el controlador TC-1 con el punto de ajuste y si existe alguna desviación, el controlador TC-1 envía una señal de corrección hacia el sumador TC-3 donde se agrega la señal de salida del atemperador, luego en el sumador TC-4 se adiciona la señal de flujo de aire y después de pasar por la selectora va a la válvula de control.

La señal de temperatura de salida del atemperador es usada como señal anticipatoria ya

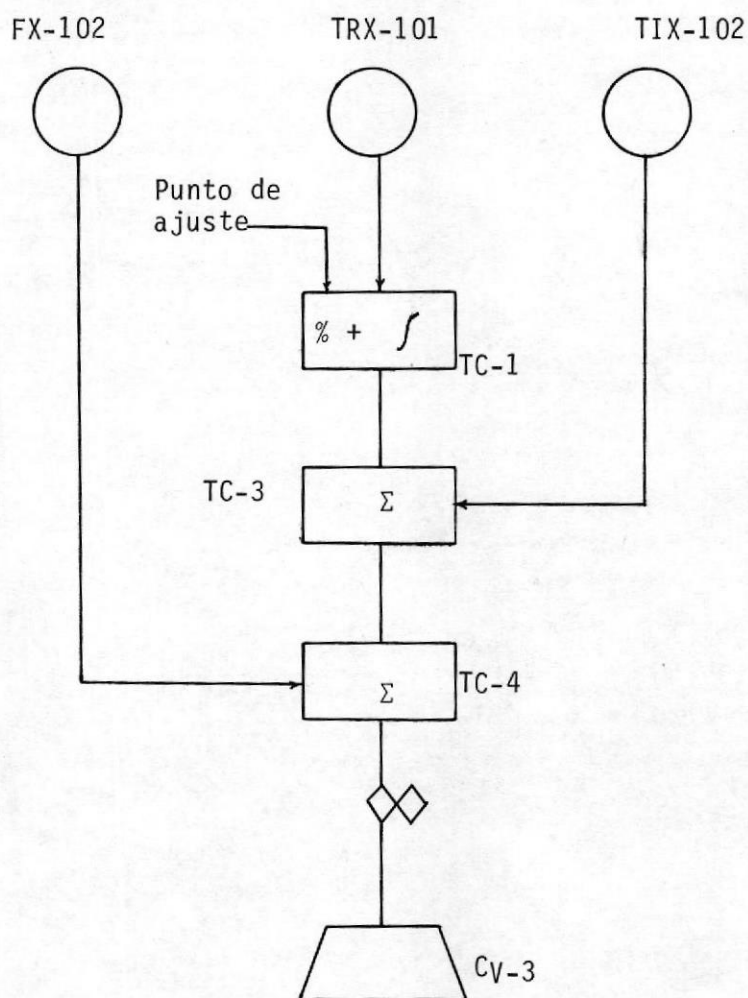


FIGURA N° 2.10. SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURA VAPOR.

que es la que varia primero con cualquier - perturbación del sistema.

### 2.4.3. Control de Nivel del Domo

El control de nivel del domo es de tres elementos medidores de flujo de agua, vapor y nivel del domo. En la figura 2.11, se observa el circuito de control.

En el sumador (FC-2) se comparan (restan) las señales de flujo de agua y flujo de vapor y la señal del punto de ajuste (Set-point) que viene desde la selectora.

Como las señales de flujo de agua y vapor son casi iguales, su diferencia sería casi cero, por lo tanto la salida del sumador FC-2, será la señal del punto de ajuste (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 variación que exista es integrada y la señal de corrección es enviada a la válvula de control CV-2.

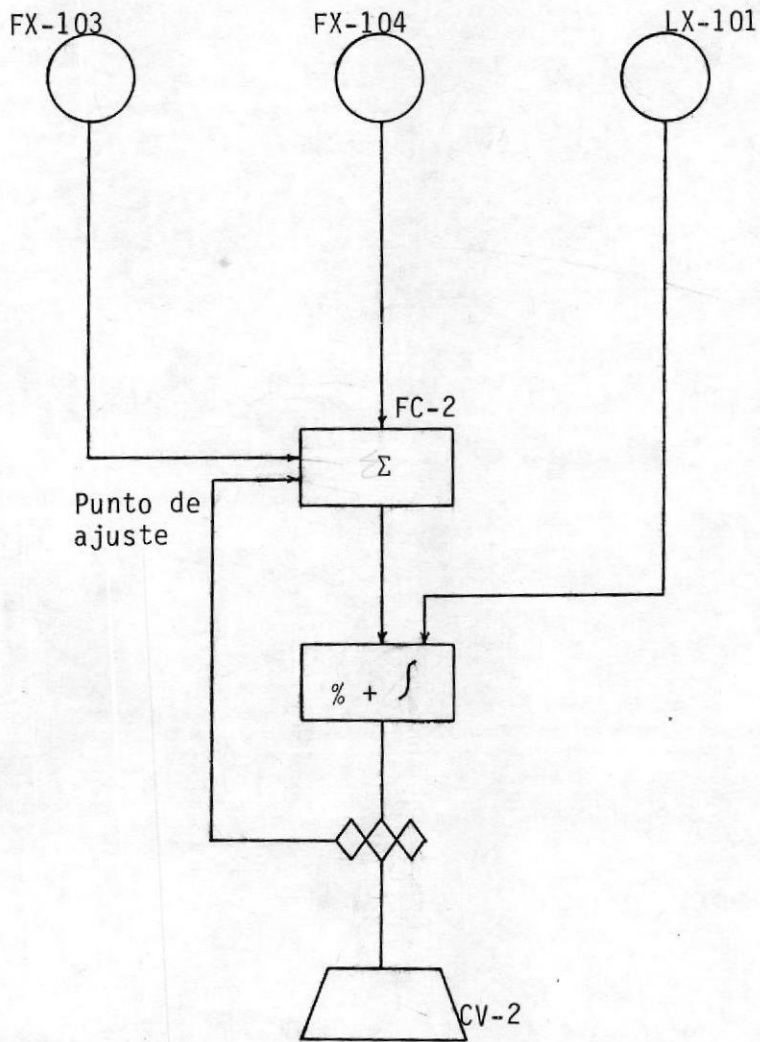


FIGURA Nº 2.11. SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DEL DOMO

## CAPITULO III

### ELEMENTOS DE CONTROL DE LA CALDERA

#### 3.1. TRANSMISORES

Los transmisores son instrumentos que captan la variable del proceso y la transmiten a distancia a otro instrumento receptor indicador, registrador, controlador o una combinación de estos.

Existen varios tipos de señales de transmisión: neumáticas, electrónicas, hidráulicas y telemétricas. Las más empleadas son las dos primeras y usadas en la central Estero Salado.

Los transmisores neumáticos se basan en el sistema tobera-obturador que convierte el movimiento del elemento de medición en una señal neumática.

Explicando en su forma más simple el sistema tobera-obsturador consiste de un tubo neumático alimentado a una presión constante  $P_s$ , con una reducción en su

salida en forma de tobera, la cual puede ser obstruida por una lámina llamada obturador cuya posición depende del elemento de medición. En la figura 3.1. se muestra el conjunto.

El aire de suministro de presión normalizada 20 Lb/pulg<sup>2</sup> pasa por la restricción R y llena al volumen cerrado V escapándose a la atmósfera por la tobera - Rv.

Esta tiene un diámetro muy pequeño, de unos 0.25-0.5 mm., mientras que la restricción Rv tiene un diámetro alrededor de 0.1 mm., con el obturador abierto la presión posterior remanente es de unos 0.03 Kg/cm<sup>2</sup>, lo cual indica que la relación de presiones diferenciales a través de la restricción R es de  $1.4/0.03 = 50$  veces.

El escape de aire a través de la tobera depende de la posición del obturador, es decir del valor X. Debido a este escape, el volumen V se encontrará a una presión  $P_1$  intermedia entre  $P_5$  y la atmosférica.

En efecto, para  $X = 0$ , el obturador tapa casi totalmente a la tobera, con lo cual no hay escape de aire a la atmósfera y  $P_1$  llega a ser casi igual a la

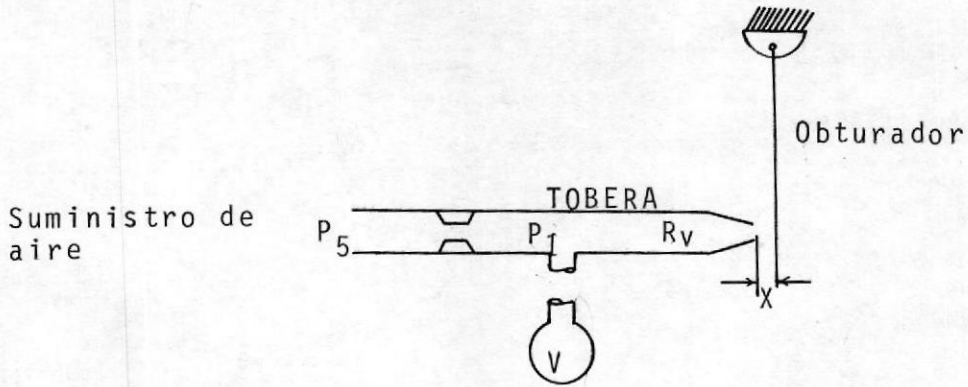


FIGURA N° 3.1. SISTEMA TOBERA OBTURADOR

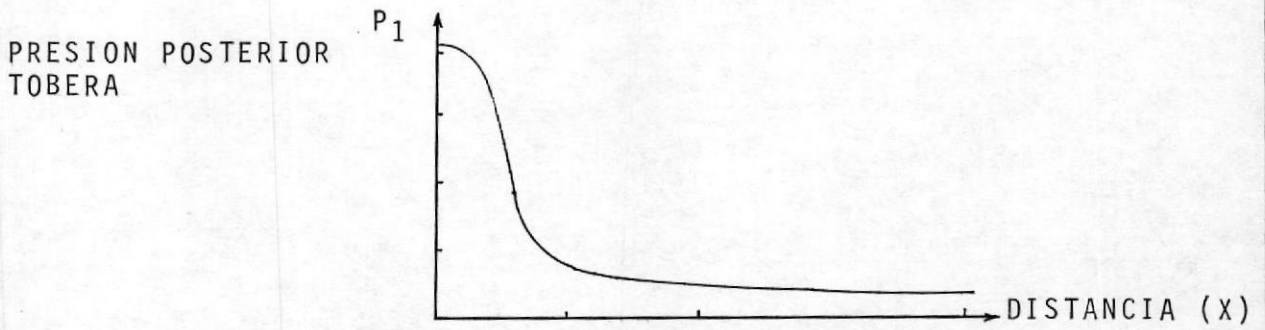


FIGURA N° 3.2. RESPUESTA DEL SISTEMA TOBERA OBTURADOR

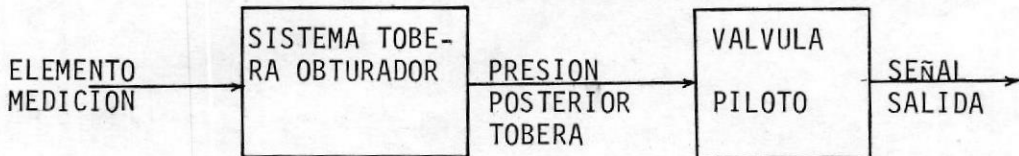


FIGURA N°. 3.3. AMPLIFICADOR DE DOS ETAPAS

presión  $P_s$  del aire de alimentación: para  $X$  relativamente grande el obturador está separado de la tobera y no limita el escape de aire a la atmósfera siendo la presión  $P$  próxima a la atmosférica.

En general un transmisor consta de los siguientes elementos:

La válvula piloto en el transmisor cumple las siguientes funciones:

Aumento del caudal de aire suministrado, o del caudal de escape para conseguir disminuir el tiempo de respuesta.

Amplificación de presión (ganancia) para obtener una señal neumática estandar 3-15 Lb/pulg<sup>2</sup>.

Luego de conocer las generalidades de los transmisores vamos a conocer cada uno de ellos en el sistema de control de la caldera.

### 3.1.1. Transmisor de Presión

Este transmisor PX-110 mide la presión de vapor de entrada a la turbina. En rango de medición del ins

trumento es de 0-100 Kg/cm<sup>2</sup> y señal neumática de salida de 3 a 15 Lb/pulg<sup>2</sup>.

El mecanismo del Transmisor (Figura 3.4), consiste en un tubo Bourdon conectado por eslabones a un puntero indicador (negro). La presión medida se aplica al tubo de Bourdon haciendo que éste se mueva.

Este movimiento se transmite a través del eslabón para posicionar el puntero indicador de la presión medida.

El mecanismo de transmisión consiste en un conjunto lengüeta-tobera y una Unidad Reforzadora. La lengüeta está eslabonada al puntero indicador (negro) de tal forma que la posición de la lengüeta corresponde a la presión medida. Cuando la presión medida es constante, la lengüeta y la tobera están en su posición "de balance" y la presión en el fuelle del Reforzador se mantiene en un valor que sostiene la viga en U en una posición aproximadamente horizontal (las válvulas de admisión y escape están cerradas).

Cuando la presión medida aumenta, el extremo libre del Bourdon reposiciona el puntero indicador de la

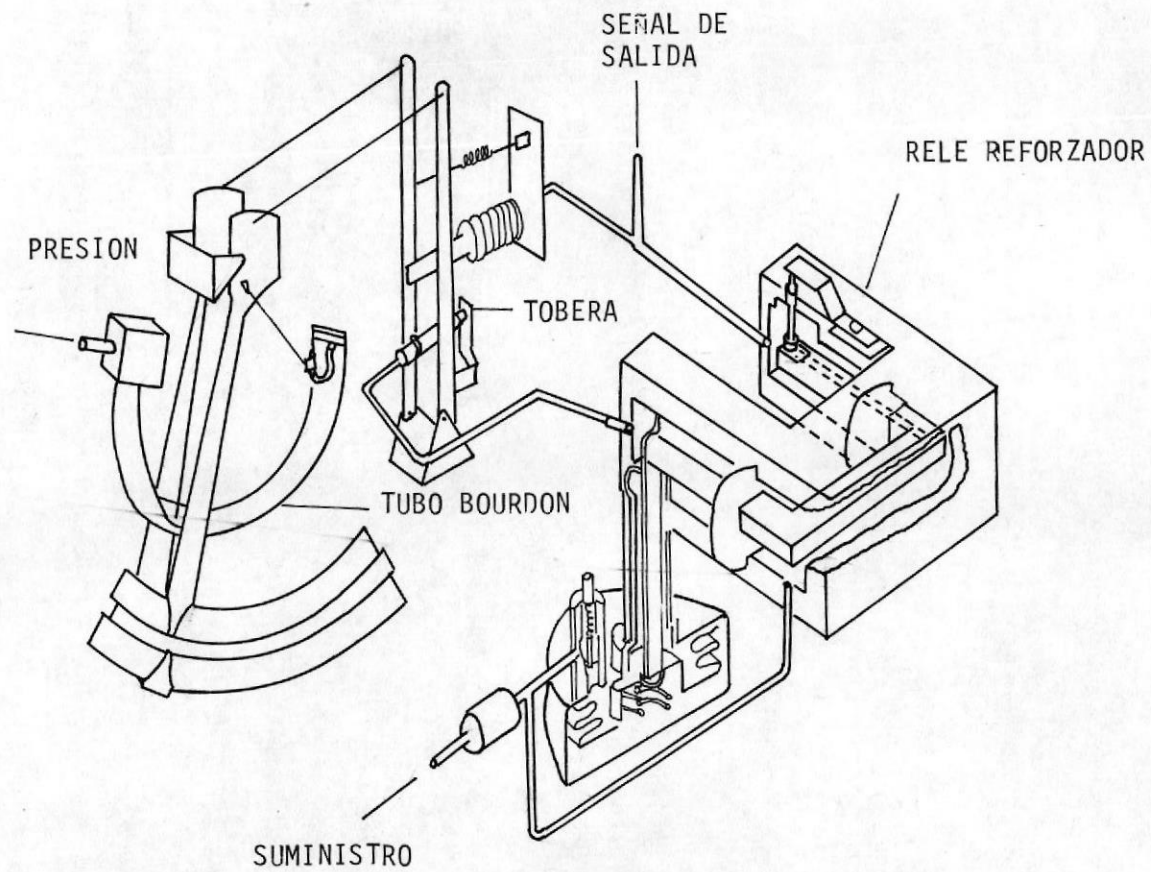
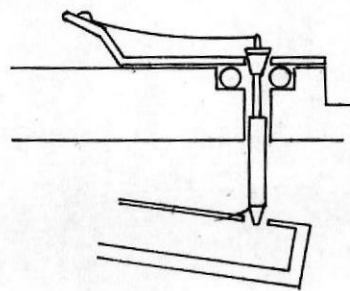


FIGURA Nº 3.4. TRANSMISOR DE PRESION DE VAPOR

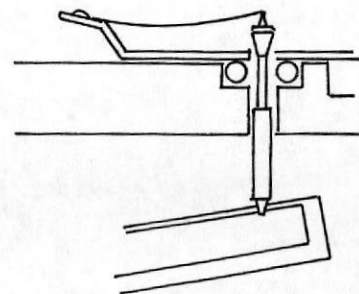
presión medida. Este movimiento también hace que la lengüeta se mueva más cerca de la tobera, retardando el flujo de aire de la tobera y aumentando la presión en el fuelle del Reforzador. La expansión del fuelle, tira de la viga en U hacia abajo abriendo la válvula de admisión (ya que la viga en U pivotea en los diafragmas de sello) y aumenta la presión en la Cámara 3. La válvula admisión-escape (Figura 3.5), está tensionada hacia abajo por una muelle (movimiento hacia abajo de la viga en U cierra la válvula de escape y abre la válvula de entrada, Figura 3.5 (a); el movimiento hacia arriba del extremo de la viga en U cierra la válvula de admisión y abre la válvula de escape, Figura 3.5(b).

La presión incrementa en la cámara 3, se aplica el fuelle de restauración, expandiendo el fuelle y retirando la tobera de la lengüeta.

Cuando la presión de la cámara 3 comienza a aumentar lo suficiente para mover la tobera a su posición "de balance", (1) la relación de flujo de aire de la tobera y la presión en el fuelle del Reforzador regresan a sus valores "de balance", (2), la viga en U regresa a su posición horizontal y (3), las vál



a.



b.

FIGURA 3.5. VALVULA DE ADMISION ESCAPE DE LA UNIDAD  
REFORZADA.

vulas de admisión y escape cierran, manteniendo la presión de la salida de la Unidad Reforzadora a un nuevo valor incrementado. En operación normal, el puntero de presión de salida (rojo) y el puntero de la presión medida (negro), están siempre opuestos uno al otro sobre la escala indicando que la presión de salida es correcta para la presión medida.

Cuando la presión medida disminuye, todos los movimientos se efectúan en la dirección opuesta a como se describió anteriormente y la presión de salida del transmisor, se mantiene en un nuevo valor disminuido proporcional a la presión medida.

### 3.1.2. Transmisor de Flujo de Combustible

El transmisor medidor de área está mostrado en la figura 3.6. El mecanismo de medición está contenido en un envolvente (similar al cuerpo de una válvula) que consiste de una jaula interior, un tapón de medición y un resorte de carga que conecta el tapón de medición a la parte inferior de la envolvente del resorte.

El mecanismo de indicación y transmisión (Figura 3.7)

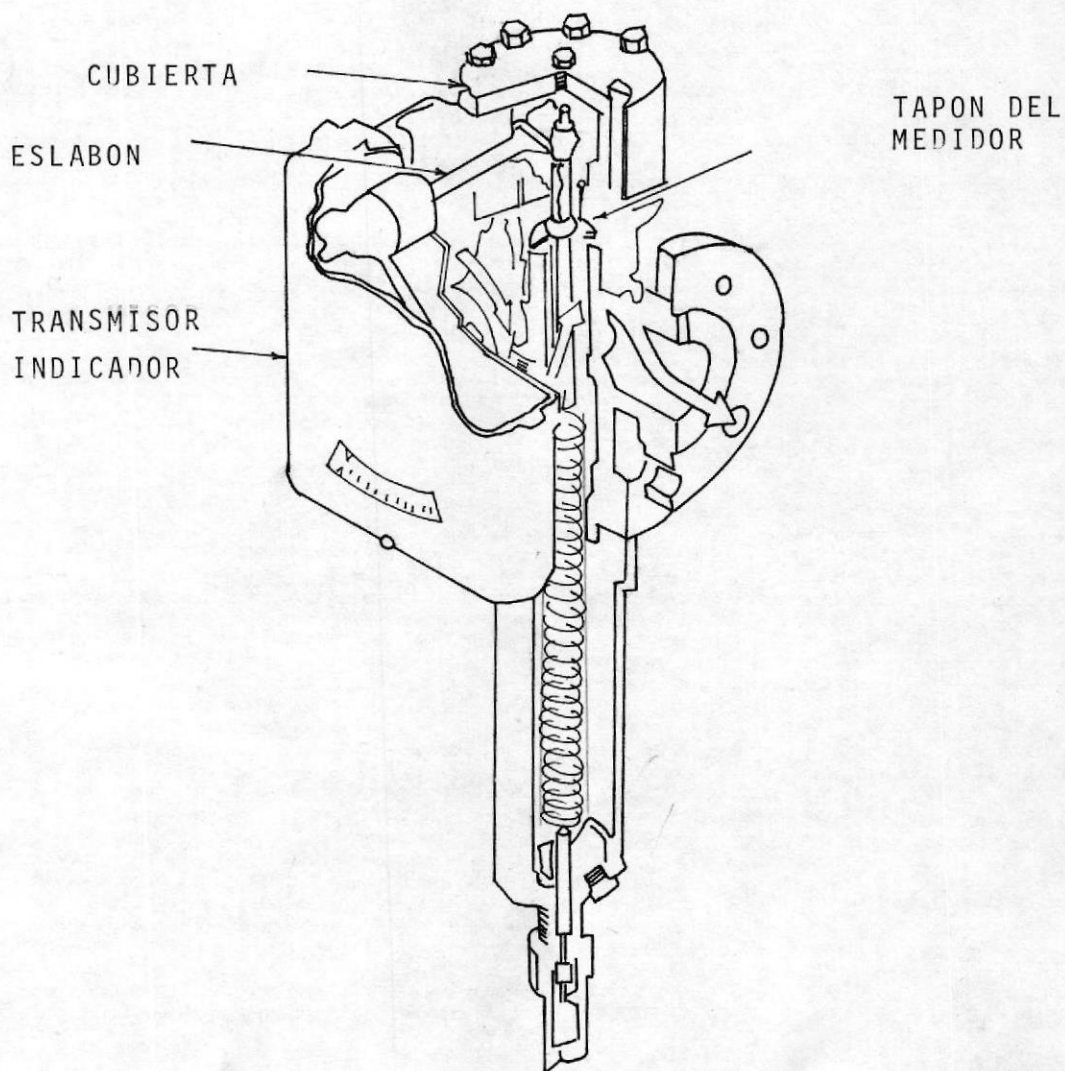


FIGURA Nº 3.6. TRANSMISOR DE FLUJO DE COMBUSTIBLE

consiste de un puntero y escala, un conjunto tobera-obturador y una unidad reforzadora.

El fluido al pasar por el interior de la jaula (figura 3.6), levanta el tapón de medición hacia arriba. A medida que el tapón se mueve, descubre los puertos de la jaula, permitiendo el paso del fluido. El movimiento hacia arriba del tapón de medición es contrario de la fuerza ejercida hacia abajo por el resorte de carga. El desplazamiento del tapón de medición es directamente proporcional al coeficiente de flujo mientras que la fuerza del resorte permanece constante.

El movimiento del tapón de medición se transmite directamente a través de un husillo y eslabones de conexión para posicionar el puntero indicador y accionar la lengüeta del mecanismo de transmisión.

La posición del puntero y lengüeta reflejan la posición del tapón de medición. Como las presiones de salida desarrolladas por el mecanismo de transmisión, son directamente proporcionales a la posición de la lengüeta, hace que la presión de salida sea también directamente proporcional a la posición del tapón de medición y al coeficiente de flujo medido.

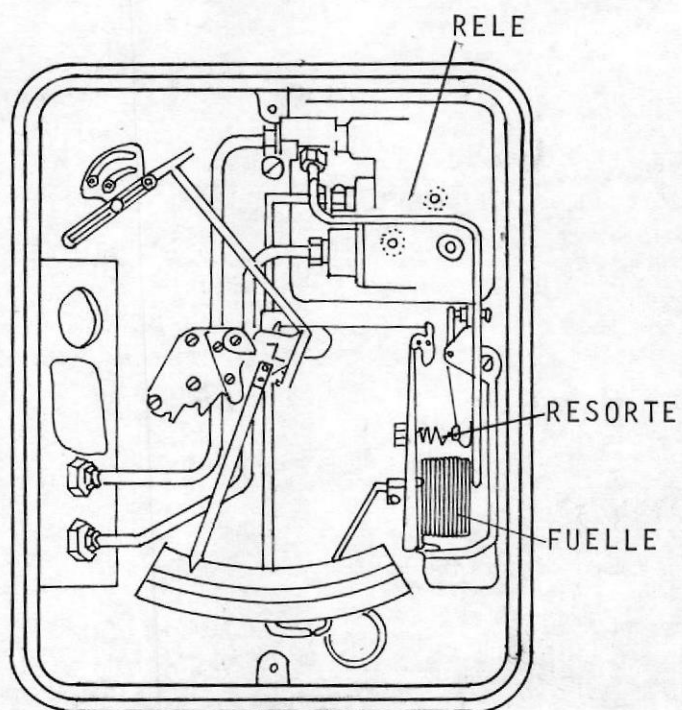


FIGURA 3.7. UNIDAD TRASMISORA DEL MEDIDOR DE  
COMBUSTIBLE

El mecanismo de transmisión consiste del conjunto tobera-obturador y unidad reforzadora similar al del transmisor de presión.

### 3.1.3. Transmisor de flujo de vapor F

El transmisor de flujo de vapor consiste de un mecanismo de medición y el mecanismo de transmisión.

Una tobera de flujo mide la caída de presión diferencial en la línea de vapor supercalentado, esta presión se transmite al mecanismo de medición.

El mecanismo de medición consiste, de un ensamble - que contiene un flotador en el lado de baja presión (Figura 3.8).

Las dos presiones de la tobera de flujo están balanceadas a través del tubo de rango tal que la diferencia en el nivel de mercurio y desplazamiento del flotador son proporcionales a la presión diferencial.

El movimiento del flotador es transmitido por un pasador y un eslabón conector a un transmisor de raíz cuadrada, el cual desarrolla una señal de salida proporcional a la raíz cuadrada de la presión diferencial y por lo tanto proporcional al flujo.

1. PALANCA HORQUETADA
2. VALVULA IGUALADORA
3. FLOTADOR
4. TUBERIA DE ALTA PRESION
5. MERCURIO
6. TUBO DE RANGO

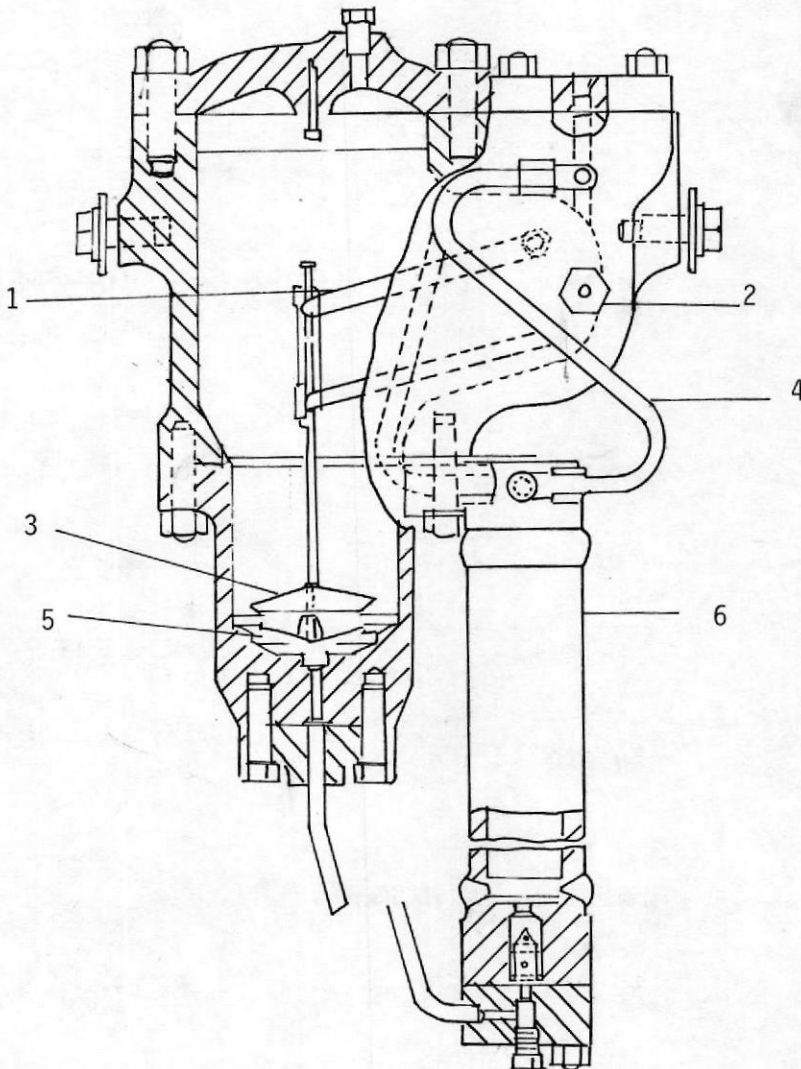


FIGURA 3.8. MECANISMO DE MEDICION DEL MEDIDOR DE FLUJO DE VAPOR

El extractor de raíz cuadrada se muestra esquemática mente en la figura 3.9. Aire de suministro entra al fuelle a través de un orificio reductor, posiciona - el fuelle y al mismo tiempo a la cámara 1.

El aire pasa desde la cámara 1 a través de la tobera a una razón dependiente de la distancia tober-aobtu - rador. La razón de flujo de aire de la tobera deter - mina la magnitud de la presión en el fuelle.

El aire de suministro entra directamente a la cámara 2 y por medio de la viga a la válvula de entrada en la cámara 3. La viga U pivotea en el diafragma el - cual sella las cámaras 1 y 3 de la 2. El extremo li bre de la viga se mueve hacia arriba y hacia abajo - por expansión y contracción de los fuelles. Este mo vimiento abre y cierra la válvula de alivio y por lo tanto regula la presión en la cámara 3, la cual es - la presión de salida de la unidad reforzadora. La fuerza hacia abajo del resorte seguidor ocasiona que la palometa se aleje de la tobera.

La posición del seguidor con respecto a la palometa depende de:

a. La posición vertical de la leva sobre la cual se

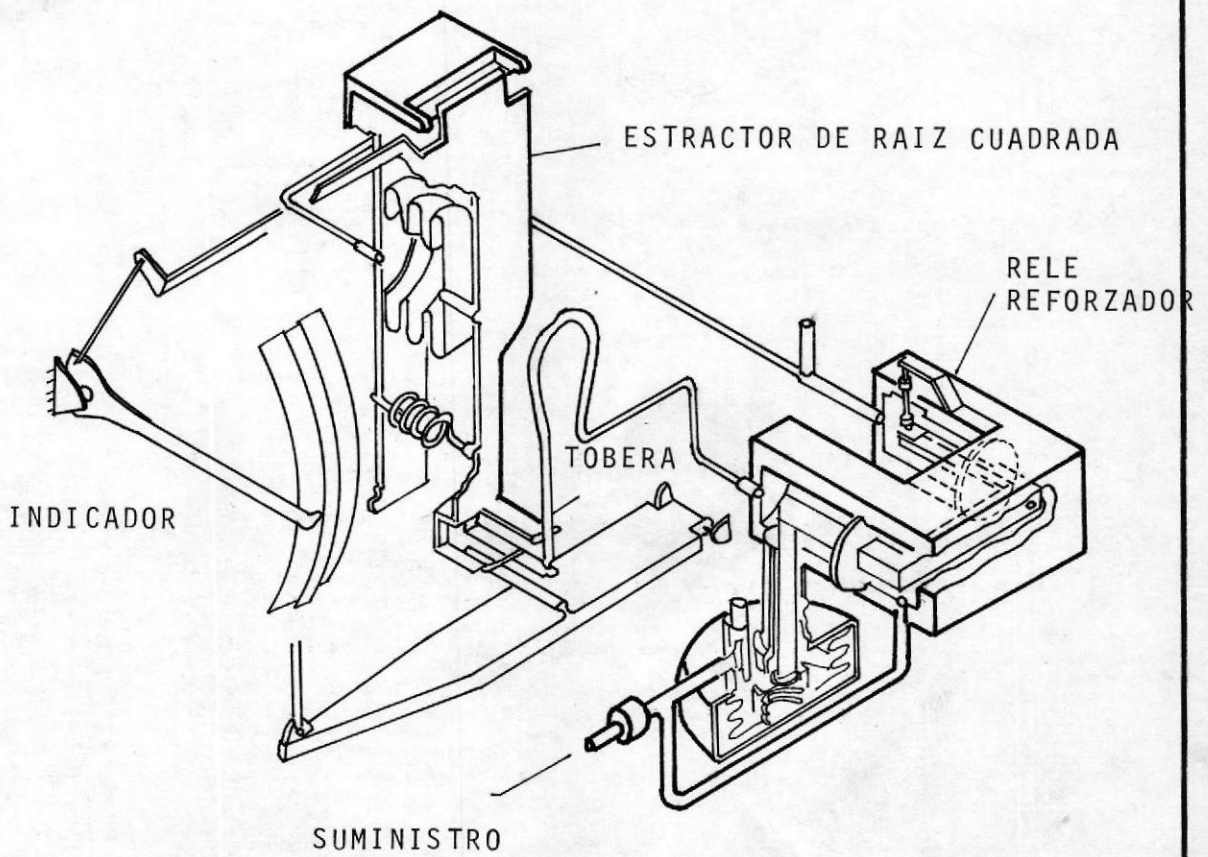


FIGURA 3.9. EXTRACTOR DE RAIZ CUADRADA

apoya, y

- b. La posición angular de la viga vertical, la cual está determinada por la presión de salida al fuelle restaurador.

Cuando la presión dentro del fuelle del reforzador es  $3.5 \text{ Lb/pulg}^2$ , el fuelle está en una posición tal que la viga es horizontal, las válvulas de entrada y salida del reforzador hacia el fuelle restaurador es constante. El transmisor está ahora en balance. La presión de salida de la unidad reforzadora es también la presión de salida de transmisor.

Cuando la entrada mecánica al transmisor aumenta, el eslabón levanta el extremo libre de la viga horizontal acercando el obturador a la tobera. Esto produce una restricción del flujo que sale de la tobera, luego se incrementa la presión en la cámara 1, expandiendo el fuelle del reforzador y bajando el extremo de la viga produciendo la apertura de la válvula de entrada. Mientras esta válvula permanece abierta al aire de suministro en la cámara 2 fluye a la cámara 3 e incrementa la presión de salida de la unidad reforzadora. El fuelle restaurador se expande moviendo el seguidor a lo largo de la leva.

Como el seguidor se desplaza hacia afuera a lo largo de la leva, este aleja el obturador de la tobera disminuyendo el balance de la unidad reforzadora hasta la distancia de equilibrio del conjunto tobera-obturador. La salida de la unidad reforzadora se estabiliza en un nuevo valor de presión incrementada. La salida del transmisor, representando razón de flujo de vapor, se muestra sobre una escala lineal por medio de un puntero conectado a una viga vertical.

#### TEORIA DE LA EXTRACCION DE LA RAIZ CUADRADA

Referirse a la figura 3.10. La leva está en la posición cero a la distancia R bajo el pivote de la viga vertical. Para cualquier entrada al transmisor, la distancia vertical, de la leva desde la posición cero es proporcional. La viga se desplaza un ángulo  $a$  desde la vertical.

Se tiene que:

$$\cos a = \frac{R - d}{R}$$

Despejando  $d$  resulta:

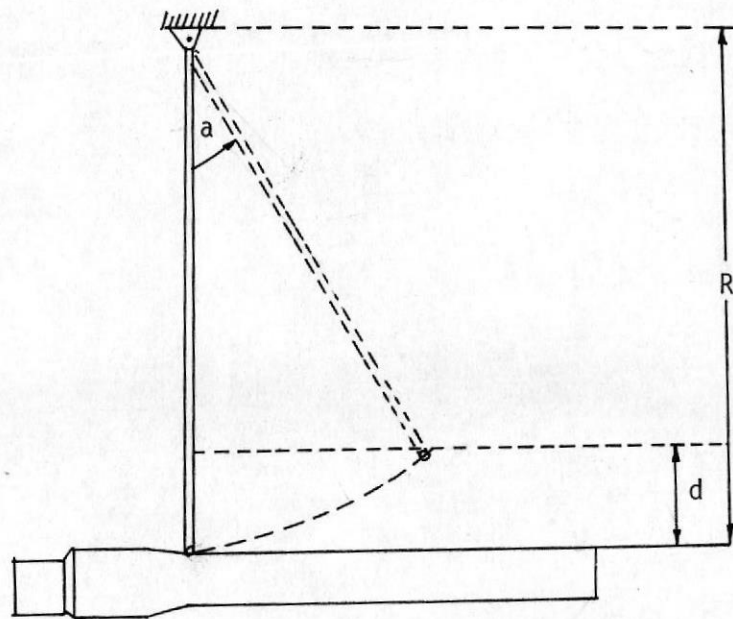


FIGURA 3.10. ESQUEMA DEL EXTRACTOR DE RAIZ CUADRADA

$$d = R (1 - \text{Cos } a)$$

Para un ángulo  $a$  pequeño ( $a = 0$ )  $\text{Cos } a = 1 - a^2/2$  de donde  $d = R a^2/2$ . Despejando  $a$  se obtiene:

$$a = \sqrt{2d/R}$$

Por lo tanto, el ángulo  $a$  es proporcional a la raíz cuadrada del desplazamiento  $d$  de la leva para pequeños valores de  $a$ . La salida del transmisor es proporcional al ángulo  $a$  y así represente la raíz cuadrada de la entrada.

El rango de medición del instrumento es 0-350 Ton/hora y la señal neumática de salida es de 3-15 Lb/pulg<sup>2</sup>.

#### 3.1.4. Transmisor de nivel del domo Bov

La medición de nivel del domo de la caldera se basa en el principio de la presión estática de columnas de agua aplicadas a un manómetro de mercurio (ó campana de presión diferencial de mercurio). La figura 3.11 muestra la instalación típica.

Del análisis de las columnas actuantes en el medidor

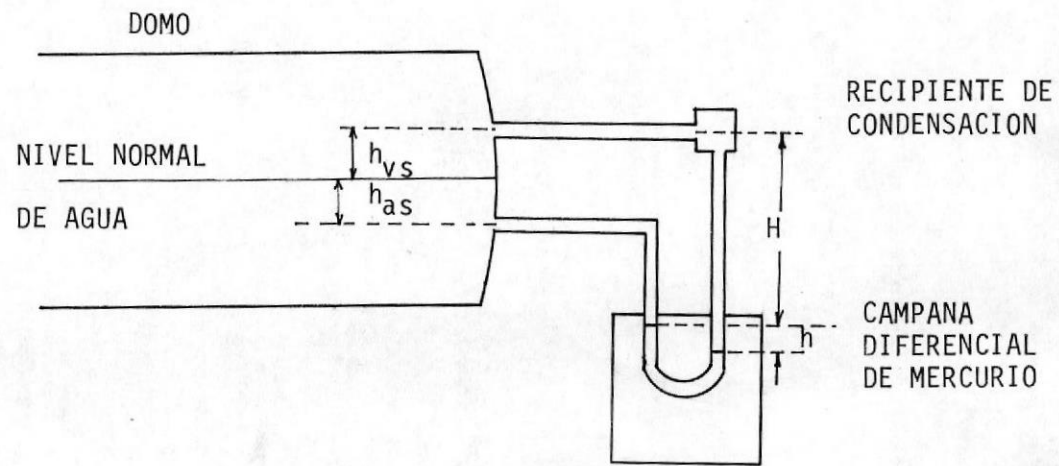


FIGURA 3.11. COLUMNAS DE AGUA DEL MEDIDOR DE NIVEL

se puede determinar lo siguiente:

$$\gamma_H H = \gamma_C h_C + \gamma_{VS} h_{VS} + \gamma_{AS} h_{AS}$$

De donde:

$$h_C = \frac{\gamma_H H - (\gamma_{VS} h + \gamma_{AS} h)}{\gamma_S}$$

En donde:

$h_C$  = columna de calibración del medidor

$\gamma_C$  = peso específico del agua de la columna de calibración.

$h_{VS}$  = altura de columna de vapor en el domo.

$\gamma_{VS}$  = peso específico del vapor saturado a la presión del domo.

$h_{AS}$  = altura de la columna de agua en el interior del domo.

$\gamma_{AS}$  = peso específico del agua saturada a la presión del domo.

$H$  = distancia entre las tomas

$\gamma_H$  = peso específico del agua contenida en la columna.

Como ejemplo si se desea registrar el nivel del domo en una carta con rango de +30.0, -30 cm., las conexiones del domo tienen 60 cm., de separación. El nivel del agua estará en el centro geométrico del domo. El ramal superior cuenta con un recipiente de condensación y temperatura ambiente en el lugar es 38°C.

Haciendo referencia a la figura anterior, determinar la tabla de calibración para cada 10 cm., de lectura de la carta.

Datos:

$$\gamma_C = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_H = 995 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{as} = 690.89 \text{ kg/m}^3 (\text{a ps} = 97 \text{ kg/cm}^2)$$

$$\gamma_{vs} = 59.67 \text{ kg/m}^3 (\text{a ps} = 97 \text{ kg/cm}^3)$$

Desarrollo:

Cuando el nivel se encuentra en la conexión inferior del domo, se tendrá una lectura de -30 cm. y en esas

condiciones se tiene  $h = 0$  cm.

$$h_c = \frac{60(995) - 60(54.67)}{998} = 56.53 \text{ cm.}$$

Para un nivel de -20 cm.

$$h_c = \frac{60(995) - 50(54.67) + 10(690.89)}{998} = 50.3 \text{ cm.}$$

Para un nivel de -10 cm:

$$h_c = \frac{60(995) - 30(54.67) + 30(690.89)}{998} = 43.78 \text{ cm.}$$

Para un nivel normal o sea 0 cm.

$$h_c = \frac{60(995) - 30(54.67) + 30(690.89)}{998} = 37.41 \text{ cm.}$$

Para un nivel de + 10 cm.

$$h_c = \frac{60(995) - 20(54.67) + 40(690.89)}{998} = 31.04 \text{ cm.}$$

Para un nivel de +20 cm.

$$h_c = \frac{60(995) - 10(54.67) + 50(690.89)}{998} = 24.67 \text{ cm.}$$

Para un nivel de +30 cm.

$$h_c = \frac{60(995) - 60(690.89)}{998} = 18.3 \text{ cm.}$$

De los valores anteriores se obtiene la siguiente tabla:

TABLA 3.1.

INDICACION	
INDICACION EN EL REGISTRO (CM).	CM. Cat H2O A 25 °C.
+ 30	18.3
+ 20	24.67
+ 10	31.04
+ 0	37.41
- 10	43.78
- 20	50.3
- 30	56.53

Conviene puntualizar que un indicador de nivel de este tipo está operado por el nivel real en el interior del domo lo cual hace altamente recomendable.

Esto en cuanto al principio de medición de nivel del domo, ahora veamos el funcionamiento.

Las conexiones de alta y baja presión que salen del domo están conectadas a la campana de presión diferencial del mercurio (figura 3.12).

De acuerdo con la presión diferencial que existe dentro de la campana, el flotador adoptará una posición determinada. El flotador está unido a un pasador por medio de una palanca horquetada, o sea que el desplazamiento vertical hacia arriba o hacia abajo del flotador producido por variaciones de nivel del domo se transforma en movimiento de rotación del pasador.

Una vez que se la ha detectado la variación de nivel y transformado en movimiento de rotación, el pasador ingresa a la caja de indicación del instrumento. Ver figura 3.13.

El movimiento de rotación del pasador se transmite -

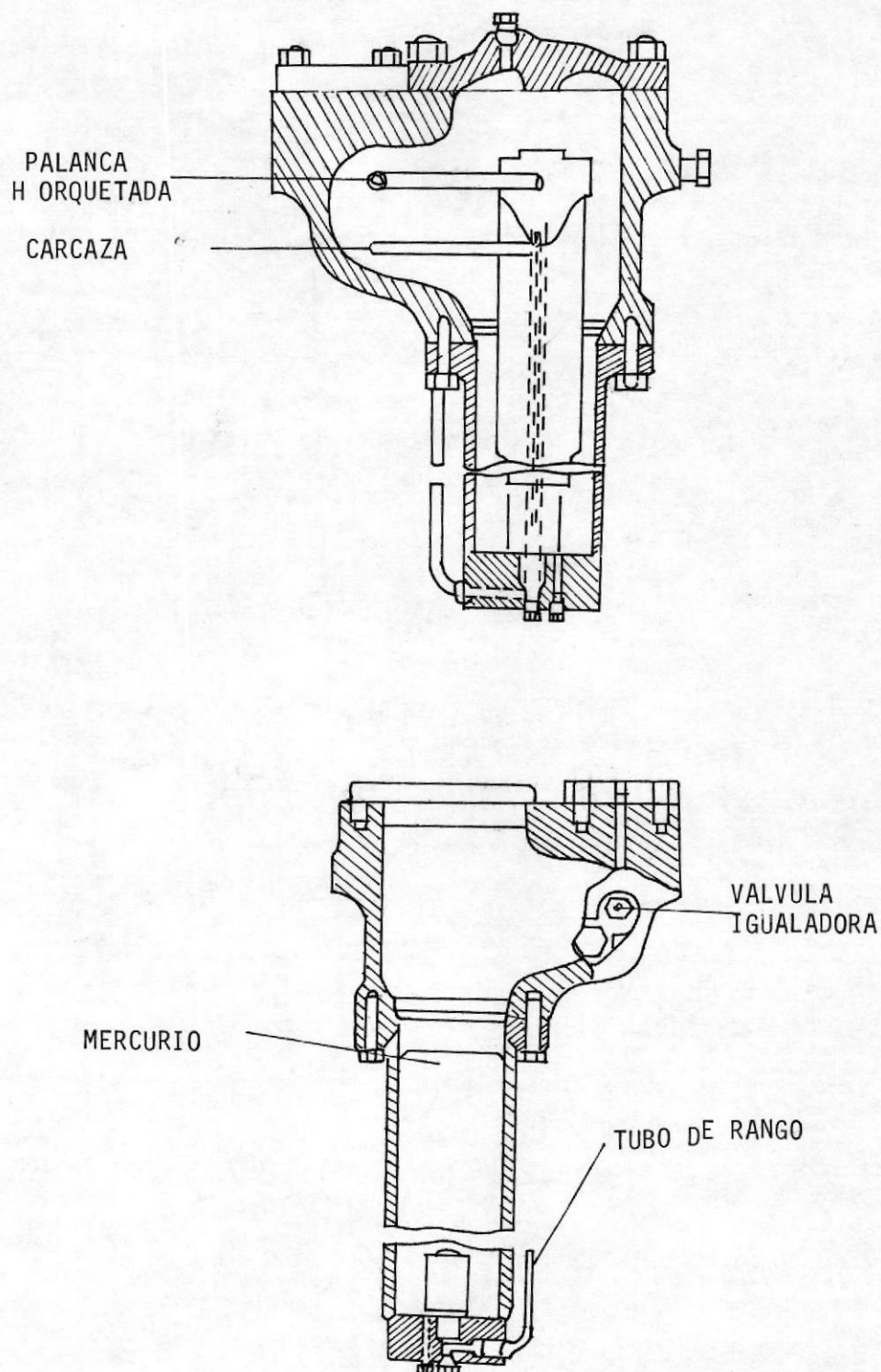


FIGURA 3.12. CAMPANA DE PRESION DIFERENCIAL DEL MEDIDOR DE NIVEL

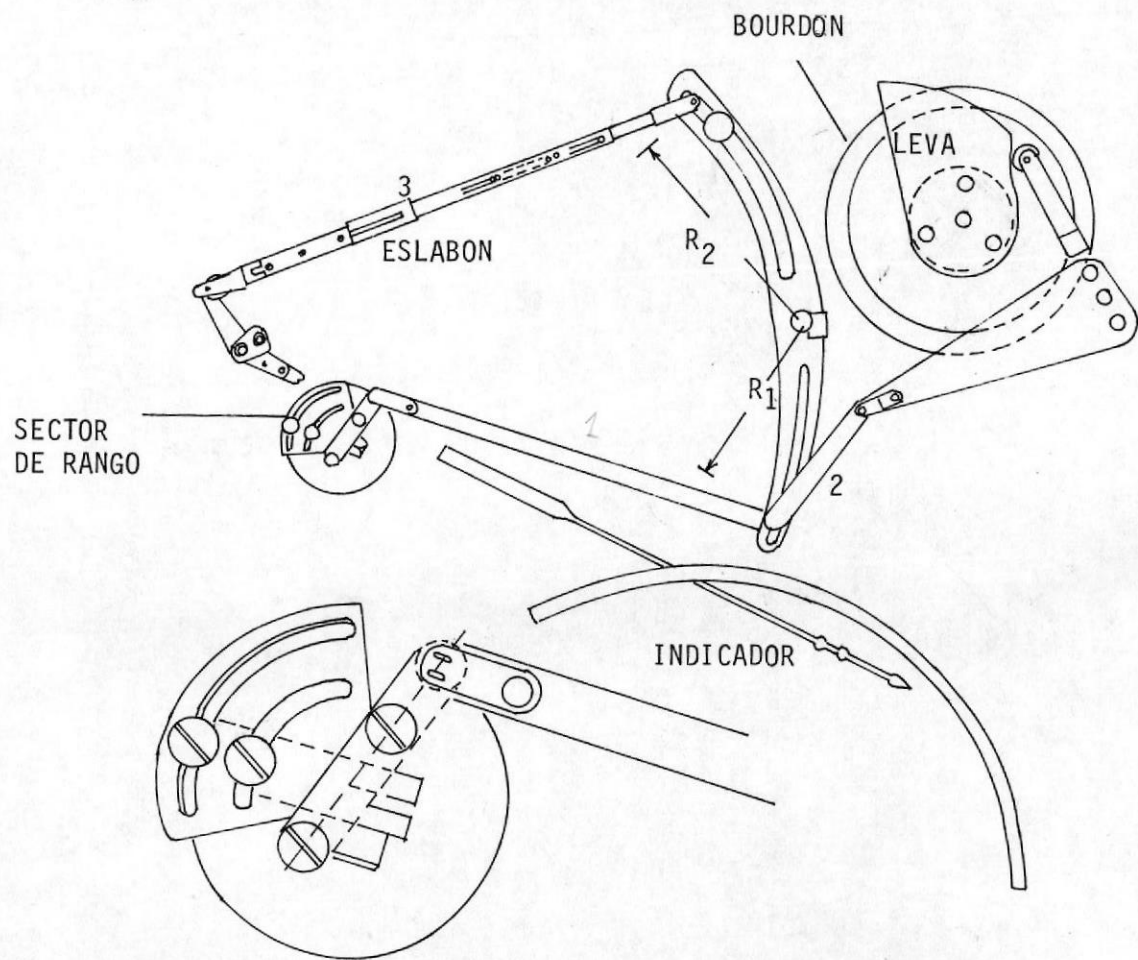


FIGURA 3.13. CAJA DE INDICACION

por medio del eslabón 1 al brazo R, el cual está a su vez unida al brazo compensador por medio del eslabón 2. El brazo compensador tiene un seguidor que actúa sobre una leva la cual es movida por el tubo de Bourdon.

Sobre el tubo de Bourdon actúa la presión de la conección de alta. Esto hace que se compensen automáticamente las lecturas por cambios en el peso específico del agua resultante de variaciones de temperatura dentro del domo de la caldera. La presión del domo se usa como índice de la temperatura del agua.

Cuando existe cero presión sobre el tubo de Bourdon no se produce la acción compensadora.

El movimiento del flotador de la campana produce -rotación del pasador. Esto causa un movimiento lineal del eslabón 1, el cual mueve el brazo del sector R alrededor de su pivote. Este movimiento se transmite por medio del eslabón 3 el cual mueve la pluma indicación del nivel del domo.

Cuando actúa una presión mayor que cero es detecta-

da por el tubo de Bourdon y el mecanismo compensador trabaja. El incremento de presión hace que se desarrolle el tubo de Bourdon, rota la leva la cual mueve el seguidor y el brazo compensador rota alrededor de su pivote en el sentido de las manecillas del reloj.

Este movimiento hace que el eslabón 2 se deslice hacia arriba en la parte inferior del brazo R, cambiando la longitud del radio R1 y R2 y el cambio causará una cantidad dada de rotación para producir un mayor movimiento del brazo de la pluma.

Ahora, para la transmisión de la señal neumática se lo hace en forma similar que en los transmisores estudiados anteriormente.

### 3.1.5. Transmisor de Flujo de Agua

Este transmisor consiste de un mecanismo de medición y un mecanismo de transmisión.

Una tobera de flujo mide la caída de presión diferencial en la línea de agua de alimentación a la caldera, esta presión es detectada por la

campana de presión diferencial.

La extracción de la raíz cuadrada de la presión diferencial se realiza en la campana, a diferencia del medidor de flujo de vapor que extrae la raíz cuadrada en el mecanismo de transmisión.

La campana de presión diferencial se observa en la figura 3.14. Consiste de una carcaza que tiene en su interior un flotador sumergido en mercurio, la presión diferencial se aplica a la campana lo que hace que el flotador se desplace verticalmente hacia arriba o hacia abajo y transmite este movimiento por medio de una palanca horquetada a un pasador que está unido al mecanismo de transmisión.

La transmisión neumática se la realiza en la misma forma que los transmisores estudiados anteriormente.

El rango de medición del instrumento es de 0-350 Ton/Hra y la señal de salida es de 3-15 Lb/pulg<sup>2</sup>.

En la figura 3.15, se observa el mecanismo de

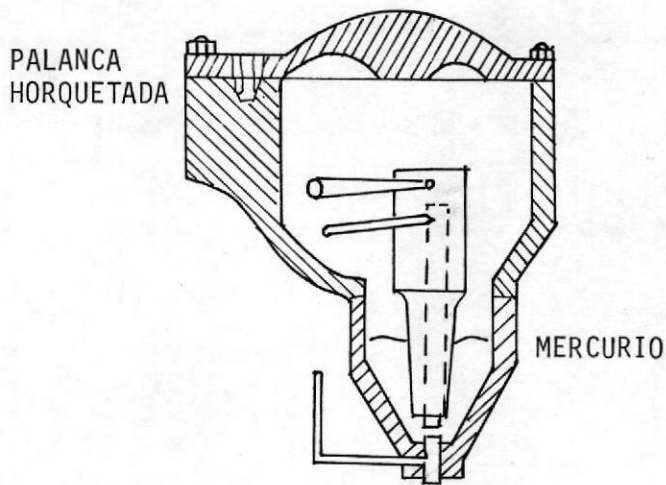


FIGURA 3.14. CAMPANA DE PRESION DIFERENCIAL DEL MEDIDOR DE FLUJO DE AGUA

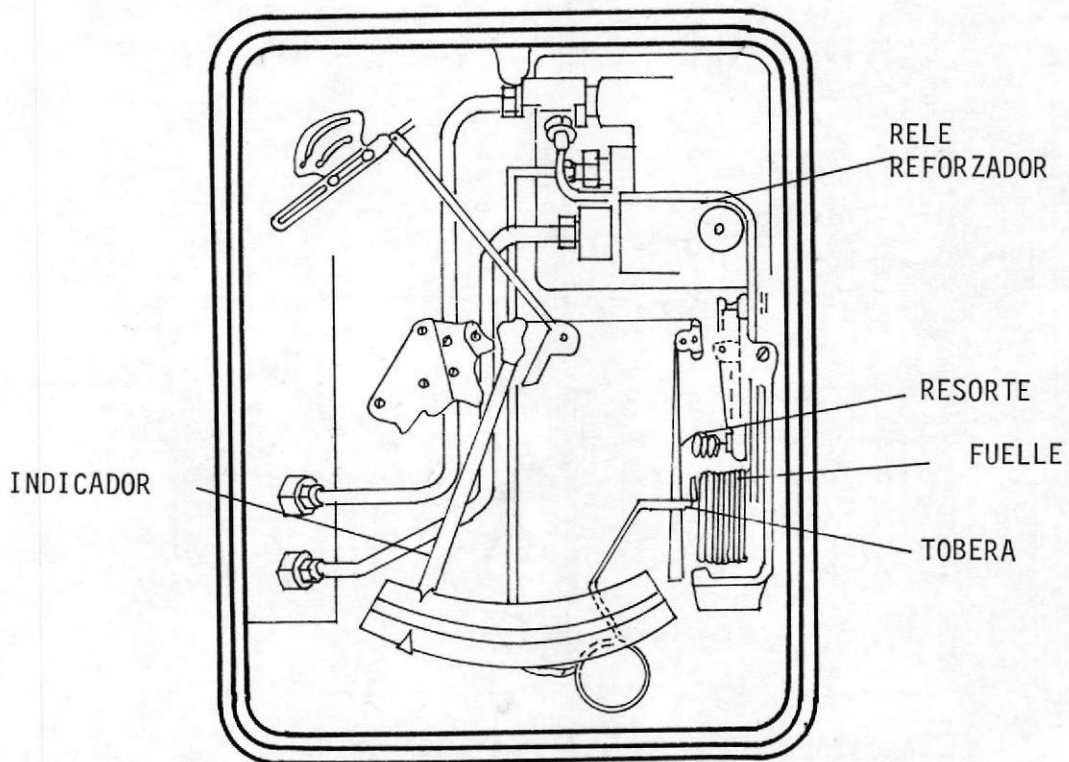


FIGURA 3.15. MECANISMO DE TRANSMISION DEL MEDIDOR DE FLUJO

transmisión.

### 3.1.6. Transmisor de Flujo de Aire

El elemento primario de flujo de aire es un doble tubo venturi colocado a la salida del precalentador de aire regenerativo.

La presión diferencial generada en el tubo de venturi es aplicada a un mecanismo de diafragma, el movimiento del diafragma es transmitido por medio de un eslabón a la viga de balance, la cual está apoyada sobre un pivote, y gira. Un extremo de la viga está unida a un eslabón y de ahí a la pluma indicadora.

Un desplazador parabólico suspendido del otro extremo de la viga extrae la raíz cuadrada por variación de la fuerza requerida para levantarla desde un reservorio de mercurio. (Ver figura 3.16).

## 3.2. RELEVADORES

Las funciones básicas de un controlador neumático in

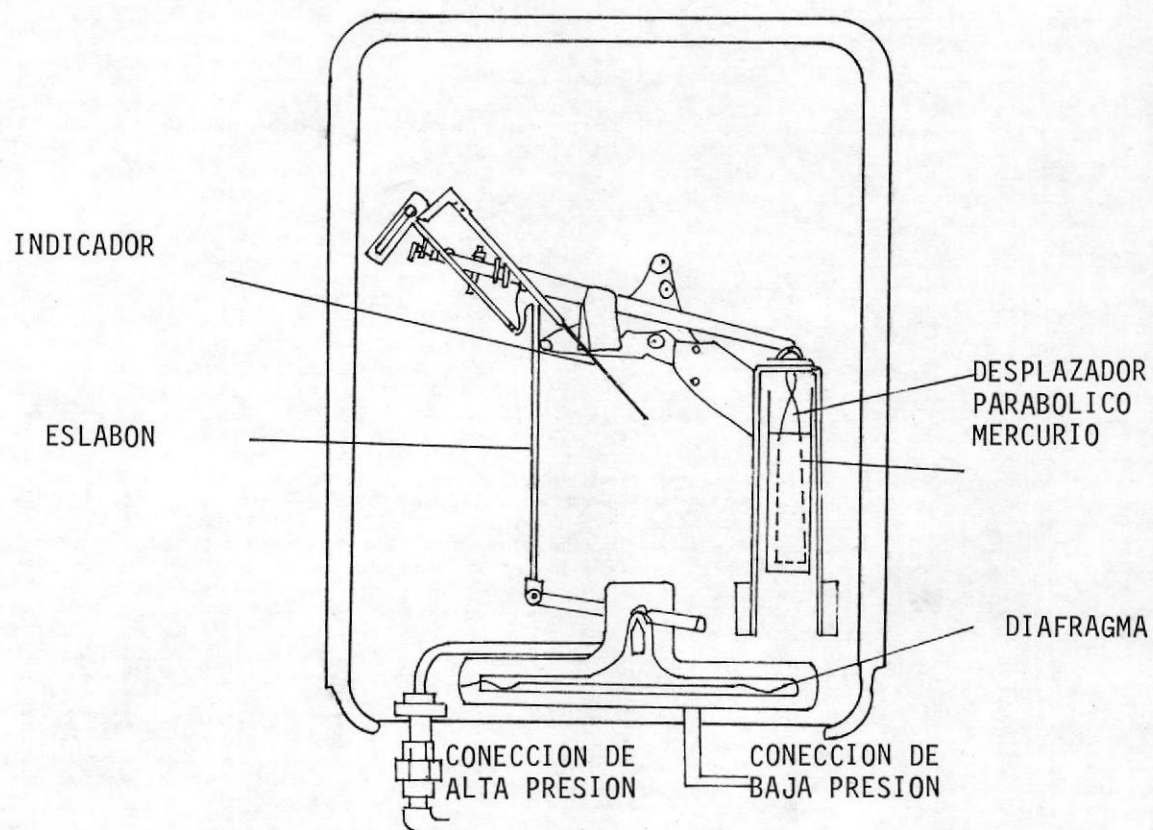


FIGURA 3.16. TRANSMISOR DE FLUJO DE AIRE

cluyen: 1. Recepción de la variable medida  $M$  que está siendo controlada; 2. Comparación de ese valor con uno de referencia ó valor deseado.  $R$ ; 3. Determinación de la magnitud y dirección de cualquier desviación o error  $E$ ; 4. Suministrar una señal de salida o como una función de la desviación. (Ver figura 3.17).

Para la descripción de la secuencia de operación del controlador, nos referiremos a la figura 3.18.

La operación comienza con un cambio en la presión de entrada a los fuelles que posicionan las dos vigas de balance. Este cambio causa desalineamiento de las vigas de balance, lo cual causa un cambio en el ángulo de la placa de enlace que conecta los extremos libres de las vigas de balance. La placa de enlace soporta a un sector de placa en el cual posiciona la lengüeta del mecanismo de ganancia. La variación en la distancia de la lengüeta a la tobera produce una contrapresión en la tobera que se amplifica y se transmite en la unidad reforzadora como una presión de salida.

La unidad reforzadora también suministra la presión amplificada al fuelle  $D$  para eliminar el desbalance causado por el cambio en la presión de entrada y restaurar la distancia lengüeta-tobera a su posición de "balance".

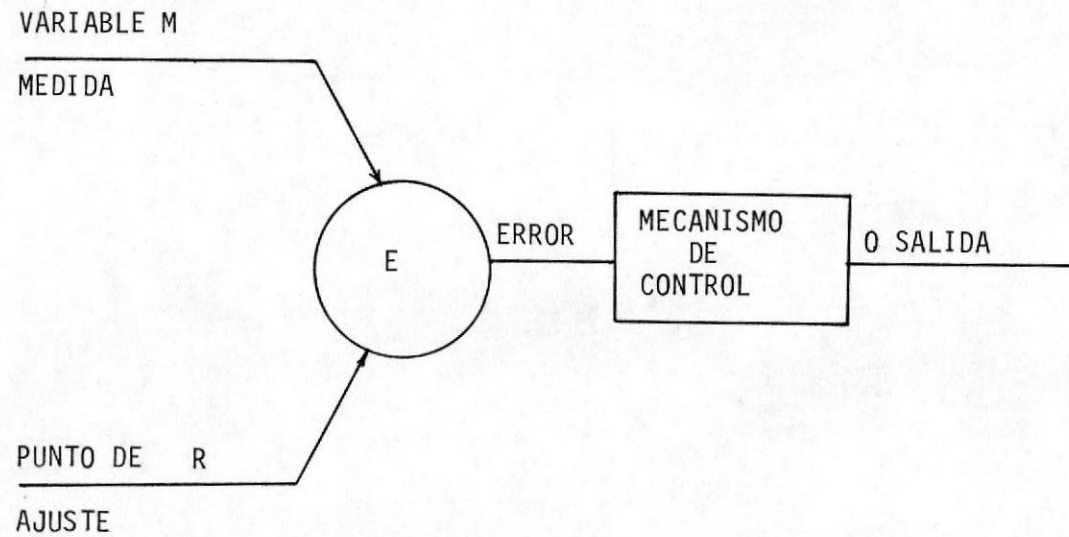


FIGURA 3.17. FUNCIONES BASICAS DE UN CONTROLADOR

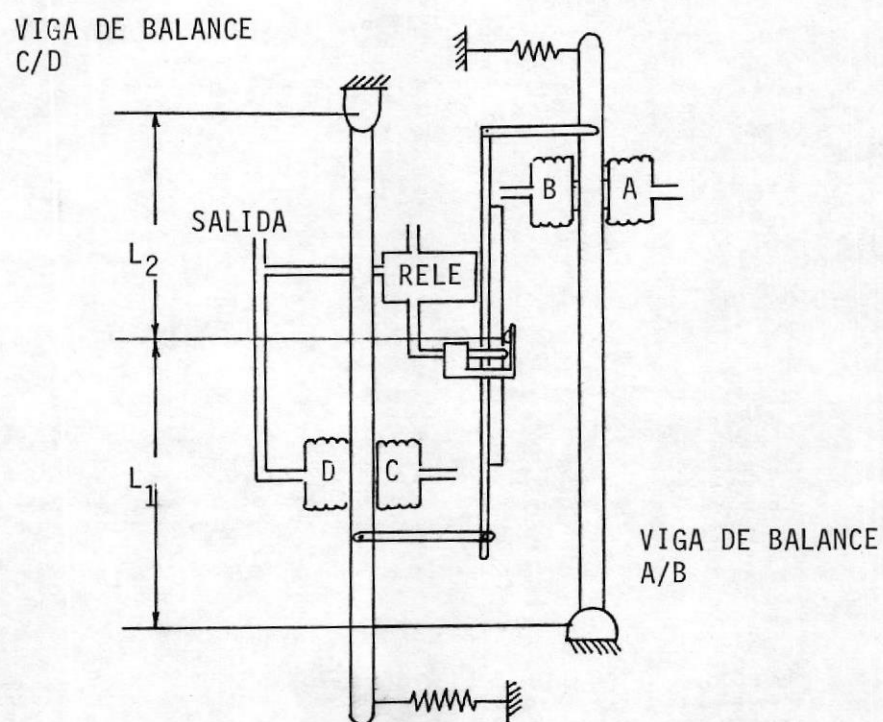


FIGURA 3.18. ESQUEMA DEL CONTROLADOR

El efecto que un cambio de presión de entrada dado tiene sobre la presión de salida, depende de la función para la cual el controlador está ajustado, la posición del mecanismo de ganancia, así como la acción de control empleada.

Los siguientes párrafos explicarán las funciones y acciones de control que pueden suministrarse por el Controlador Neumático.

#### FUNCIONES DEL CONTROLADOR

Con una presión de entrada aplicada únicamente al fuelle A, el controlador transmite una presión de salida proporcional a la presión de entrada. La amplificación de salida depende de la posición de la unidad.

Como la presión de entrada aplicada únicamente al fuelle B (ya sea directamente a través de la conexión E2 ó a través de E1 con el conmutador directo-inverso en la posición "R"), el controlador transmite una presión de salida proporcional a la presión de entrada, pero actuando en dirección opuesta. La amplificación de la presión de salida depende de la posición del

mecanismo de ganancia.

Entradas al fuelle C, se usan unicamente para función de totalización, sustracción o promediación. Siempre que la acción integral de control se emplee, el fuelle C no tendrá una entrada separada, pero recibirá la presión correspondiente al fuelle D a través de una válvula de estrangulación. Las entradas al fuelle C no son afectadas por la posición de ganancia.

El fuelle D, en lugar de tener una entrada individual de señal, está conectado directamente a la presión de salida de la unidad reforzadora o retroalimentación.

Como una presión de entrada aplicada a más de un fuelle del controlador, la presión de salida es la suma algebraica de las fuerzas resultantes en las vigas de balance A-B y C-D. Las presiones aplicadas a los fuelles A y C actúan en la misma dirección y una función totalizante se puede obtener. Las presiones aplicadas a los fuelles A y B (o los fuelles C y D), actúan en dirección opuesta (función diferencial) y la presión de salida es proporcional a su diferencia. El cambio en la presión de salida del controlador para cambios dados en presiones de entradas se determina como sigue:

$$D = \text{ganancia } (A - B) + C$$

Donde:

D = cambio de presión de salida

A = cambio de presión al fuelle A

B = cambio de presión al fuelle B

C = cambio de presión al fuelle C

#### ACCION DE CONTROL INTEGRAL

Se logra una acción integral mediante una cámara de volumen y una unidad enchufable con válvula de estrangulamiento ajustable, conectado en la línea de aire entre los fuelles C y D (figura 3.19).

La velocidad a la cual tiene lugar la acción integral se determina por la posición de la válvula de estrangulamiento y está expresada como el coeficiente integral en repeticiones por minuto. La unidad integral enchufable suministra un coeficiente de integración desde 0.05 a 100 repeticiones por minuto.

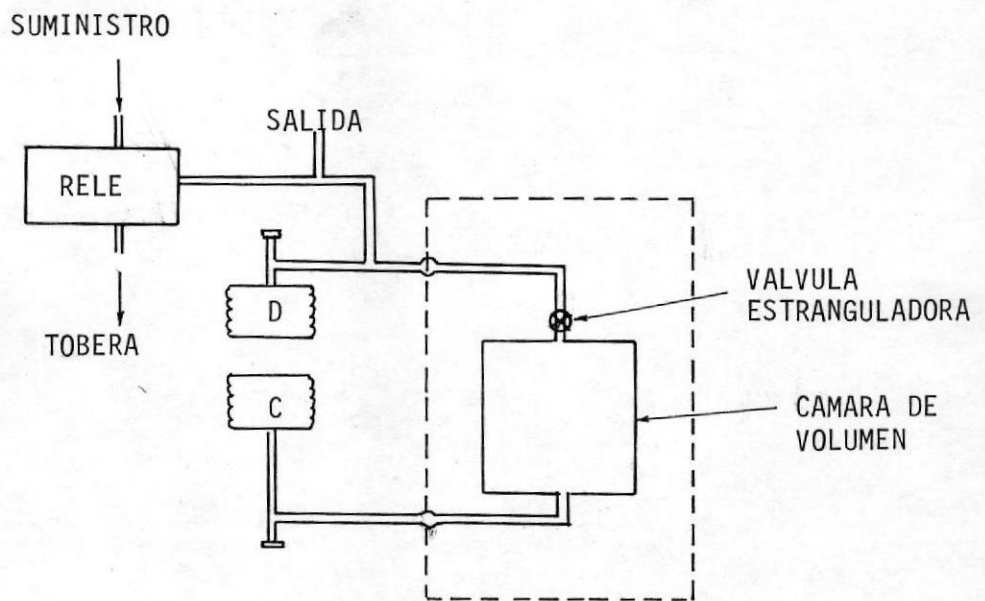


FIGURA 3.19. ARREGLO PARA ACCION DE CONTROL INTEGRAL

### ACCION DE CONTROL DERIVATIVO

La acción derivativa se logra por medio de una unidad que contiene un fuelle cargado por un resorte encerrado en una cámara de volumen, el cual se conecta en la línea de aire entre la unidad reforzadora y el fuelle D (Figura 3.20).

La restricción (válvula de estrangulamiento) entre la unidad reforzadora y el fuelle D, hace una amplificación inicial del cambio en la presión de salida. La amplificación de la presión de salida regresa a la normalidad a medida que la presión en la cámara de volumen escapa hacia el fuelle D. La unidad enchufable derivativa suministra un tiempo de acción derivativa de 0.1 a 10 minutos.

### ACCION DE CONTROL FLOTANTE

La acción de control flotante (integral pura) se logra tomando la presión de salida del fuelle C en lugar del fuelle D, en cualquier controlador con acción proporcional + integral. Esto suministra un aumento lento de la presión de salida, el cual continuará aumentando hasta que el controlador se haya estabiliza-

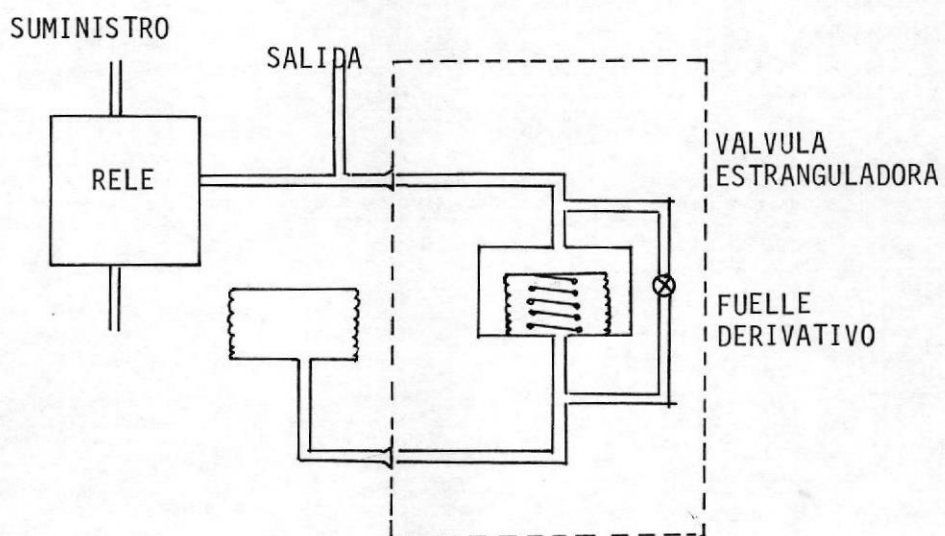


FIGURA 3.20. ARREGLO PARA ACCION DE CONTROL DERIVATIVA

do con presiones iguales en los fuelles A y B. (Figura 3.21).

#### POSICIONES DE GANANCIA

Ganancia es la relación del cambio resultante en la presión de salida para un cambio en la presión de entrada.

$$\text{GANANCIA} = \frac{\text{CAMBIO DE PRESION DE SALIDA}}{\text{CAMBIO DE PRESION DE ENTRADA}}$$

El mecanismo de ganancia del controlador se muestra esquemáticamente en la figura 3.22, la ganancia para cualquier posición dada del brazo de ajuste de ganancia es la relación de las distancias L1 y L2. Si el conjunto lengüeta - tobera se posiciona cerca del extremo de fuelle A - B de la placa del sector, un pequeño cambio en la presión de los fuelles A - B requerirá un cambio mayor en la presión de salida para rebalancear el controlador. Con la tobera y lengüeta posicionada cerca del extremo de los fuelles C-D de la placa de sector, el mismo cambio en la presión de entrada a los fuelles A - B producirá un

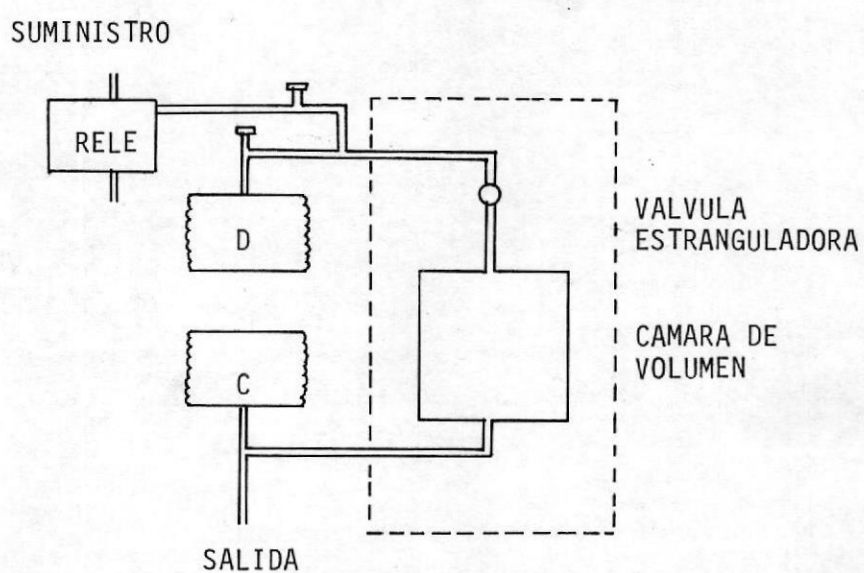


FIGURA 3.21. ARREGLO PARA ACCION DE CONTROL FLOTANTE

cambio menor en la presión de salida.

La ganancia del controlador puede variar desde 0.2 a 20 deslizando el brazo de ganancia a lo largo de la escala indicadora de ganancia. Un cambio de 10 Lb/pulg<sup>2</sup> en la presión de entrada producirá un cambio de 1 Lb/pulg<sup>2</sup> en la presión de salida y en la posición más baja de ganancia. Si se tiene la posición más alta de la ganancia, un cambio de 1 Lb/pulg<sup>2</sup> en la presión de entrada producirá un cambio de 20 Lb/pulg<sup>2</sup> en la presión de salida.

#### BALANCE DE ANULACION

El controlador está balanceado ó "anulado" cuando - la placa de sector se hace paralela a las vigas de balance con las presiones de "anulación" aplicadas al controlador. Esto se logra por el adecuado ajuste del controlador. En el balance nulo, el mecanismo de ganancia puede cambiarse a través del rango total sin que cause un cambio en la presión de salida ya que como resultado del alineamiento paralelo con las presiones de "anulación" aplicadas, no ocurre ningún cambio en la distancia lengüeta-tobera - en todo el viaje del mecanismo de ganancia.

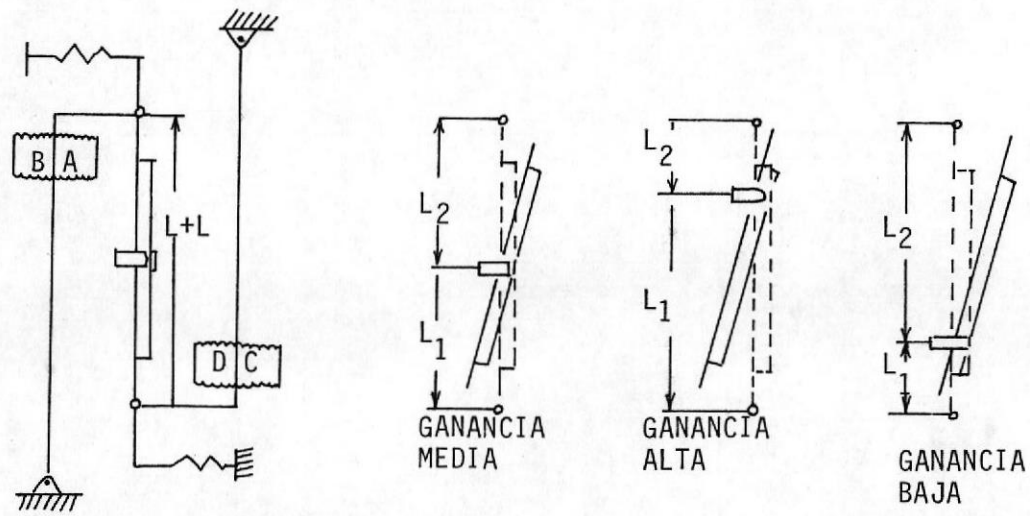


FIGURA 3.22. ESQUEMA DE AJUSTE DE GANANCIA

Las "presiones de anulación" requeridas, dependerán del sistema de control individual y deberán seleccionarse antes de intentar calibrar el controlador.

#### OPERACION DEL RELEVADOR REFORZADOR

En la figura 3.23, se muestra un diagrama de operación de la unidad. Tres diafragmas dividen el interior de la unidad en cuatro cámaras neumáticas. Los diafragmas se mueven simultáneamente, ya que se encuentran sujetos en su parte central por el conjunto de diafragma.

Como las cámaras 1 y 4 están interconectadas y son iguales en área efectiva de diafragma sus fuerzas opuestas sobre el conjunto de diafragma se balancean. La cámara 2 está abierta a la atmósfera. El resorte actuador ejerce una fuerza hacia abajo sobre el conjunto de diafragmas. Por lo tanto, ya que la presión de la cámara 3 ejerce una fuerza hacia arriba, la posición del conjunto de diafragmas, es una función directa de la presión de la cámara 3.

El suministro de aire entra a la cámara 3 y a la tobera, a través de un orificio reductor de presión. El coeficiente de flujo de aire de la tobera determina la

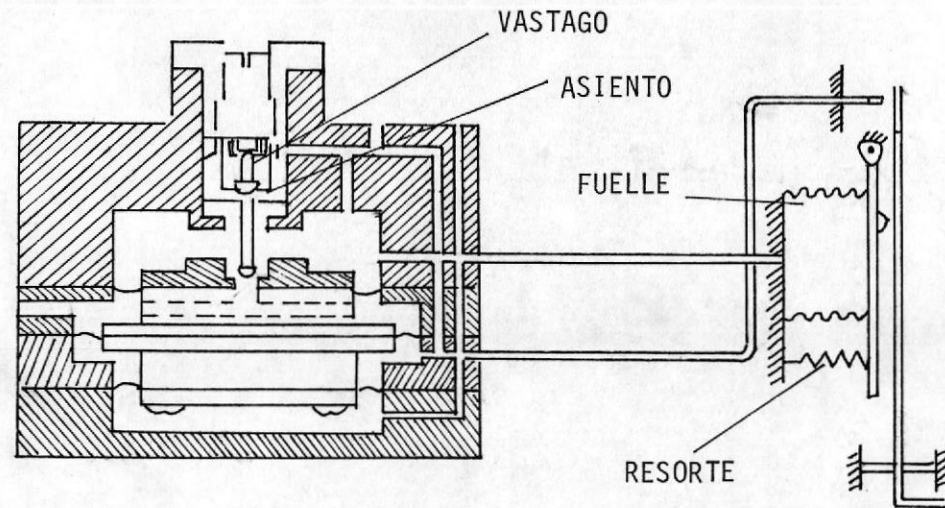


FIGURA 3.23. RELEVADOR REFORZADOR

magnitud de la presión en la cámara 3. En balance, esta presión es de aproximadamente  $2 \text{ Lb/pulg}^2$ , que es la presión necesaria para balancear la fuerza hacia abajo que ejerce el resorte actuador.

Cuando la variable medida aumenta, el eslabonamiento del elemento medidor mueve la lengüeta más cerca de la boquilla de la tobera, retardando el flujo de aire de la tobera y aumentando la presión en la cámara 3. La presión al aumentar, mueve el conjunto de diafragmas hacia arriba, abriendo la válvula de admisión y cerrando la válvula de escape. El aire de suministro entra a la cámara 1 y a través de la válvula de admisión, haciendo que la presión de salida de la Unidad Reforzadora, empiece a aumentar la presión de la cámara 1, también se aplica al fuelle de restauración. A medida que la presión aumenta, el fuelle de restauración se expande, separando la lengüeta de la tobera. El aumento del coeficiente de flujo de aire de la tobera, hace que la presión en la cámara 3, empiece a disminuir.

La presión en la cámara 1, continuará aumentando hasta que la lengüeta sea restaurada en la posición que produzca una presión de  $2 \text{ Lb/pulg}^2$  en la cámara 3. El resorte actuador, para entonces, habrá movido el conjunto de diafragmas hacia abajo a su posición origi-

nal, cerrando la válvula de admisión y haciendo que la presión de salida de la Unidad Reforzada se estabilice en su nuevo valor incrementado.

Cuando la variable medida disminuye, la operación de la Unidad Reforzadora es inversa a la preveniente descrita.

### 3.2.1. Generador de Función

El generador de función es esencialmente un controlador neumático al cual se ha agregado un mecanismo de control de ganancia. Este mecanismo es sensible a una señal de presión de aire y actúa para reposicionar el brazo de ganancia del controlador cuando se produzca una variación de esta señal (Figura 3.24).

El mecanismo de control de ganancia incluye una leva que controla la distancia tobera-obturador para una señal aplicada. La forma de la leva determina la cantidad de cambio de ganancia que ocurrirá en el controlador.

Esta leva hace que el instrumento genere -

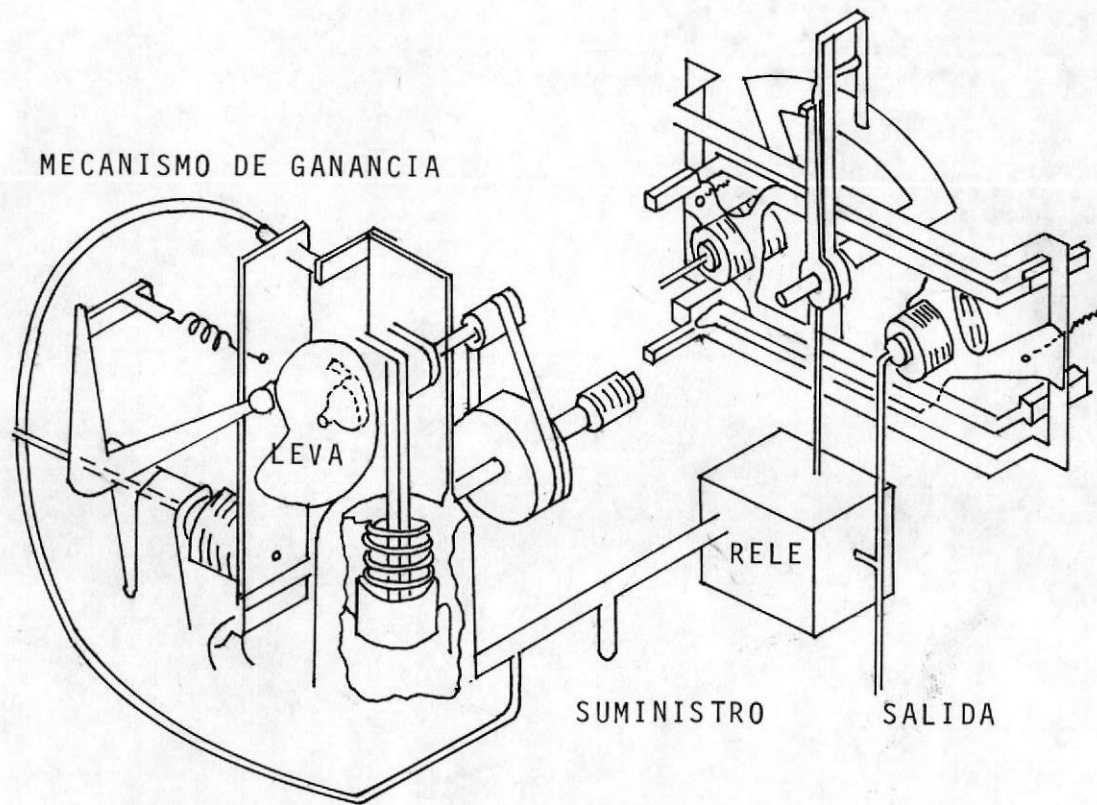


FIGURA 3.24. ESQUEMA DEL GENERADOR DE FUNCION

cualquier función dentro de su rango.

En resumen, el generador de función tiene un relé reforzador conectado directamente al controlador. Este relé opera en conjunto con el ensamble tobera-obturador del controlador.

#### MECANISMO DE CONTROL DE GANANCIA

El mecanismo de control de ganancia se muestra en la figura 3.24. La unidad utiliza un pistón y ensamble de diafragma para suministrar la fuerza requerida para mover el brazo de ganancia del controlador.

La presión de la cámara de diafragma depende de la presión aplicada a la conexión  $E_4$ . Un incremento de presión en la conexión  $E_4$  disminuye la distancia tobera-obturador. La presión de retroalimentación incrementada produce el movimiento del pistón del ensamble de diafragma. Este movimiento es transmitido por una cinta y polea al brazo de ganancia del controlador.

En resumen, el eje de la polea reposiciona el

obturador por medio de una leva. La forma de la leva determina la cantidad de rotación del brazo de ganancia para cualquier variación de señal en la conexión E4.

### 3.3. SELECTORAS

Las selectoras son instrumentos cuya función es permitir el paso de la señal automática de un sistema de un control. En el sistema de control de la caldera existen tres tipos de selectoras, las cuales se describirán a continuación.

#### SELECTORAS CON PUNTO DE CONTROL AJUSTABLE

Este tipo de selectora es usada en el control de nivel del domo. En la figura 3.25,a como se muestra la selectora en la posición de automático. Siguiendo el circuito, la señal que viene del relevador entra por 6 y sale por 2 y de aquí hasta el elemento final de control.

Para la posición en manual la señal sale de la selectora directamente hacia el elemento final de control por 2. (ver figura 3.25.b). A su vez la señal manual es realimentada hacia la cámara C del

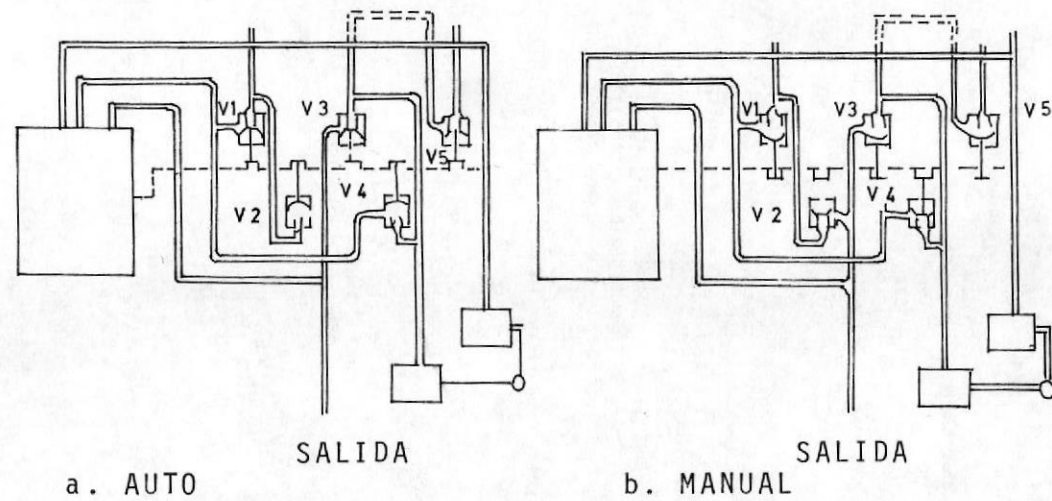


FIGURA 3.25. SELECTORA CON PUNTO DE CONTROL AJUSTABLE

relevador por la vía 4-5-V5-3.

#### SELECTORA CON RETRO-ENLACE AJUSTABLE

Se usa esta selectora en el control de presión de vapor.

En la figura 3.26,a, se observa la selectora en la posición de automático, donde la señal proveniente del relevador sigue la vía 6-2 hacia los elementos finales de control de combustible y aire.

En la posición manual de la selectora no interviene la señal de control del relevador. Con la perilla de ajuste del retro-enlace se puede regular la señal hacia la cámara C del relevador y así igualar las señales manual y automática para hacer el cambio de posición de la selectora de manual hacia el automático.

#### SELECTORA SIMPLE

Esta selectora es similar en su funcionamiento a la anterior, pero sin tener la perilla ajustable de retroenlace. (Figura 3.27).

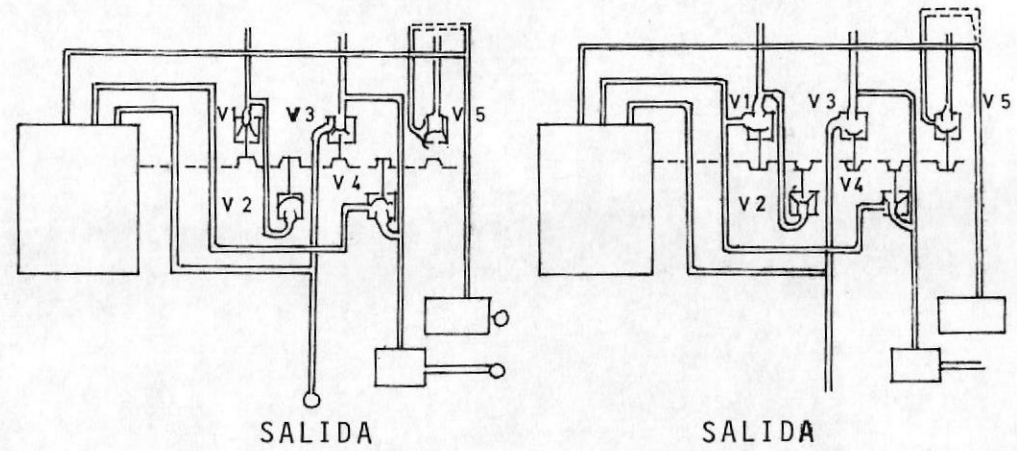


FIGURA 3.26. SELECTORA CON RETROENLACE AJUSTABLE

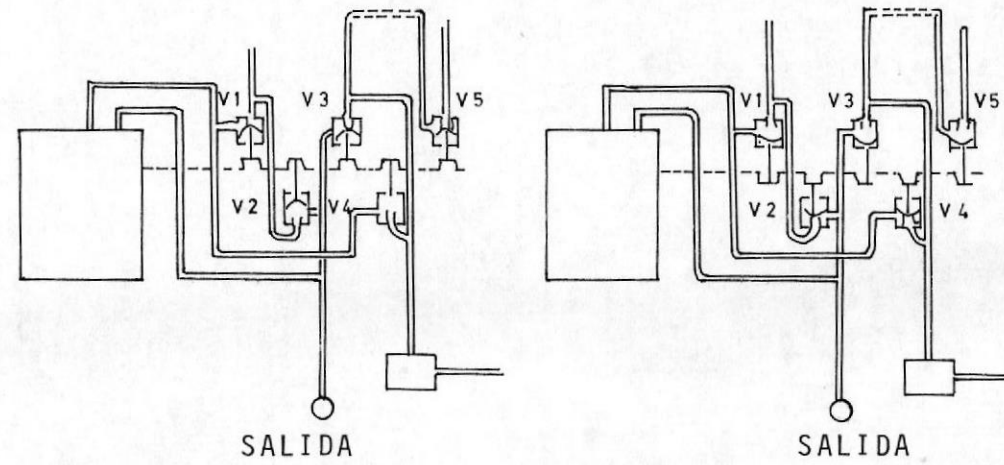


FIGURA 3.27.      SELECTORA    SIMPLE

### 3.4. ELEMENTOS FINALES DE CONTROL

La función del elemento final de control y de la unidad de potencia que lo opera es "cumplir las ordenes" del circuito de control.

Una respuesta lenta del elemento final puede ser tan perjudicial como una medición incorrecta o excesivos retardos de transmisión. De ahí que el elemento final es un importante enlace en el circuito de control.

La válvula de control es el elemento final más usado comunmente en sistemas y servomotores son importantes para control de flujo de aire y gases a través - de ductos, ventiladores, etc.

Sin considerar que el elemento final de control es una válvula o una compuerta de control, consiste de un dispositivo que varía el flujo de un fluido produciendo una caída de presión. El componente principal del elemento final es el operador o unidad de potencia, que puede ser de tipo neumático, eléctrico o hidráulico.

Estas unidades de potencia son amplificadoras de la señal de control para accionar el elemento final.

### 3.4.1. Válvulas de Control

---

Una válvula de control es un mecanismo capaz de controlar el paso de un fluido, dejando pasar solamente la cantidad requerida.

La figura 3.28, es un esquema de una válvula de control operada neumáticamente. Al aplicar aire a presión a la cámara, a dicha presión correspondería una fuerza que, actuando sobre el diafragma, lo desplazaría hacia abajo, junto con el vástago, hasta ser equilibrada por la fuerza del resorte. Al mismo tiempo el tapón se acercaría más al asiento, dejando pasar menor cantidad de fluido.

La válvula está formada por la parte inferior o cuerpo y la parte superior o parte motriz.

En la figura 3.29, se muestran los elementos principales que tienen una válvula de control.

La parte móvil de la válvula queda sujeta no solo a la influencia de las fuerzas correspondientes a la presión del aire y el resorte, sino también a otras fuerzas que tienen un vari

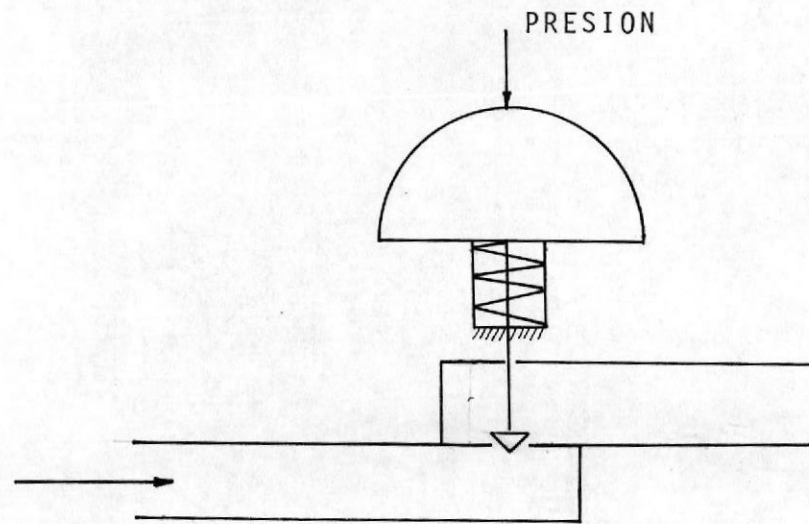


FIGURA 3.28. ESQUEMA DE VALVULA DE CONTROL

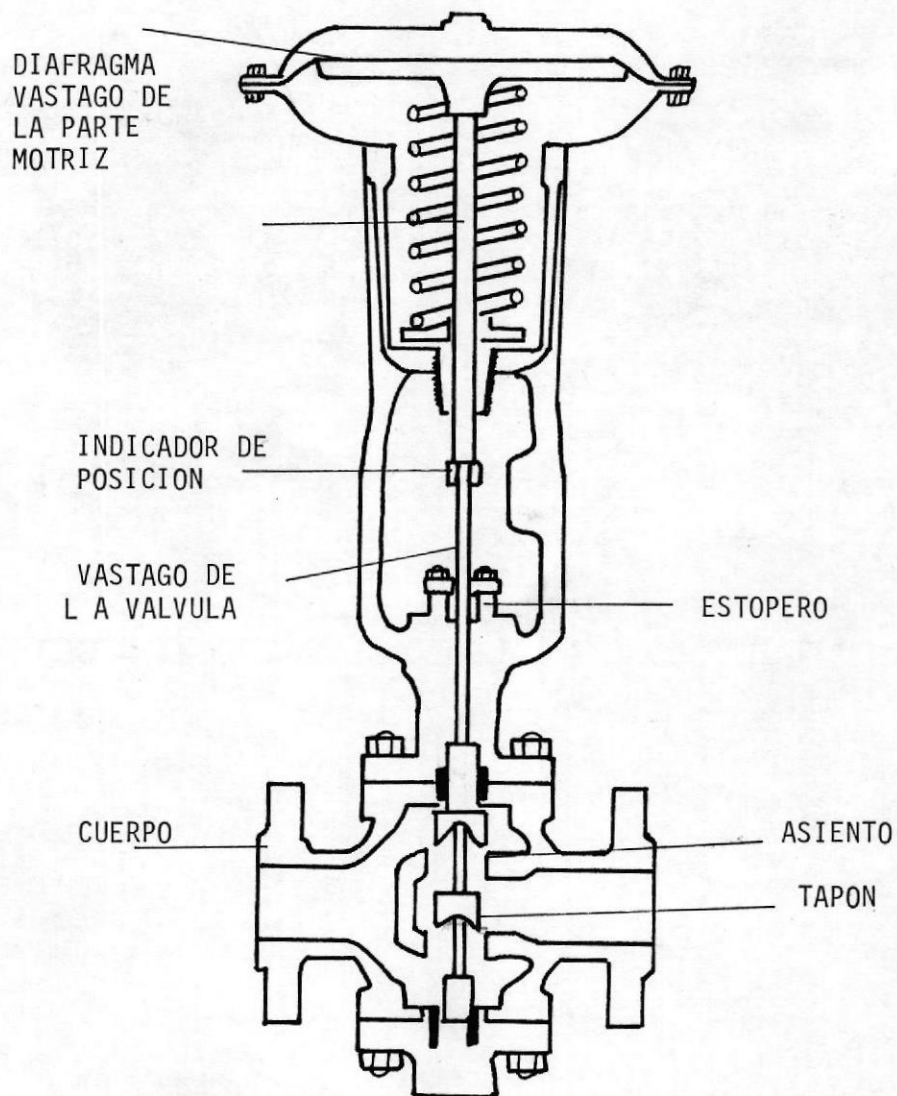


FIGURA 3.29. DETALLE DE VALVULA DE CONTROL

lor apreciable. En tal caso la presión del tapón no podría ser fijada con precisión.

Una manera de resolver este problema con siste en usar un posicionador.

Cuando se usa posicionador, la presión de control no es recibida por la válvula sino por el posicionador (figura 3.30). Este a su vez recibe una indicación de la posición y compara las dos señales recibidas. Si no hay correspondencia entre ellas envía a la válvula la presión de aire necesaria - para que la haya, es decir, que para que la válvula tome la posición que debe corres ponder a la presión que está enviando el controlador.

El posicionador funciona bajo el principio de equilibrio de fuerza, es decir, las dos señales recibidas de presión de control y de posición de válvula son transformadas - en fuerzas para poder ser comparadas.

Cuando hubiera alguna diferencia entre di

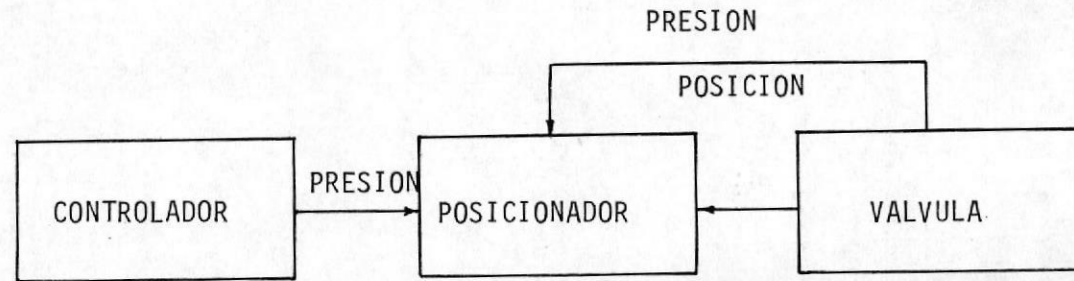


FIGURA 3.30. DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DEL POSICIONADOR

chas fuerzas, automáticamente se modificaría la posición de la válvula, en la dirección necesaria para restablecer el equilibrio.

La figura 3.31.a, representa esquemáticamente la forma que funciona el posicionador. La presión del controlador, al ser aplicada al conjunto de los fuelles produce una fuerza que actúa hacia arriba. A esta fuerza se opone la fuerza debida a la compresión del resorte, que depende de la posición que tenga el vástago de la válvula; si la primera fuerza es mayor el conjunto de los fuelles se movería hacia arriba, cerrando el escape de aire a la atmósfera y abriendo el suministro, haciendo que la presión de aire hacia la válvula aumente y el vástago se mueve hacia abajo; al ocurrir lo anterior, el resorte se comprime más, hasta que la fuerza correspondiente llega a ser igual a la fuerza debida a la presión.

Las principales características de las válvulas de control que forman parte del sistema de control de la caldera son: mostradas en la tabla 3.2.

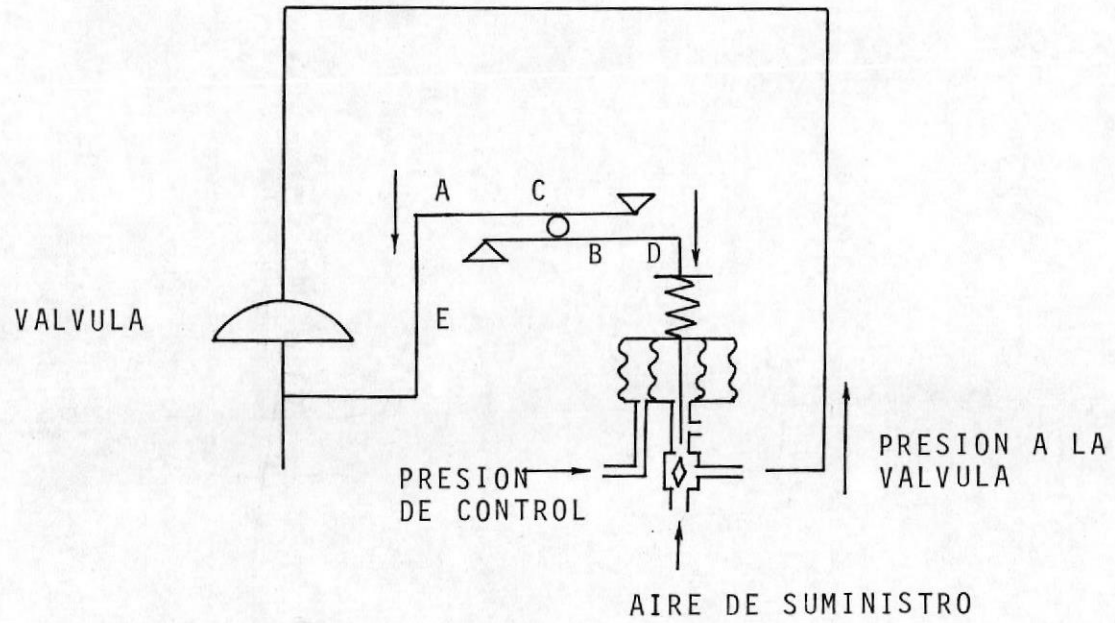


FIGURA 3.31. ESQUEMA DE POSICIONADOR Y VALVULA

TABLA 3.2.

## CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LAS VALVULAS DE CONTROL

VALVULA	Nº DE PUERTOS	TIPO DE CUERPOS	CARRERA (mm)	FLUIDO	FLUJO T/H	$\Delta P$ K/cm <sup>2</sup>
CV-1	Simple	globo	25.4	aceite	18	1
CV-2	Doble	globo	63.5	agua	288	3
CV-3	Simple	globo	25.4	agua	13.5	21.5

3.4.2. Compuertas de Control

Las compuertas de control de entrada de aire para la combustión están ubicadas en la descarga del ventilador de tiro forzado.

Estas compuertas son accionadas, por un pistón que se mueve dentro de un cilindro y este pistón con su eje por medio de un mecanismo de palancas abre y cierra las compuertas de descarga del ventilador. (figura 3.32).

El pistón mueve dentro del cilindro de acuerdo con la presión diferencial de aire en cada lado del pistón. Es decir, si la presión de aire es

mayor en la cámara inferior al pistón se desplazará hacia arriba.

La presión diferencial que acciona el pistón depende de la válvula piloto del posicionador neumático el cual cuando está en balance. La fuerza ejercida hacia arriba sobre la viga por el fuelle es igualada por la fuerza ejercida hacia abajo por el resorte.

La fuerza del fuelle depende del vapor de la presión de control. La fuerza del resorte depende de la posición de las compuertas.

Cuando hay una variación en la presión de control, la fuerza ejercida por el fuelle sobre la viga de balance aumenta o disminuye; esto subirá o bajará la viga y el vástago de la válvula piloto para incrementar o disminuir la presión diferencial al cilindro y así abrir o cerrar las compuertas.

Esto hace que aumente o disminuya la tensión del resorte hasta que las fuerzas ejercidas por el fuelle y el resorte estén en balance otra -

vez, el vástago de la válvula piloto asume una nueva posición y el movimiento de las compuertas se detienen en su nueva posición.

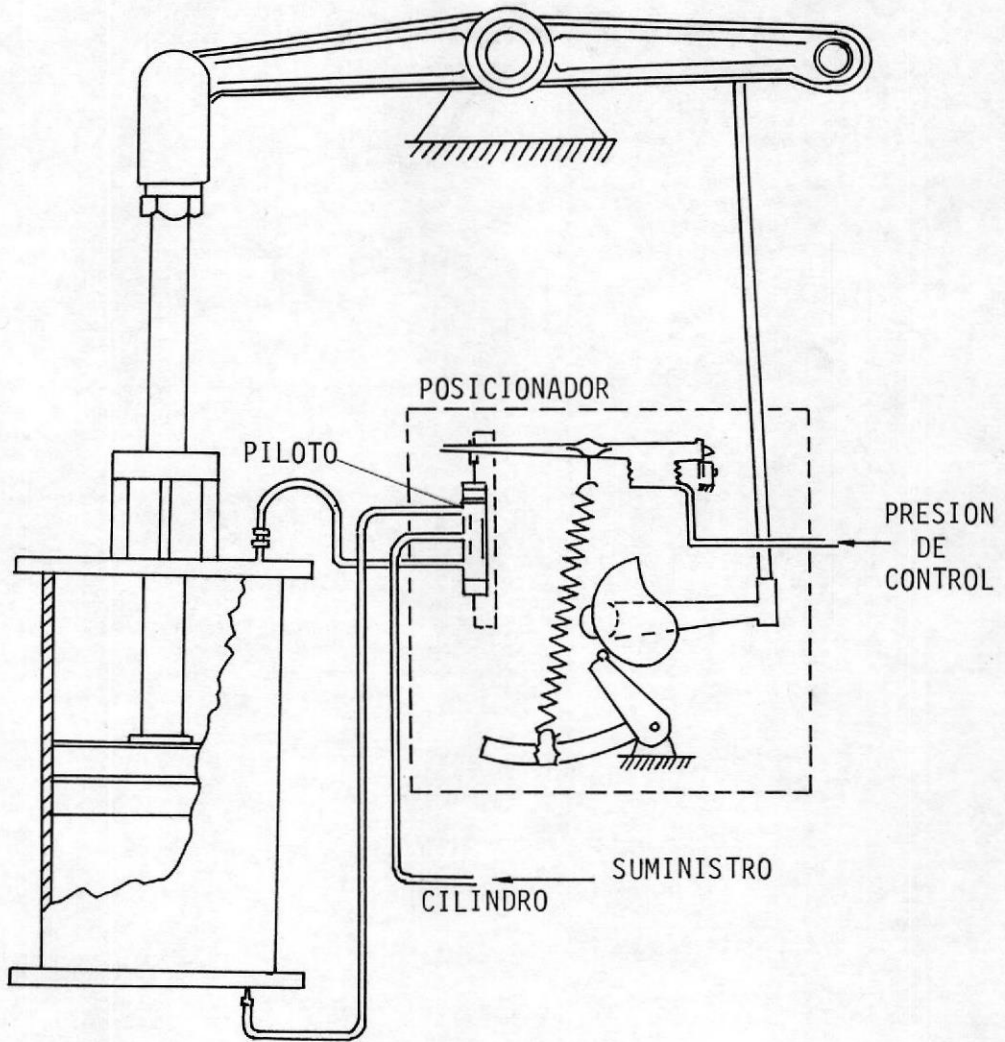


FIGURA 3.32. SERVOMOTOR

## CAPITULO IV

### MODELO MATEMATICO DEL CONTROL DE NIVEL DE LA CALDERA

#### 4.1. EL DOMO DE LA CALDERA

En los capítulos anteriores se vió que varios de los sistemas de control automático de la unidad de generación están relacionados con el control de la caldera.

En una caldera hay ciertas variables que deben ser controladas todo el tiempo para asegurar una operación segura y eficiente de la planta.

Una de estas variables es el nivel del agua en el domo de la caldera. En este capítulo se va a formular un modelo matemático del comportamiento del nivel del domo, ver sus respuestas típicas a excitaciones externas y compararlos con el sistema real.

El domo es esencialmente un cilindro de 11 m. de longitud y 1.6 m., de diámetro montado en la parte superior de la caldera. Agua de alimentación se bombea -

al domo y vapor de extrae del mismo; el objetivo es formular un modelo matemático simple que describa la relación dinámica entre el nivel del domo y los flujos de agua y vapor. La más simple aproximación del problema es medir la respuesta dinámica actual. Esto fue hecho de la siguiente forma:

1. El sistema de control de nivel del domo se puso en manual;
2. Se mandó una señal de apertura a la válvula de control (2% aproximadamente).

Como resultado de esto el flujo de agua se incrementó 13 ton/hora. El nivel del domo respondió como de muestra en la figura 4.1. Después de 90 segundos la válvula fue regresada a su posición original.

La razón de incremento de nivel está dada por la pendiente de la curva. El promedio de la pendiente es 0.196 mm/seg. La razón de cambio de nivel del domo se la puede considerar proporcional a la diferencia de flujos de agua y de vapor:

$$dh/dt = k(W_f - W_s) \quad (4.1)$$

Donde:

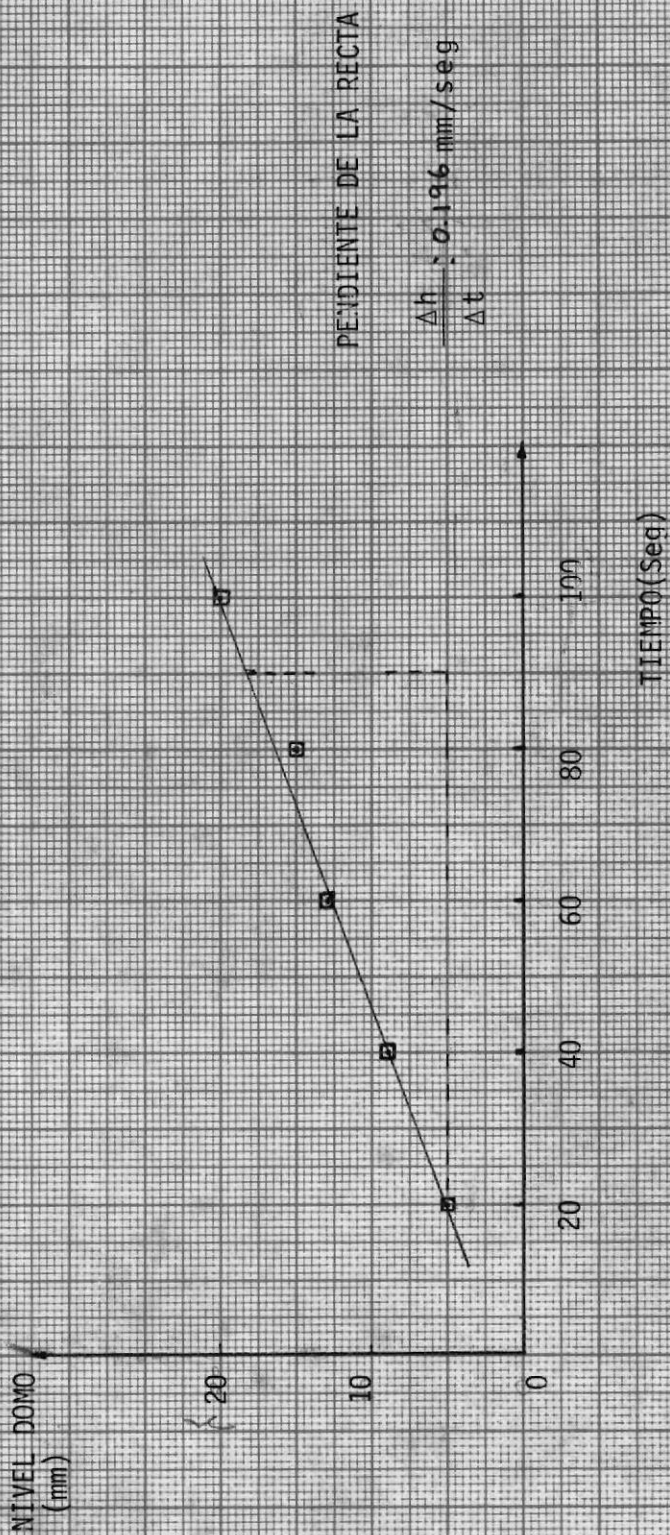


FIGURA 4.1. CURVA DE NIVEL DEL DOMO (MANUAL)

$k$  = constante de proporcionalidad

$W_f$  = flujo de agua;  $W_s$  = flujo de vapor

Antes de abrir la válvula de control los flujos de agua y de vapor eran iguales. Cuando se abrió la válvula de agua, el flujo se incrementó a 13 ton/hora. Asumiendo que el flujo de vapor permaneció invariable, el flujo neto de masa dentro del domo ( $W_f - W_s$ ) era igual a 13t/h.

La razón a la cual el nivel subió era 0.196 mm/seg.

Despejando la constante  $k$  de la ecuación 4.1 y reemplazando valores se tiene:

$$k = \frac{1}{(W_f - W_s)} \cdot \frac{dh}{dt} = \frac{1}{\frac{13t/h}{3600\text{seg/h}}} \cdot 0.196 \text{ mm/seg} =$$

54.3 mm / ton.

y el modelo dinámico lineal del domo llega a ser:

$$dh/dt = 54.3 (W_f - W_s) \quad (4.2)$$

Este es un modelo muy simple. La dinámica del interior del domo es muy compleja y por supuesto está su jeto todavía a investigación.

El modelo, por ejemplo, no toma en cuenta los efectos sobre el nivel del agua de variaciones de presión en el domo o qué sucede cuando hay disturbios en el con trol de combustión; sin embargo para condiciones de operación razonablemente estables se puede considerar como una útil descripción del comportamiento dinámico del domo.

El modelo que describe el comportamiento del domo ha sido escrito en términos de la desviación de nivel  $h$  y los valores absolutos de los flujos de agua y vapor.

En la determinación del comportamiento dinámico de un sistema de control estamos interesados en ver como - las variables del sistema cambian con respecto a sus valores de estado estable.

Cuando la desviación de nivel es cero, los flujos de vapor y agua son iguales a  $W_0$ . El sistema está en es tado estable y el nivel permanecerá constante. Si se incrementa el flujo de vapor una cantidad  $W_s$ , el flu jo total será:  $W_s = W_0 + W_s$ . En otras palabras  $W_s$  re

presenta la desviación del flujo de vapor desde el valor de estado estable.

Si se hacen las mismas consideraciones para el flujo de agua se tiene que:  $\dot{W}_f = \dot{W}_o + \dot{W}_f$ .

El modelo del domo puede ser escrito en términos de desviación  $w_f$  y  $w_s$ :

$$dh/dt = 54.3 (\dot{W}_o + \dot{W}_f) - (\dot{W}_o + \dot{W}_s) \quad (4.3)$$

$$dh/dt = 54.3(w_f - w_s) \quad (4.4)$$

Integrando:

$$h = 54.3 \int_0^t (w_f - w_s) dt \quad (4.5)$$

El diagrama de bloque del domo de la caldera es el siguiente (Ver página siguiente).

La entrada del bloque integrador representa el flujo neto de masa en el domo. La salida de este bloque es la desviación de nivel.

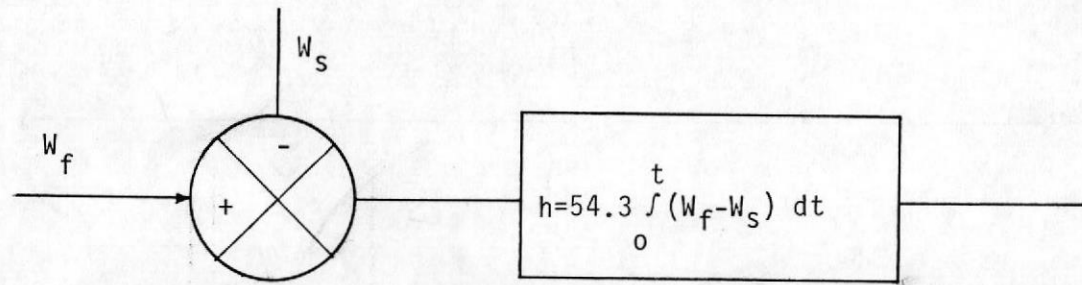


FIGURA 4.2. DIAGRAMA DE BLOQUE DEL DOMO DE LA CALDERA

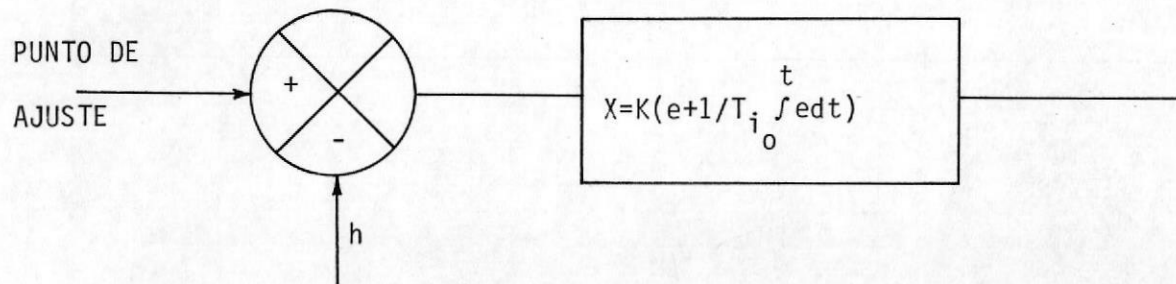
#### 4.2. EL CONTROLADOR

El controlador compara el valor medido del nivel del domo con el punto de ajuste. La diferencia entre los dos da una medida de la desviación del nivel con respecto al punto de ajuste. El controlador usa esta información para ajustar la posición de la válvula y así cambiar la razón de flujo de agua a la caldera.

El controlador de este sistema está diseñado de tal forma que la señal de salida es la suma de dos componentes: una de estas es proporcional al error y la otra es proporcional al integral del error. Este tipo de controlador es proporcional más integral (P+I). Si representamos la señal de error por  $e$  y la salida del controlador por  $x$ , el modelo dinámico del controlador es:

$$X = K(e + \frac{1}{T_i} \int_0^t e dt) \quad (4.6)$$

Donde  $K$  es la ganancia proporcional en mm/mm,  $T_i$  es llamado el tiempo integral del controlador en seg. Ver en la figura 4.3, el diagrama de bloque del controlador.



*l = p + h*

FIGURA 4.3. DIAGRAMA DE BLOQUE DEL CONTROLADOR

Los valores de  $K$  y  $T_i$  vienen dados en el controlador mismo, dependiendo del ajuste que se requiera para estabilizar el sistema de control.

#### 4.3. LA VALVULA DE CONTROL

La figura 4.4, es un diagrama que ilustra el principio de operación de la válvula. En respuestas a las señales transmitidas desde el controlador, el actuador mueve el vástago de la válvula hacia arriba o hacia abajo. La punta de la válvula está unida al vástago de tal forma que el movimiento es éste varía la apertura de la válvula.

Para obtener el modelo de la válvula de control se midió el flujo de agua a través de la misma para diferentes posiciones del vástago. La figura 4.5, muestra la relación entre los dos parámetros y se observa que ésta es lineal.

El modelo de la válvula sería:  $W_s = K_v \cdot X$ ; donde  $K_v$  es la ganancia dada por la pendiente de la curva de la figura 4.5. La salida del diagrama de bloque de la válvula.

En la figura 4.6, se observa el diagrama de bloque

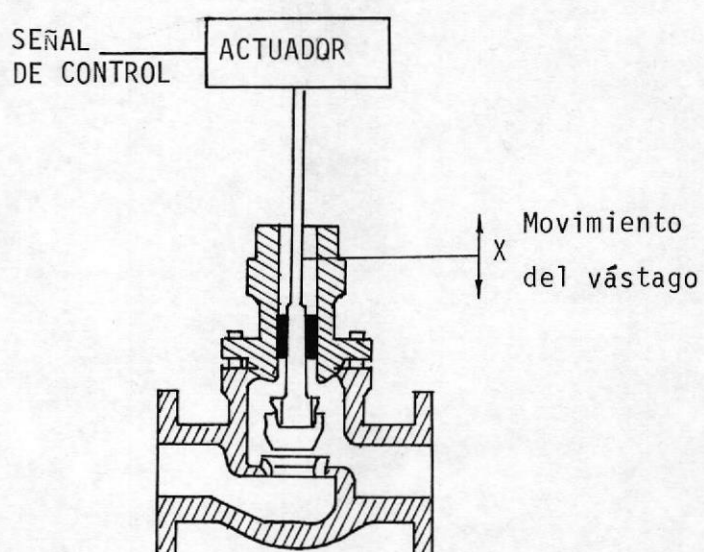


FIGURA 4.4. ESQUEMA BASICO DE VALVULA DE CONTROL

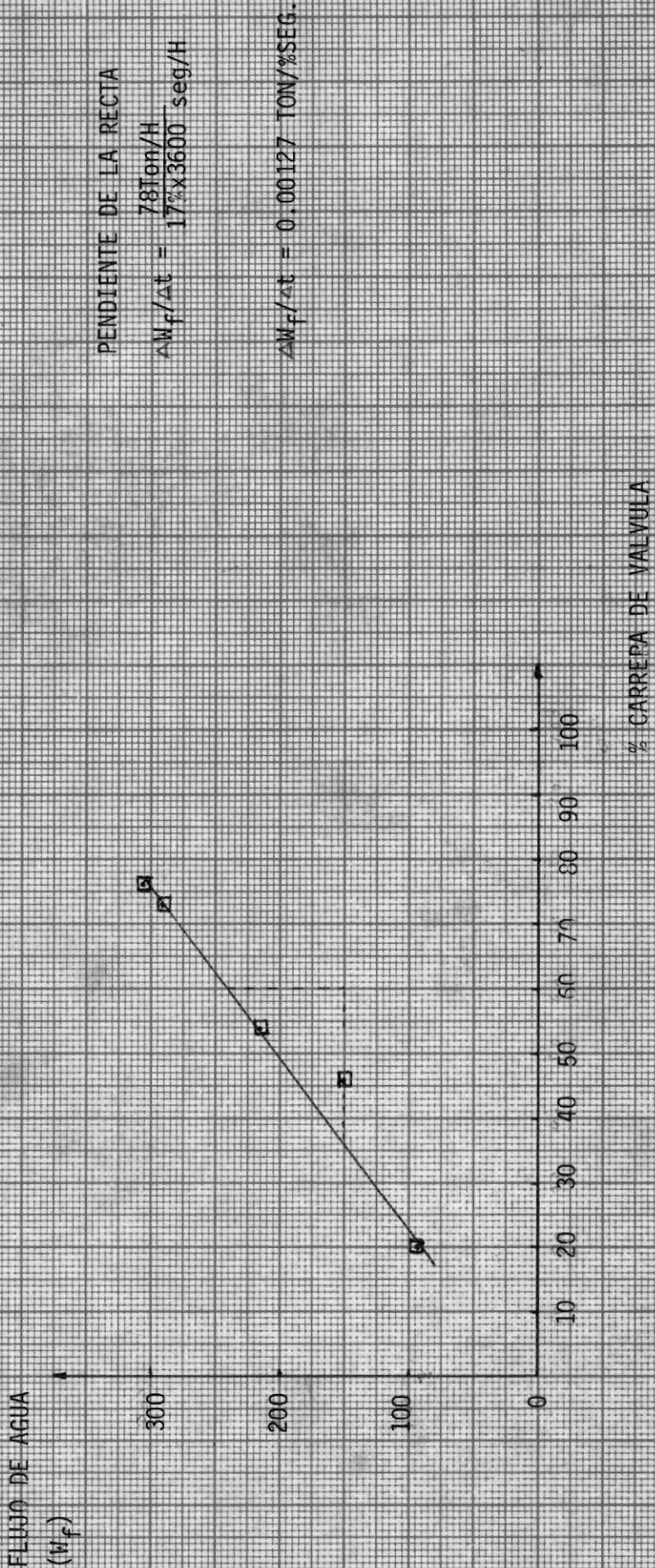


FIGURA 4.5. CARACTERISTICA DE LA VALVULA DE CONTROL DE AGUA

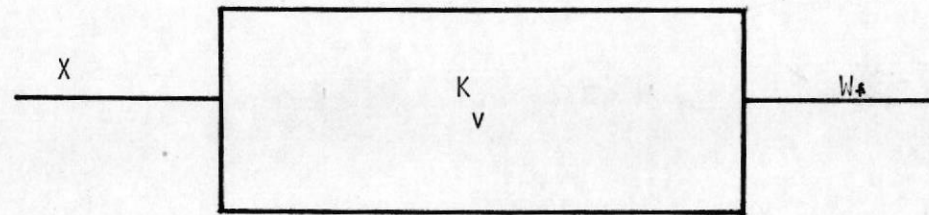


FIGURA 4.6. DIAGRAMA DE BLOQUE DE LA VALVULA DE CONTROL

de la válvula.

#### 4.4. MODELO DEL SISTEMA DE CONTROL COMPLETO

Se ha establecido los modelos del domo, controlador y válvula de control. El próximo paso es combinar estos y obtener un modelo matemático para todo el sistema. Aquí se va a formular el modelo para predecir el comportamiento del sistema con ciertas perturbaciones y comparar las predicciones hechas con los resultados obtenidos en la unidad de generación.

La figura 4.7, es el diagrama de bloque del sistema de control de nivel, el cual representa el modelo del comportamiento dinámico del sistema. Las variables que forman las entradas y salidas de los bloques componentes representan desviaciones de los valores de estado estable. De ahí que un cambio en el flujo de vapor es representado por  $W_s$ , un cambio en el punto de ajuste es  $r$ .

Asumiendo que inicialmente el sistema esta en estado estable, los flujos de vapor y agua son iguales y el nivel del domo está en el punto de ajuste. La desviación de nivel y señal de error en el controlador son cero.

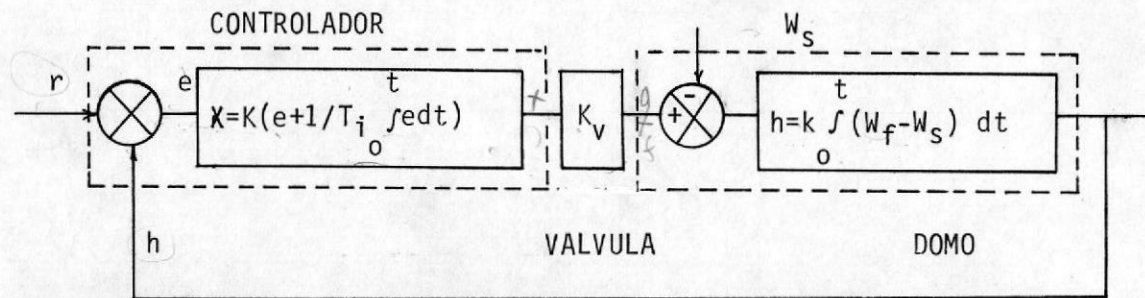


FIGURA 4.7. DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DEL DOMO

Suponiendo que varíe el flujo de vapor, esto hace variar el nivel del domo. Esto significa que habrá un error - entre el punto de ajuste y el nivel real medido.

La salida del controlador está relacionada con la señal de error por medio de la ecuación.

$$X = K(e + \frac{1}{T_i} \int_0^t e dt) \quad (4.7)$$

La salida  $X$  representa el cambio porcentual en la posición de la válvula de control. El cambio resultante del flujo de agua se representa por  $W_f$ ;  $K_v$  es la ganancia de la válvula.

$$W_f = K_v X \quad (4.8)$$

$$W_f = K K_v (e + \frac{1}{T_i} \int_0^t e dt) \quad (4.9)$$

La razón del cambio del nivel del domo se relaciona con el cambio neto en el flujo de agua en el domo.

$$dh/dt = 54.3 (W_f - W_s) \quad (4.10)$$

De aquí se puede escribir:

$$dh/dt = 54.3 \left( K K_v e + \frac{K K_v}{T_i} \int_0^t e dt - W_s \right) \quad (4.11)$$

La ecuación 4.11 está todavía en términos de la señal de error. Del diagrama de bloque de la figura 4.7,  $e$  es igual a  $r-h$ . Es importante observar como el sistema de control reacciona con disturbios al flujo de vapor cuando el punto de ajuste permanece constante;  $e = -h$ .

La razón de cambio de nivel del domo es:

$$dh/dt = 54.3 \left( -K K_v h - \frac{K K_v}{T_i} \int_0^t h dt - W_s \right) \quad (4.12)$$

$$dh/dt + 54.3 K K_v h + 54.3 \frac{K K_v}{T_i} \int_0^t h dt = -54.3 W_s \quad (4.13)$$

La ecuación 4.13, describe la relación entre el flujo

de vapor y la variación de nivel; contiene términos en integral y derivativo. El término integral viene del término de acción integral en el controlador.

#### 4.4.1. El comportamiento Transiente del Modelo

Antes de ver en detalle el comportamiento transiente del modelo, recordemos los objetivos del sistema de control. El más importante es mantener el nivel dentro de los límites de operación de la caldera. Estos límites también se aplican a las desviaciones transientes del nivel. Cuando los transientes se estabilicen el nivel del domo debe regresar al punto de ajuste.

Un problema del ingeniero de control en ajustar un sistema de este tipo es escoger los valores de los parámetros del controlador tal que el sistema satisfaga las especificaciones del nivel del domo para el rango de disturbios que serán encontrados en operación normal.

Consideremos el modelo otra vez

$$dh/dt + 54.3 K K_V h + 54.3 \frac{K K_V}{T_i} \int_0^t h dt = -54.3 W_s \quad (4.13')$$

Derivando y reemplazando el valor de la ganancia

$$K_v = 0.00127 \frac{\text{Ton}}{\text{seg}\%}$$

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 54.3 K(0.00127) dh/dt + 54.3 K \frac{0.00127}{T_i} h = - 54.3 dw_s/dt \quad (4.13')$$

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 0.07 K dh/dt + \frac{0.07 K}{T_i} h = - 54.3 dw_s/dt \quad (4.14)$$

La forma de esta ecuación es conocida y la res puesta transiente está determinada por los tér minos de la izquierda de la ecuación 4.14.

Para ilustrar la respuesta-paso del modelo de segundo orden se escogen los valores de ganancia y tiempo integral del controlador que ac tualmente se usan en la operación normal de la unidad; estos valores son:  $K = 1 \% / \text{mm.}$  y  $T_i = 54.5 \text{ seg.}$

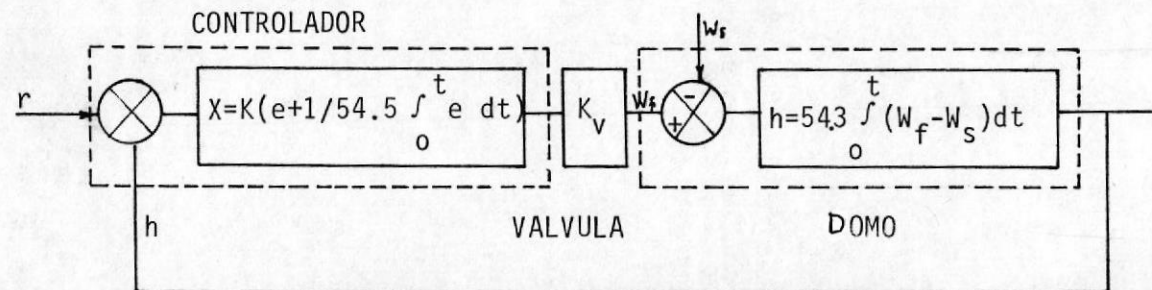


FIGURA 4.8. DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DE CONTROL CON PARAMETROS

La figura 4.8, es el diagrama de bloque del modelo y se puede escribir:

$$\frac{d^2h}{dt^2} + 0.07 \frac{dh}{dt} + 0.0128 h = -54.3 \frac{dw_s}{dt} \quad (4.15)$$

Asumamos que inicialmente el sistema está en estado estable o sea:

$$W_f = W_s \quad \text{y} \quad h = 0$$

Consideremos un cambio - paso de  $-0.02$  Ton/seg. en el flujo de vapor. Para encontrar la variación de nivel del domo después de esta perturbación se necesita resolver la ecuación 4.15. Sin embargo el término  $dW_s/dt$  de la ecuación 4.15, es la derivada del cambio-paso, así que hay que encontrar la manera de tratar con este término.

Una forma de tratar con una derivada es pensar en el gradiente o pendiente de una curva.

En este caso la curva es la función paso (Figura 4.9.a).

En cada instante de tiempo podemos asociar el

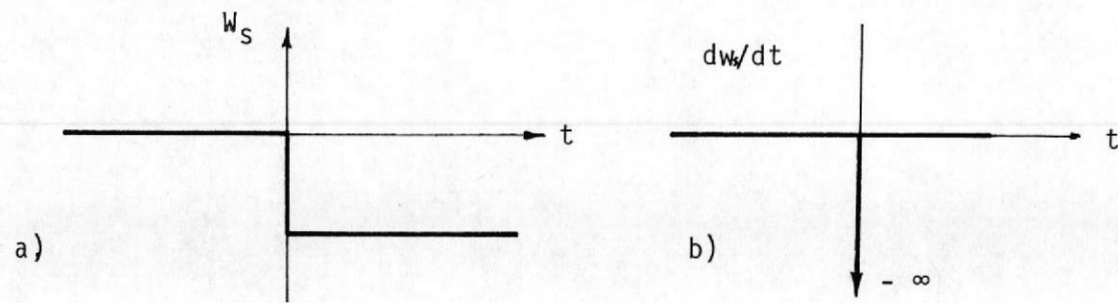


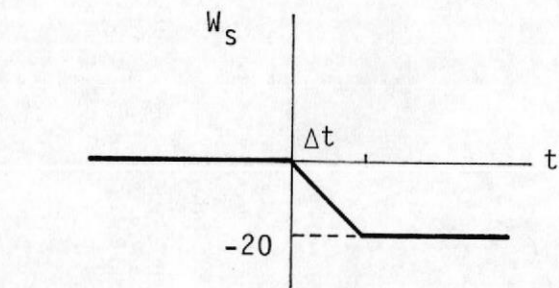
FIGURA 4.9. a. CAMBIO PASO; b. DERIVADA DEL CAMBIO PASO

valor  $dw_s/dt$  con la pendiente de la función pa  
so.

Antes y después del cambio-paso la pendiente es  
cero pero en el instante  $t=0$  la pendiente es in  
finita. Esto muestra que el término  $dw_s/dt$  pue  
de ser representado como un impulso, de altura  
infinita en el tiempo  $t = 0$ . El impulso puede  
ser considerado como otro modelo matemático. De  
la misma forma como la función paso es simplemente  
una representación idealizada de un cambio -  
brusco.

Una magnitud o fuerza puede ser asociada con el  
impulso. Suponiendo que representamos el cam  
bio en el flujo de vapor no con una función pa  
so sino con una función con pendiente finita co  
mo se muestra en la figura 4.10.a. De acuerdo  
a este modelo, toma un período de tiempo  $t$ .

Ahora podemos determinar fácilmente la pendiente  
de esta función. Como para  $t = 0$  la pendiente  
es cero, para el período  $\Delta t$  la pendiente del  
gráfico  $dw_s/dt$  es  $0.02/\Delta t$ . Después de este pe  
riodo  $W_s$ , es constante y la pendiente es ce  
ro



a)

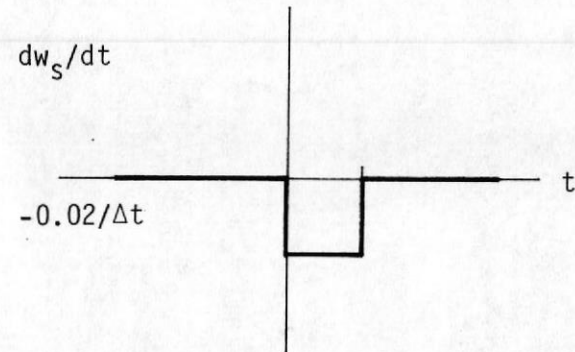
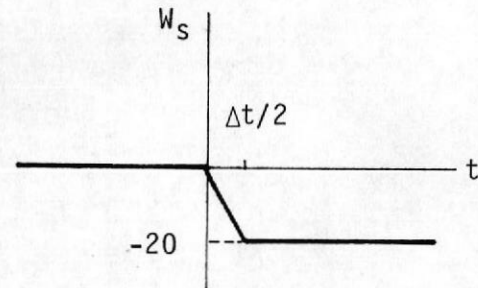


FIGURA 4.10. PERTURBACION EN UN TIEMPO  $\Delta t$



a)

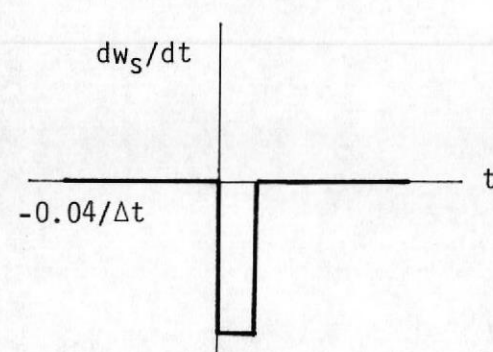


FIGURA 4.11. PERTURBACION EN UN TIEMPO  $\Delta t/2$

otra vez. Estos valores están graficados en la figura 4.10.b, la cual muestra un pulso de altura  $-0.02/\Delta t$  y ancho  $\Delta t$ . Una medida de la fuerza de este pulso es dada por el área bajo la curva:

$$(-0.02/\Delta t \times \Delta t) = -0.02(\text{Ton/seg de vapor}).$$

Ahora consideramos el gráfico de la figura 4.11.a. Aquí  $W_S$  cambia a  $-0.02$  Ton/seg en la mitad del tiempo anterior. Durante este periodo la pendiente  $dw_S/dt$  es:

$-0.02/\Delta t/2 = -0.04/\Delta t$ . El gráfico de  $dw_S/dt$  contra el tiempo se muestra en la figura 4.11.b. El pulso es dos veces la altura del caso anterior, pero es la mitad de ancho. La fuerza del pulso en este caso es igual a:

$$(-0.04/\Delta t \times \Delta t/2 = -0.02 \text{ Ton/seg}).$$

O sea que la fuerza del pulso permanece constante.

Podemos imaginar que el proceso continúa tal

que en el límite el pulso tiene altura infinita y ancho cero, la fuerza del pulso permanecerá finita e igual a  $-0.02$  (ton/seg). Este caso límite es una función impulso de fuerza  $-0.02$ (ton/seg de vapor).

El modelo original dado en la ecuación 4.13 no contiene una derivada en la entrada paso, así que la función impulso es una abstracción matemática. Esta ha surgido a causa de que la forma del modelo fue cambiada por diferenciación para remover el término integral.

La fuerza del impulso es igual a la altura de la función paso desde la cual fue derivada. De ahí que el término  $dw_s/dt$  representa un impulso de fuerza  $-0.02$ . La función impulso de fuerza unidad se escribe usualmente  $\delta(t)$ . En este caso la derivada  $dw/dt$  es igual a  $-0.02 \delta(t)$ .

La ecuación 4.15 llega a ser:

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 0.07 \frac{dh}{dt} + 0.00128 h = -54.3\{-0.02\delta(t)\} = 1.086 \delta(t) \quad (4.16)$$

La solución de esta ecuación es la respuesta del modelo a un cambio paso en el flujo de vapor.

#### 4.5. OBTENCION DE CURVAS DE COMPORTAMIENTO

##### 4.5.1. Caracterizando el modelo

El comportamiento dinámico de cualquier sistema modelado por una ecuación diferencial lineal de segundo orden puede ser completamente por dos parámetros; estos son la razón de amortiguamiento y frecuencia natural angular no amortiguada.

Es necesario expresar el modelo del sistema de control de nivel en términos de estos parámetros.

Consideremos la ecuación original 4.13, nuevamente.

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 54.3 K K_v dh/dt + 54.3 \frac{K K_v}{T_i} h = -54.3 \frac{dw_s}{dt} \quad (4.17)$$

Si representamos la razón de amortiguamiento -

por la letra  $\zeta$  y la frecuencia natural por  $\omega_n$ , la ecuación 4.17 puede ser escrita en la siguiente forma:

$$\frac{dh}{dt} + 2\zeta\omega_n \frac{dh}{dt} + \omega_n^2 h = -54.3 \frac{dw_s}{dt} \quad (4.18)$$

Los valores  $\zeta$  y  $\omega_n$  dependen de los parámetros del modelo.

Las expresiones de las ecuaciones 4.17 y 4.18, son simplemente formas diferentes del mismo modelo, los coeficientes en cada ecuación asociados con términos que contienen  $h$  y  $\frac{dh}{dt}$  tienen los mismos valores.

Igualmente los términos que contienen  $h$  y  $\frac{dh}{dt}$  da:

$$\omega_n^2 = \frac{54.3K K_V}{T_i} ; 2\zeta\omega_n = 54.3 K K_V$$

La frecuencia natural es:

$$\omega_n = \sqrt{54.3 \frac{K K_V}{T_i}} ; K=1\%/mm., T_i = 54.5 \text{ seg.},$$

$$K_V = 0.00127 \text{ Ton \% seg.}$$

$$\omega_n = \sqrt{54.3 \frac{\text{mm}}{\text{Ton}} \cdot \frac{1\%}{\text{mm}} \cdot 0.00127 \frac{\text{Ton}}{\% \text{ seg}}} = 0.036 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

La razón de amortiguamiento será:

$$\zeta = \frac{54.3K K_V}{2 \omega_n} = \frac{54.3\text{mm} \cdot 1\% \cdot 0.00127 \text{ Ton}}{\text{Ton} \times 2 \times 0.036\text{mm} \quad \% \text{ seg}} = 0.96$$

#### 4.5.2. Retornando al sistema real

En la sección anterior se observó como se comporta el sistema con una perturbación paso en la razón de flujo de vapor. Aunque es este tipo de disturbios con los que el sistema se encontrará en operación, no es fácil crear artificialmente esta perturbación en un sistema trabajando para propósitos de prueba.

En lugar de eso se hace una perturbación-paso en el punto de ajuste del nivel del domo.

Por comparación de los resultados de las pruebas con las predicciones del modelo podemos obtener

una idea de la validez del modelo. El primer paso será determinar la respuesta del sistema a un cambio en el punto de ajuste.

Partimos de la ecuación 4.11, para la variación de nivel.

$$\frac{dh}{dt} = -54.3(K K_v e + \frac{K K_v}{T_i} \int e dt - w_s) \quad (4.19)$$

Consideremos que no hay variación de flujo de vapor o sea que  $w_s = 0$ ; como se va a hacer variar el punto de ajuste ( $r$ ), el error será:  $e=r-h$ . Haciendo estas consideraciones en la ecuación 4.19 y reemplazando valores tenemos:

$$\frac{dh}{dt} = -54.3(K K_v (r-h) + \frac{K K_v}{T_i} \int (r-h) dt - 0) \quad (4.20)$$

Multiplicando por  $d/dt$  ambos miembros de la ecuación 4.20 y reagrupando tenemos:

$$\frac{d^2h}{dt^2} + 54.3 K K_v \frac{dh}{dt} + 54.3 \frac{K K_v}{T_i} h = 54.3 K K_v \frac{dr}{dt} + 54.3 \frac{K K_v}{T_i} r \quad (4.21)$$

Nótese que el miembro de la izquierda de esta ecuación es el mismo de la ecuación 4.17. Esto significa que para valores dados de los parámetros del controlador y ganancia de la válvula, el comportamiento transiente debido a un cambio del punto de ajuste está caracterizado por los mismos valores de razón de amortiguamiento y frecuencia natural no amortiguada que para el cambio de flujo de vapor.

El miembro de la derecha de la ecuación 4.21, tiene dos términos: uno para el cambio del punto de ajuste  $r$  y su derivada  $dr/dt$ . Si  $r$  representa una perturbación paso de altura  $a$ , como se vió en la sección anterior su derivada representa un impulso de magnitud  $a$ . Como antes, el impulso ha surgido porque se derivó el modelo original para desaparecer los términos integrales.

La ecuación 4.21, es lineal, esto quiere decir que podemos tomar las funciones paso e impulso una a la vez y determinar la respuesta del modelo de cada función separadamente. Luego la respuesta completa es simplemente la suma de

las respuestas individuales.

Tenemos ahora dos ecuaciones que resolver para determinar la respuesta-paso del modelo.

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 54.3 K K_v \frac{dh}{dt} + 54.3 \frac{K K_v}{T_i} h = 54.3 \frac{K K_v}{T_i} r$$

(4.21a)

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 54.3 K K_v \frac{dh}{dt} + 54.3 \frac{K K_v}{T_i} h = 54.3 K K_v \frac{dr}{dt}$$

(4.21b)

La prueba hecha en la central fue a cambiar el punto de ajuste 20 mm.

Escribiendo las ecuaciones, en términos de la razón de amortiguamiento y la frecuencia natural se obtiene:

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 2\zeta \omega_n \frac{dh}{dt} + \omega_n^2 h = 54.3 \frac{K K_v}{T_i} r$$

Para ( $t > 0$ )

(4.22a)

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 2\zeta \omega_n \frac{dh}{dt} + \omega_n^2 h = 54.3 K K_V 20 \sigma(t)$$

$$(t > 0) \quad (4.22b)$$

Reemplazando los valores de

$$\zeta = 0.96 \quad \text{y} \quad \omega_n = 0.036 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$K = 1 \text{ \% /mm}$ ;  $K_V = 0.00127 \frac{\text{Ton}}{\text{\%Seg}}$ ;  $T_i = 54.5 \text{ seg}$ ; en las ecuaciones 4.22.a y 4.22.b, resulta:

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 0.06912 \frac{dh}{dt} + 0.001265 h = (20)0.001235 \quad (4.23.a)$$

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 0.06912 \frac{dh}{dt} + 0.001265 h = 1.3792 \sigma(t) \quad (4.23.b)$$

Con relación a la ecuación 4.23.a, la solución - para una ecuación de la forma:

$$\ddot{h} + 2\zeta \omega_n \dot{h} + \omega_n^2 h = \frac{F_0}{m} \quad (4.24.)$$

Es la siguiente:

$$h = \frac{F_0}{K} \left\{ 1 - \frac{e^{-\zeta \omega_n t}}{1 - \zeta^2} \cos(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n t - \phi) \right\} \quad (4.25)$$

donde  $\phi = \arctan \frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} = 73^\circ = 1.3 \text{ rad.}$

Comparando los términos entre las ecuaciones 4.23. a y 4.24, se tiene que:  $1/m = 0.00123545 \quad F_0 = 20$

(4.25.a)

En la solución 4.25, se obtiene:

$$\frac{F_0}{m} = \frac{F_0}{m} \quad \frac{m}{k} = \frac{F_0}{m} \times \left( \frac{1}{\omega_n} \right)^2 = 0.025306 \times \frac{1}{0.00127} = 20 \quad (4.25.b)$$

Reemplazando los valores 4.25.a, 4.25.b, en la solución 4.25, se obtiene.

$$h(t) = 20 \left\{ 1 - \frac{e^{0.96 \times 0.0356t}}{\sqrt{1 - (0.96)^2}} \cos(\sqrt{1 - 0.96^2} \times 0.0356t - 1.28) \right\}$$

$$h(t) = 20\{1 - 3.57 e^{-0.0342t} \times \text{Cos}(0.009968t - 1.28)\} \quad (4.26.)$$

Para la ecuación 4.23.b, la solución es de la forma:

$$h = \frac{\bar{F}_0}{m \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}} e^{-\zeta \omega_n t} \times \text{Sen}(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n t) \quad (4.27)$$

Donde por analogía  $\bar{F}_0/m = 1.3792$

La solución será:

$$h(t) = \frac{1.3792}{0.0356 \sqrt{1 - (0.96)^2}} e^{-0.0342t} \text{Sen}(\sqrt{1 - (0.96)^2} 0.0356t)$$

$$h(t) = 138.36 \text{Sen}(0.009968t) e^{-0.0342t} \quad (4.28)$$

La suma de las ecuaciones 4.26 y 4.28, es la respuesta del sistema para un cambio de 20 mm., en el

punto de ajuste.

Reemplazando valores de tiempo (seg) en las ecuaciones 4.26 y 4.28 y suamando los resultados se obtienen los datos para la graficación de las curvas de respuesta teórica de las figuras: 4.12 (ganancia = 1, INTEGRAL = 1.1); siguiendo el mismo procedimiento anterior se obtiene las figuras 4.14 ( $K = 1\%/mm.$ ,  $I = 1.2$  R.P.M); 4.16 ( $K=0.8\%/mm$ ,  $I = 1.1$  R.P.M).

Las curvas de respuesta experimentales para un cambio de 20 mm., en el punto de ajuste obtenidas en la planta se muestran en las figuras: 4.13 ( $K=1\%/mm.$ ;  $I = 1.1$  R.P.M); 4.15 ( $K= 1\%/mm.$ ;  $I=1.2$  R.P.M); 4.17 ( $K = 0.8\%/mm.$ ;  $I = 1.1$  R.P.M); 4.19 ( $K= 1.2\%/mm.$ ;  $I = 1.1$  R.P.M).

Las ecuaciones 4.25 y 4.27, se aplican cuando  $\zeta$  es menor que 1. Cuando la razón de amortiguamiento es mayor que la unidad se aplican las siguientes ecuaciones.

Para la excitación impulso (ecuación 4.22.b)

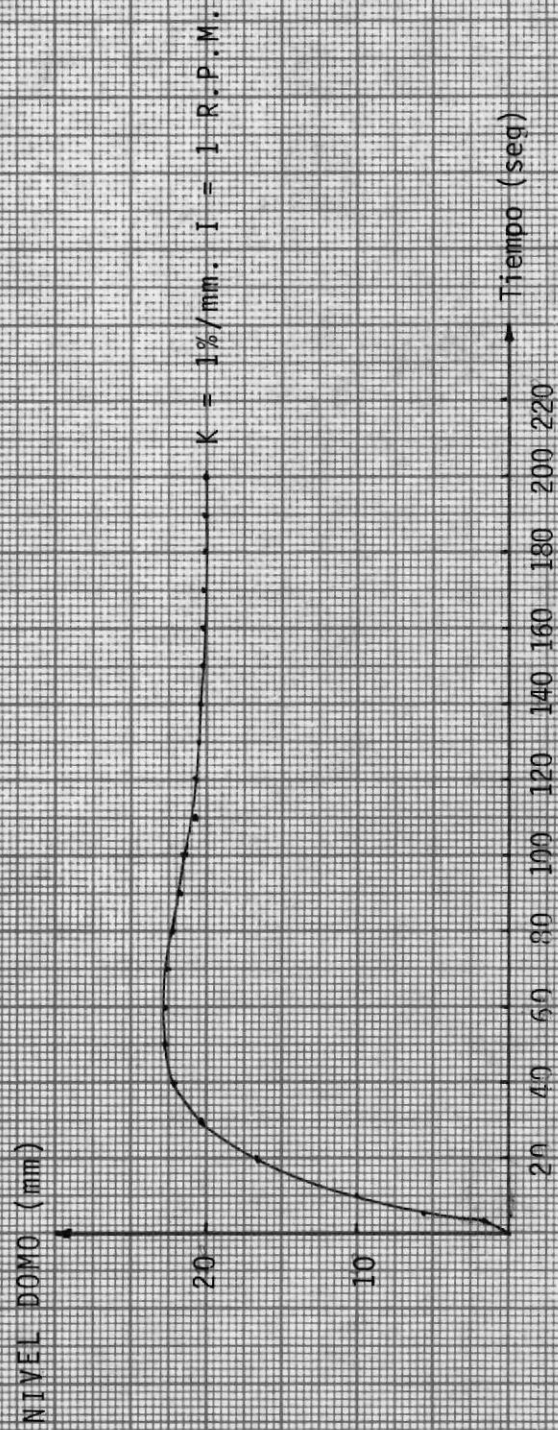


FIGURA 4.12. CURVA DE RESPUESTA REORICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

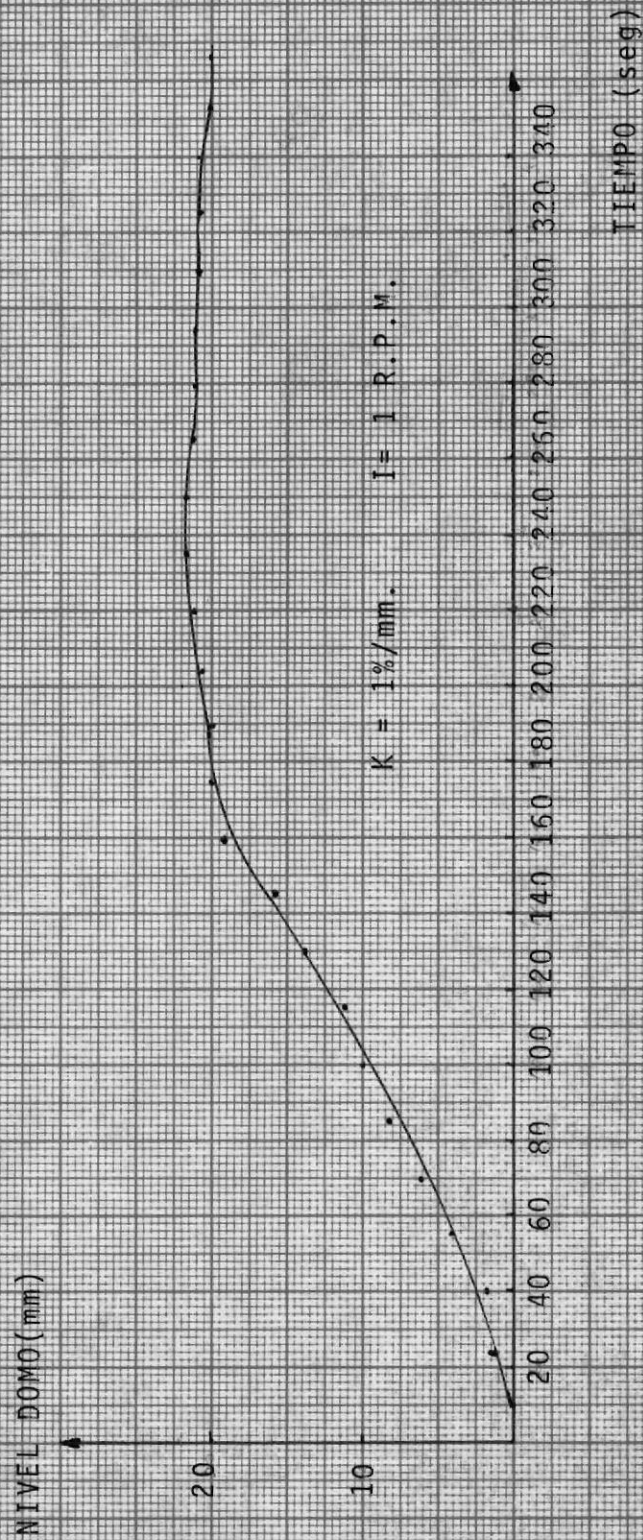


FIGURA 4.13. CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

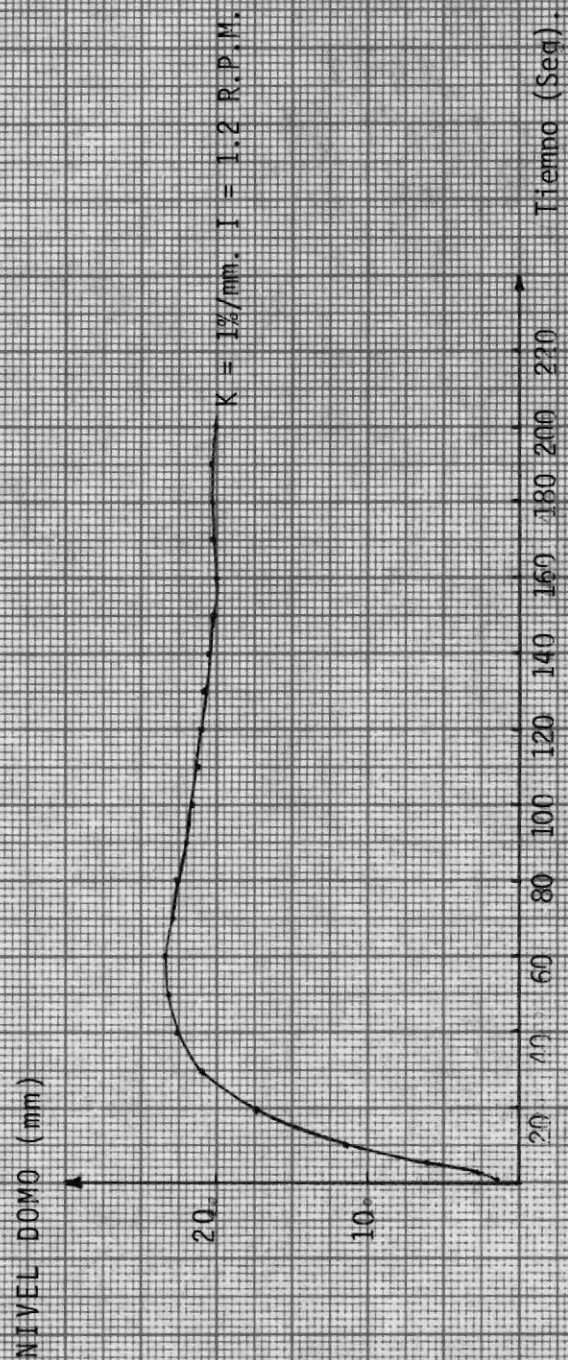


FIGURA 4.14. CURVA DE RESPUESTA REOPICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

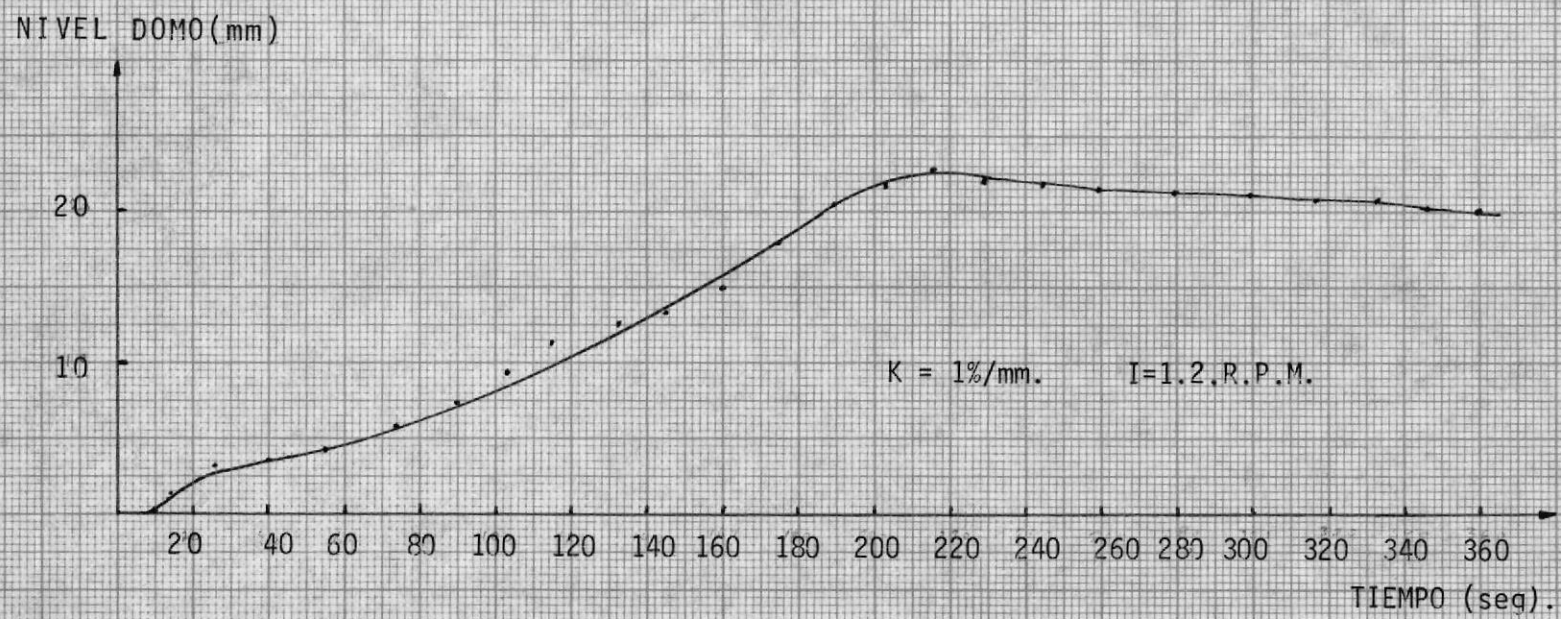


FIGURA 4.15. CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

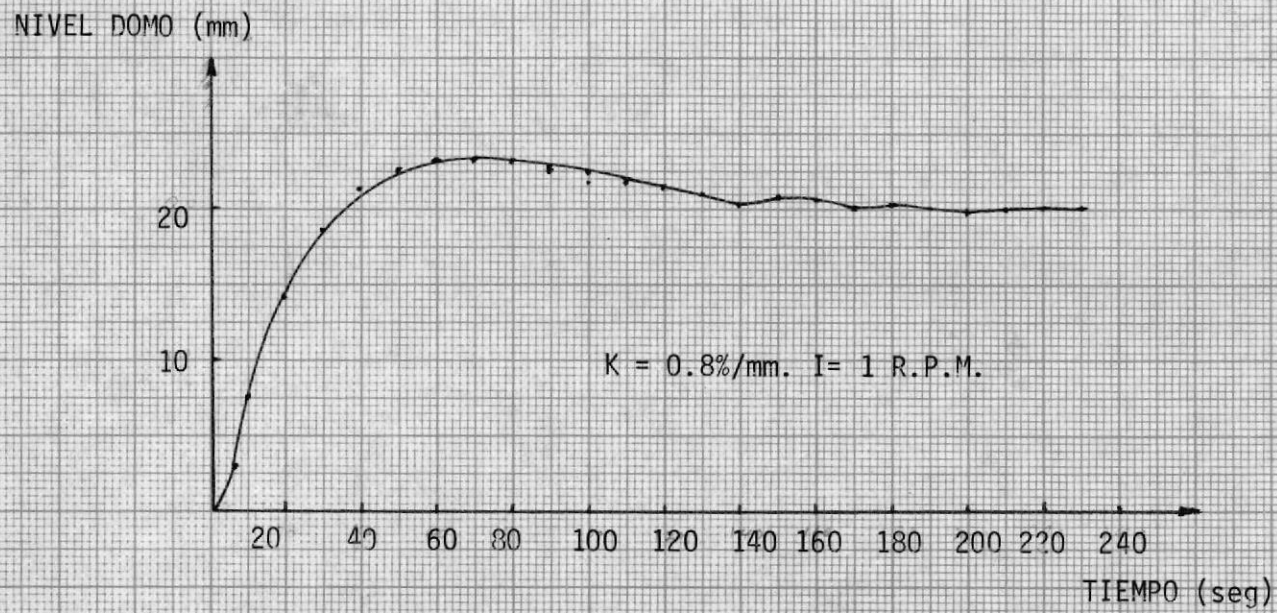


FIGURA 4.16. CURVA DE RESPUESTA TEORICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

4.16

NIVEL DOMO (mm)

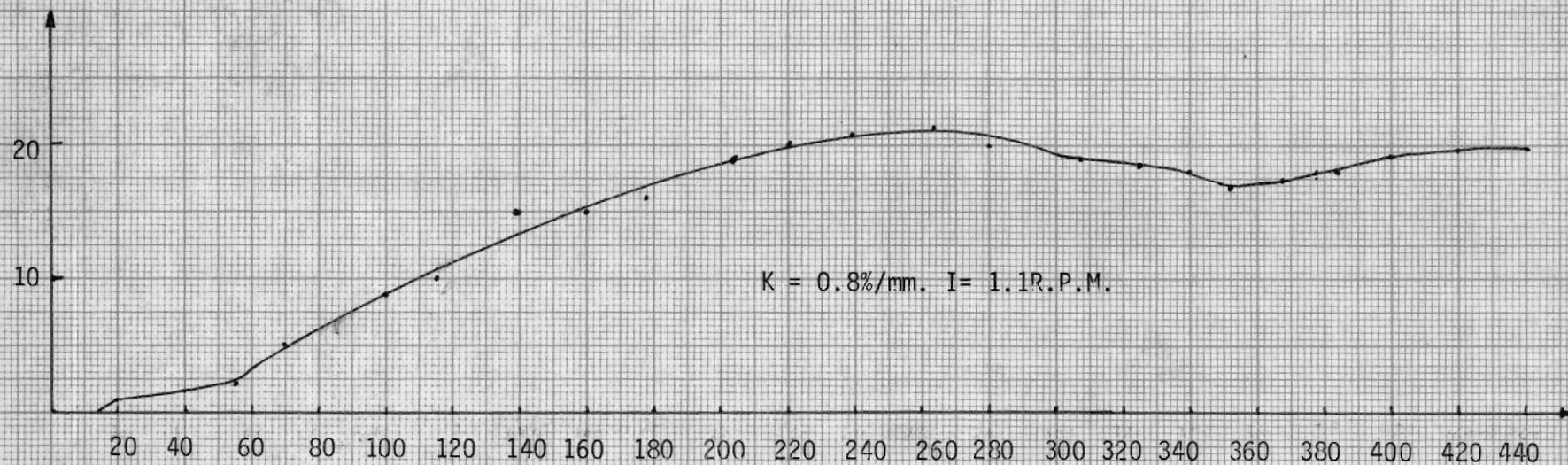


FIGURA 4.17. CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

$$\ddot{h} + 2\zeta\omega_n \dot{h} + \omega_n^2 h = 54.3 K K_V 20 \quad (t)$$

La solución sobre-amortiguada es:

$$h(t) = \frac{F_0}{2m \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \{ (e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n t} - e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n t}) \} \quad (4.29)$$

donde por analogía  $F_0/m = 54.3 K K_V 20 = 1.086 K K_V$

$$(4.30)$$

Para la excitación escalón (ecuación 4.22.a)

$$\ddot{h} + 2\zeta\omega_n \dot{h} + \omega_n^2 h = \frac{54.3 K K_V 20}{T_i}$$

La respuesta sobre amortiguada es de la forma:

$$h = \frac{F_0}{K} \left\{ 1 + \frac{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})}{2\sqrt{\zeta^2 - 1}} e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n t} - \frac{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})}{2\sqrt{\zeta^2 - 1}} e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n t} \right\} \quad (4.31)$$

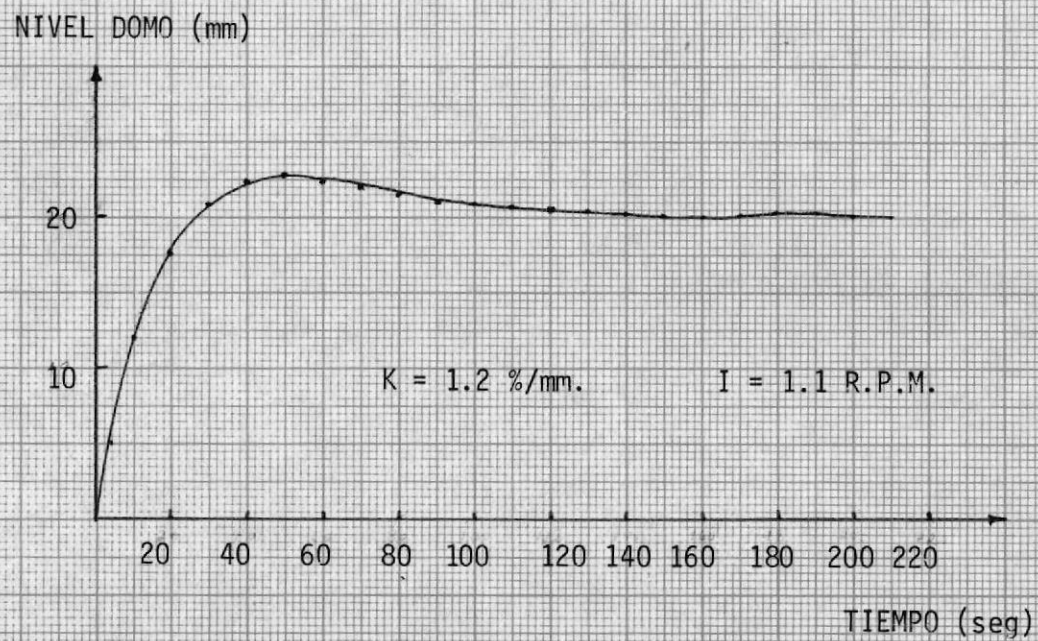


FIGURA 4.18. CURVA DE RESPUESTA TEORICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

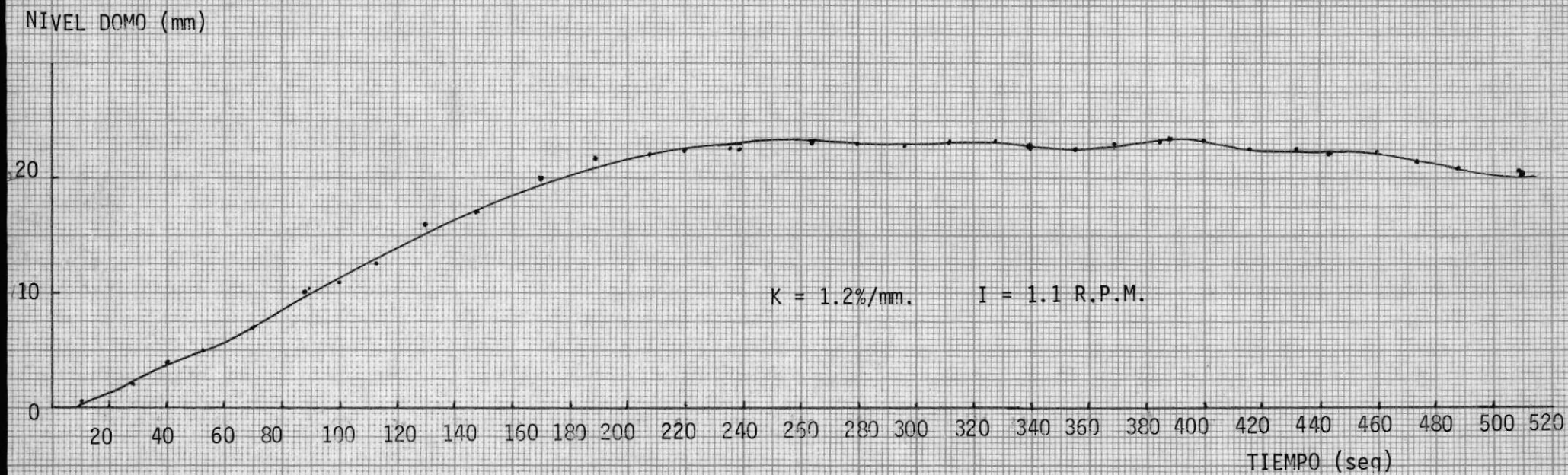


FIGURA 4.19. CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

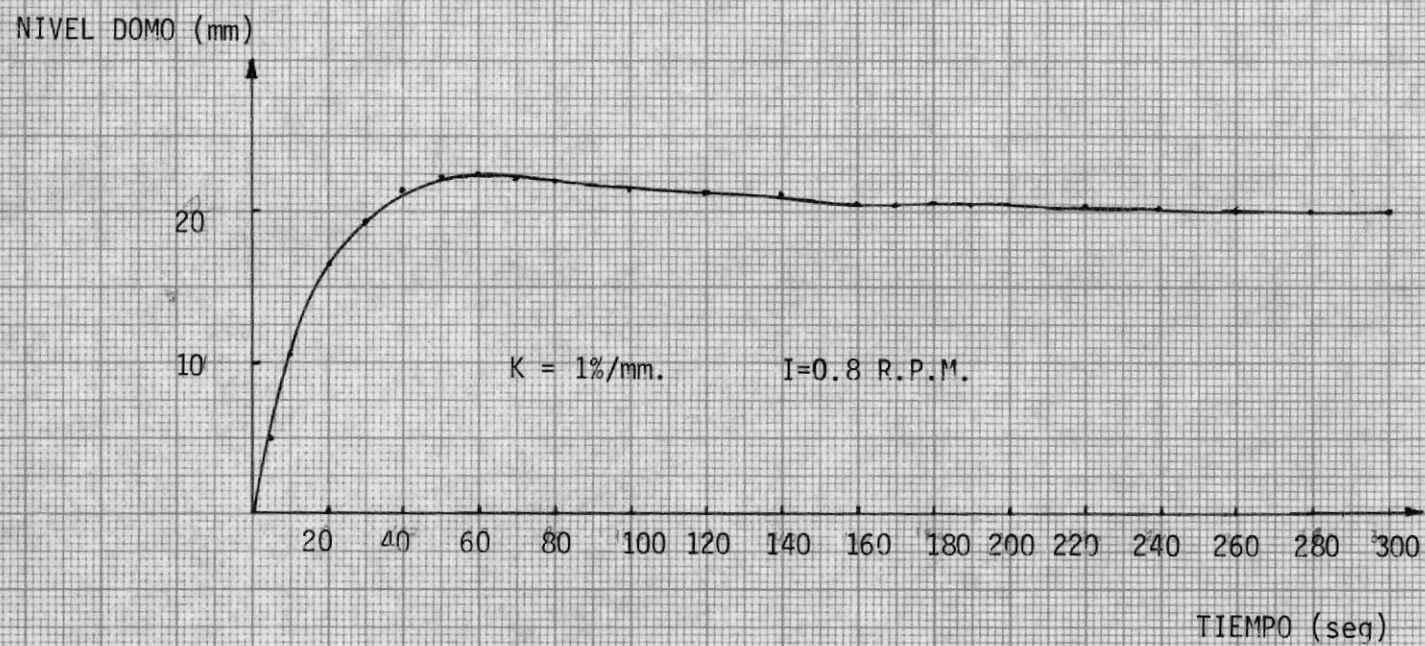


FIGURA 4.20. CURVA DE RESPUESTA TEORICA PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

NIVEL DOMO (mm)

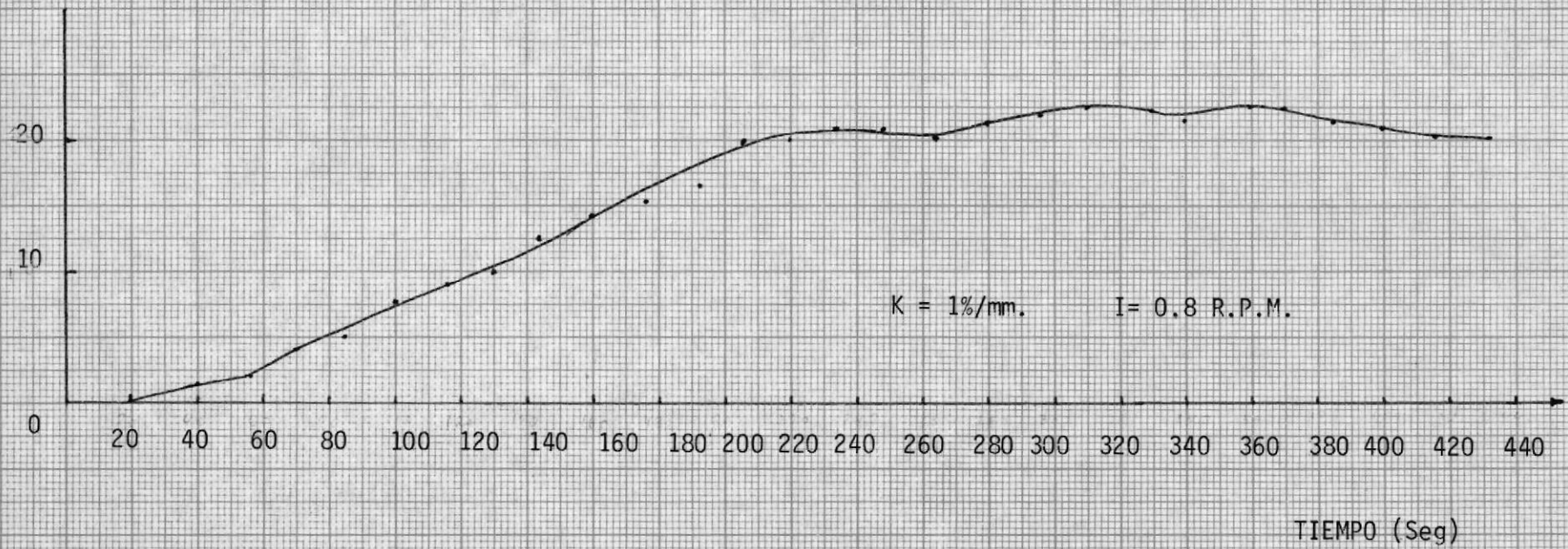


FIGURA 4.21. CURVA DE RESPUESTA EXPERIMENTAL PARA UN CAMBIO DE 20 mm. EN EL PUNTO DE AJUSTE

Donde el segundo miembro de la ecuación 4.22.a es:

$$\frac{F_0}{m} = \frac{54.3 K K_V}{T_i} \times 20 = \frac{1086 K K_V}{T_i}$$

En la ecuación 4.30 se tiene que:

$$\frac{F_0}{k} = \frac{F_0}{m} \times \frac{m}{k} = \frac{F_0}{m} \times \frac{1}{\omega_n^2} = \frac{1086 K K_V}{T_i} \times \frac{1}{\omega_n^2}$$

Reemplazando valores de  $\zeta$  y  $\omega_n$  en las ecuaciones 4.29 y 4.31 y sumando sus resultados se obtienen las curvas de respuesta teóricas para:  $K = 1\%/mm.$ ,  $I = 0.8$  R.P.M;  $K = 1.2\%/mm.$   $I = 1.1$  R.P.M. (ver figura 4.18. y 4.20).

#### 4.5.3. Curvas de Respuesta a la Frecuencia

Hasta aquí se ha investigado el comportamiento dinámico del sistema de control de nivel resol

viendo ecuaciones diferenciales en el dominio - del tiempo.

Ahora usaremos técnicas experimentales y analíticas que están basados en la respuesta de sistemas y componentes a entradas sinusoidales, los cuales son conocidas como técnicas de respuesta a la frecuencia.

El comportamiento de sistemas de características desconocidas puede ser investigado por observación de su respuesta a la frecuencia comparándolo con el modelo del sistema cuya ecuación diferencial se conoce. Algunas veces la respuesta a la frecuencia de sistemas completamente complicados se asemejan a los modelos lineales de segundo orden lo que nos capacita para predecir su respuesta transiente en base al trabajo que se hizo con el modelo matemático.

Otra importante aplicación del análisis de respuesta a la frecuencia es la predicción de la estabilidad del sistema de lazo cerrado, lo cual es importante en el diseño de sistema de control. Tomando el diagrama de bloque del modelo (Fig.4.22) y tomando la transformada de Laplace se llega al Diagrama de Bloque de la figura 4.23. Reemplazando  $s$  por  $j\omega$  se llega al diagrama de la figura 4.24.

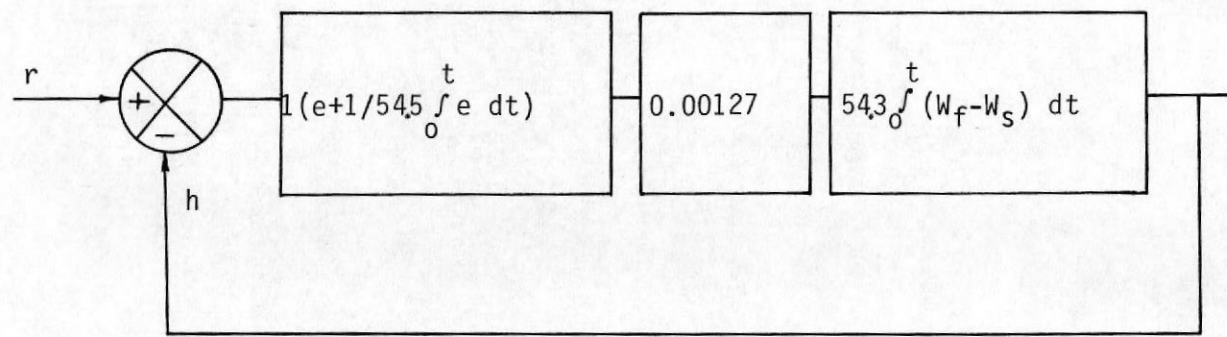


FIGURA 4.22. DIAGRAMA DE BLOQUE DE MODELO

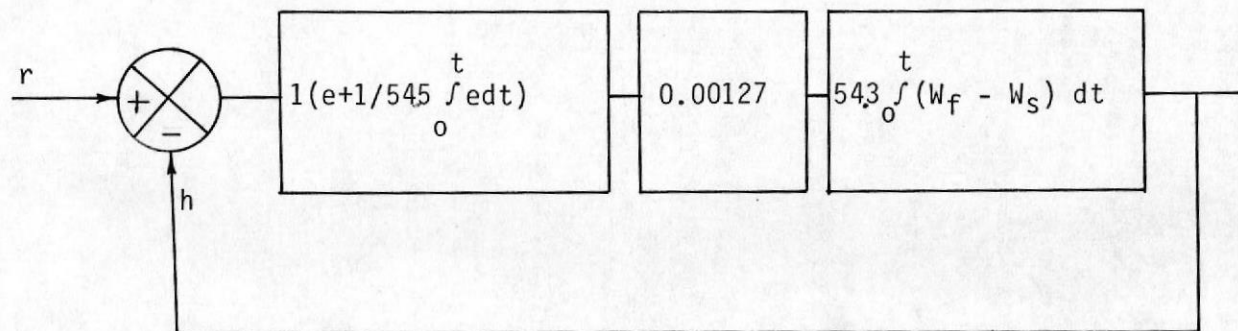
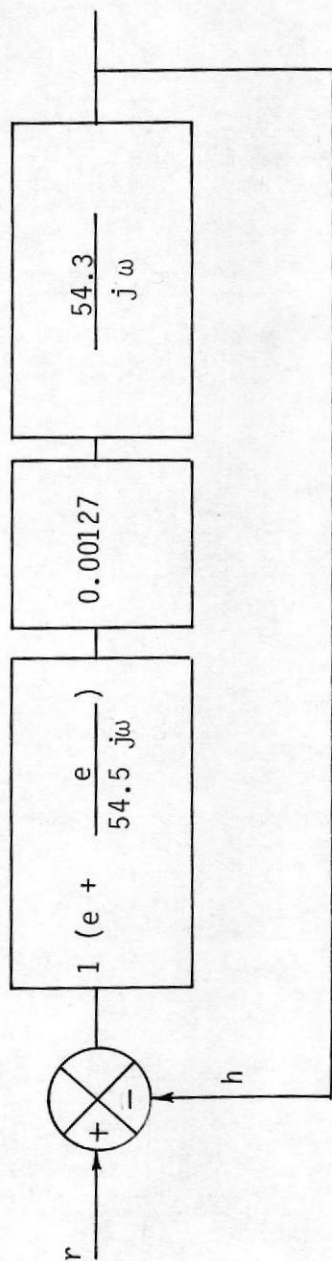


FIGURA 4.23. DIAGRAMA DEL MODELO EN EL DOMINIO S.

FIGURA 4.24. DIAGRAMA DEL MODELO EN EL DOMINIO  $\omega$

En lo que a la constante de la caldera concierne el valor de  $54.3 \frac{\text{mm} \cdot \text{seg}}{\text{Ton}}$  que fue usado anteriormente llega a ser  $54.3 \frac{\text{mm} \cdot \text{seg}}{\text{Ton}} \times \frac{100}{600\text{mm}} = 9.05 \frac{\% \text{ Seg}}{\text{Ton}}$ ; donde por ciento significa un porcentaje de cambio de nivel basado en un cambio de nivel del domo de la escala completa de 600 mm.

El valor de la ganancia del controlador es 1%/mm; el correspondiente valor de ganancia usado en la figura 4.25 es  $(1 \times 600)/100$  o sea, 6%/cambio de nivel.

De ahí el diagrama de bloque final queda así, expresado en cambios porcentuales. (Fig.4.25).

De la figura 4.25, obtenemos la función de transferencia de frecuencia del circuito abierto:

$$\frac{h}{e} = 6 \left( 1 + \frac{1}{54.5 j\omega} \right) 0.00127 \frac{9.05}{j\omega}$$

Reduciendo y simplificando términos se tiene:

$$\frac{h}{e} = \frac{0.069(1 + 54.5 j\omega)}{54.5(j\omega)^2} \quad (4.32)$$

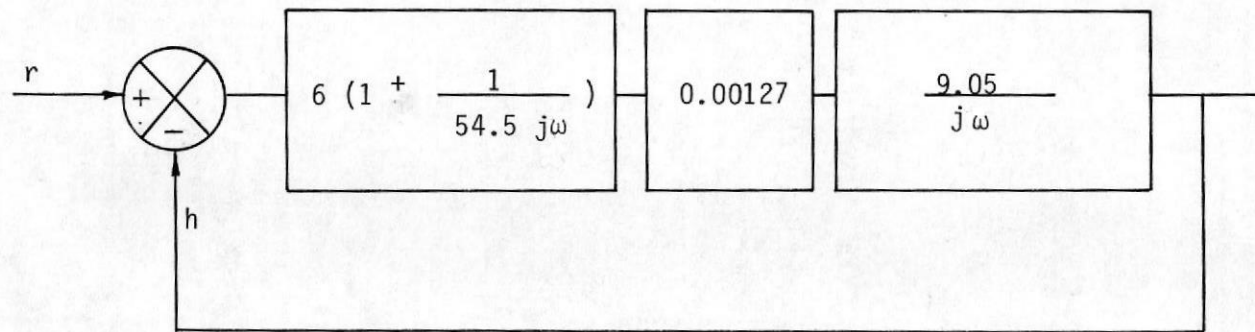


FIGURA 4.25. DIAGRAMA DEL MODELO EN CAMBIOS PORCENTUALES

El término  $(1 + \frac{1}{54.5 j\omega})$  viene del controlador, el cual nos da una señal con dos componentes: una proporcional al error y otra proporcional al tiempo integral del error.

La validez del modelo de la figura 4.25, puede comprobarse comparando su respuesta transiente con la del sistema real.

En la prueba que se hizo con el sistema real se observó que el nivel comenzó a variar 10 seg. después de mover el punto de ajuste. Por este motivo se va a considerar un retardo de tiempo de 10 segundos, representado por el factor  $e^{-10j\omega}$  en la función de transferencia de frecuencia. La correspondiente ecuación diferencial es impráctica manejarla aún con la ayuda de un computador. De ahí que las técnicas gráficas de respuesta a la frecuencia son muy útiles.

El diagrama de Bode se muestra en la figura 4.26, como la superposición de los términos de la ecuación 4.32 expresados estos en decibeles.

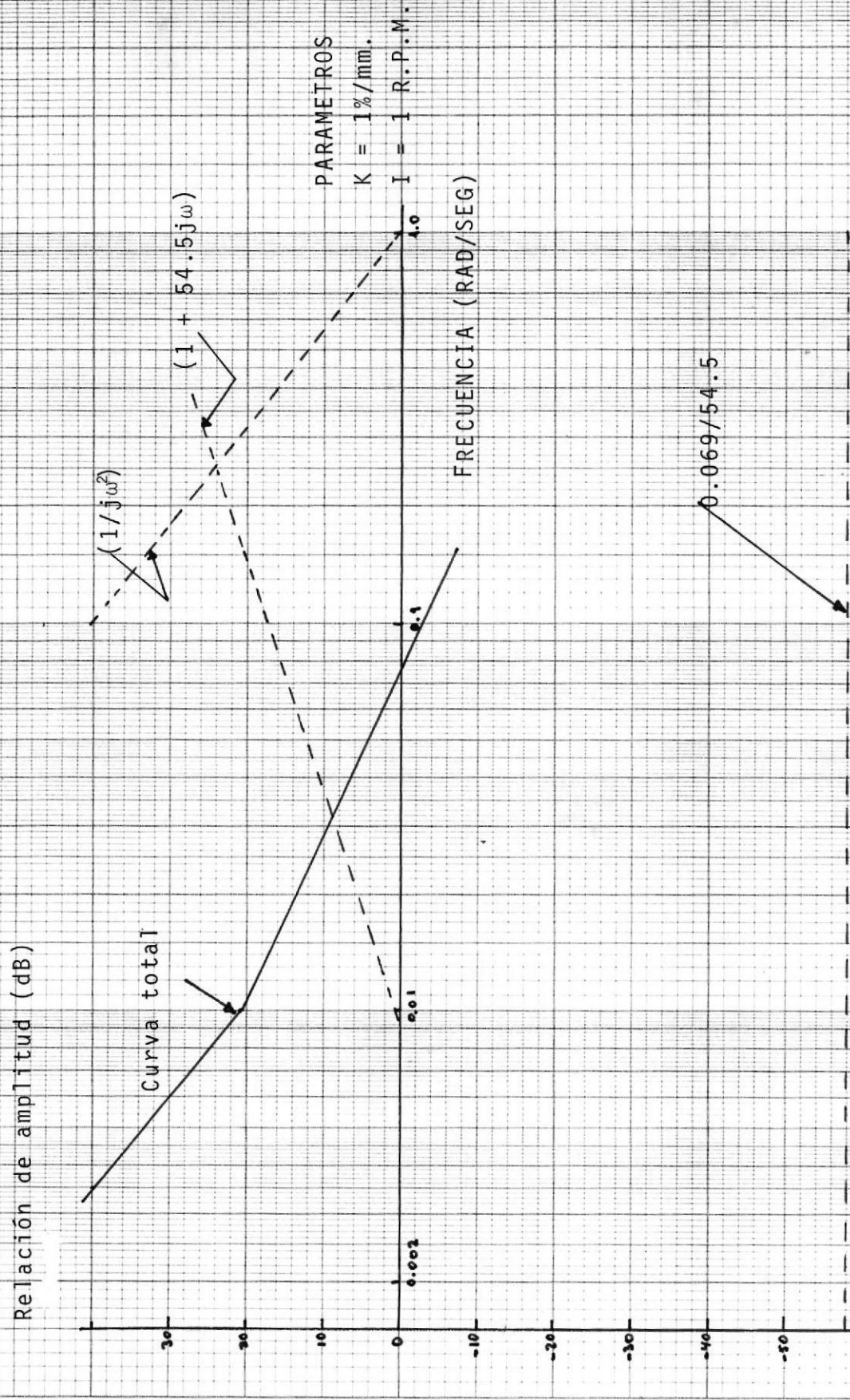
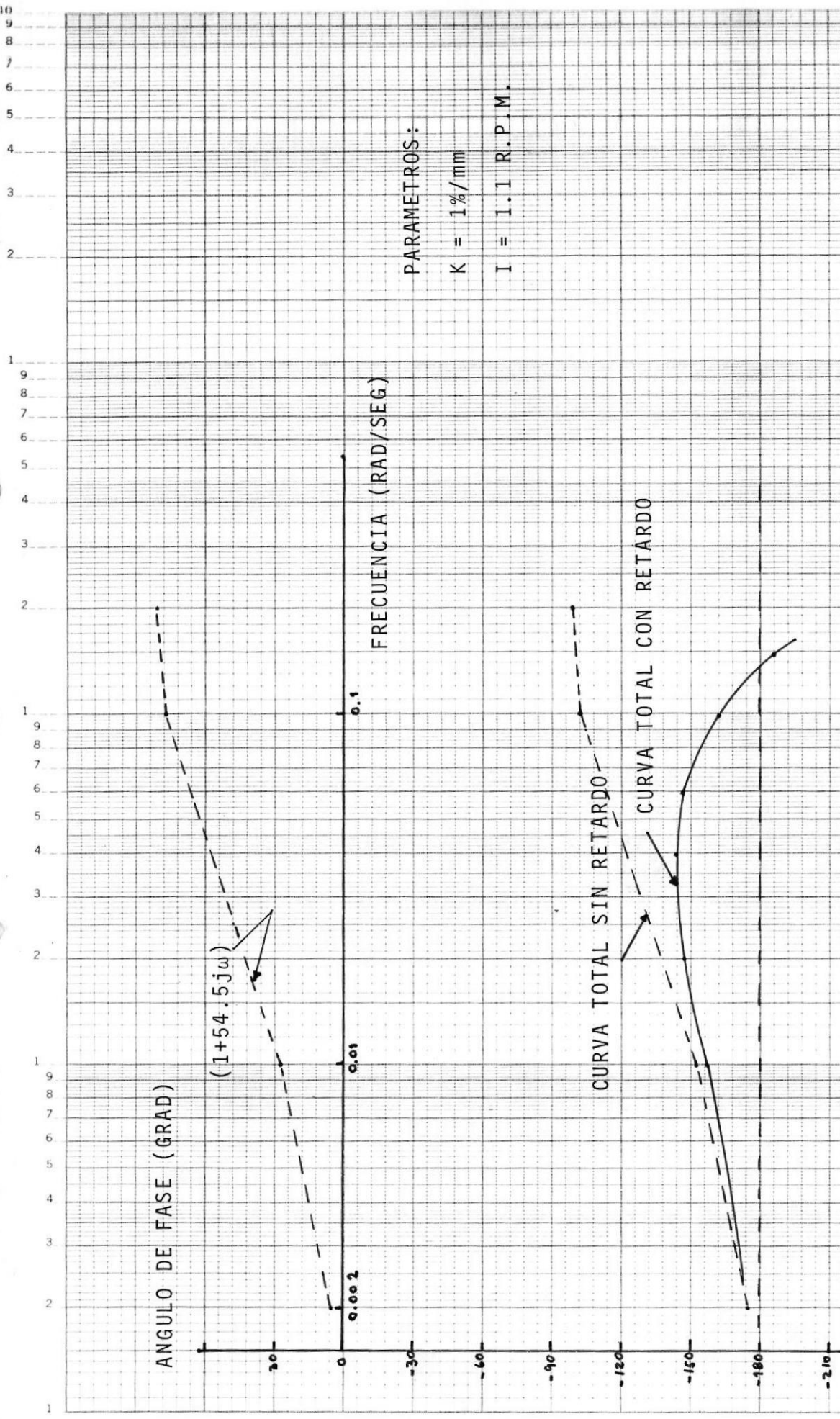


FIGURA 4.26. DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD, CICLO ABIERTO



PARAMETROS:  
 K = 1%/mm  
 I = 1.1 R.P.M.

CURVA TOTAL SIN RETARDO  
 CURVA TOTAL CON RETARDO

FIGURA 4.27. DIAGRAMA DE BODE DE ANGULO DE FASE, CICLO ABIERTO

Para el término constante se tiene:

$$20 \log \frac{0.069}{54.5} = -58 \text{ dB}$$

El otro término es de la forma  $(1 + j\tau\omega)$ . Cuyo modulo es:  $(1 + \tau^2\omega^2)^{1/2}$  y el ángulo de fase  $\text{tg}^{-1}(\omega\tau)$ .

De ahí que la relación de amplitud es:  $\text{dB} = 20 \log (1 + \tau^2\omega^2)^{1/2} = 10 \log (1 + \omega^2\tau^2)$ .

La inclusión del retardo de tiempo no influye en la relación de amplitudes de las figuras 4.26, pero si en el ángulo de fase. Valores de ángulo de fase para el retardo de 10 seg., se muestran en la tabla 4.1.

Estos valores se restan de la curva de la figura 4.27 para obtener la curva resultante con retraso.

Del diagrama de Bode de las figuras 4.26 y 4.27 se pueden obtener los valores para hacer el gráfico de Nichols (ver tabla 4.2). La figura

TABLA 4.1.

VALORES DE ANGULO DE FASE PARA RETARDO DE 10 SEG.

---

(rad/seg)	$\theta$ (grad)
=====	
0.01	- 5.7
0.02	-11.5
0.03	-17.2
0.04	-22.9
0.05	-28.6
0.06	-34.4
0.07	-40.1
0.08	-45.8
0.1	-57.3
0.2	-114.6

---

TABLA 4.2.

VALORES PARA GRAFICACION DE CURVA DE NICHOLS

$w(\text{rad/seg})$	$\varnothing(\text{grad})$	$\mu(\text{dB})$
0.01	-156	20.5
0.02	-145	13
0.03	-142	8.5
0.04	-141	6
0.05	-140	4
0.06	-144	2
0.07	-147	0.5
0.08	-150	-0.6
0.09	-153	-2
0.1	-157	-3
0.15	-184	-6.5
0.2	-210	-9

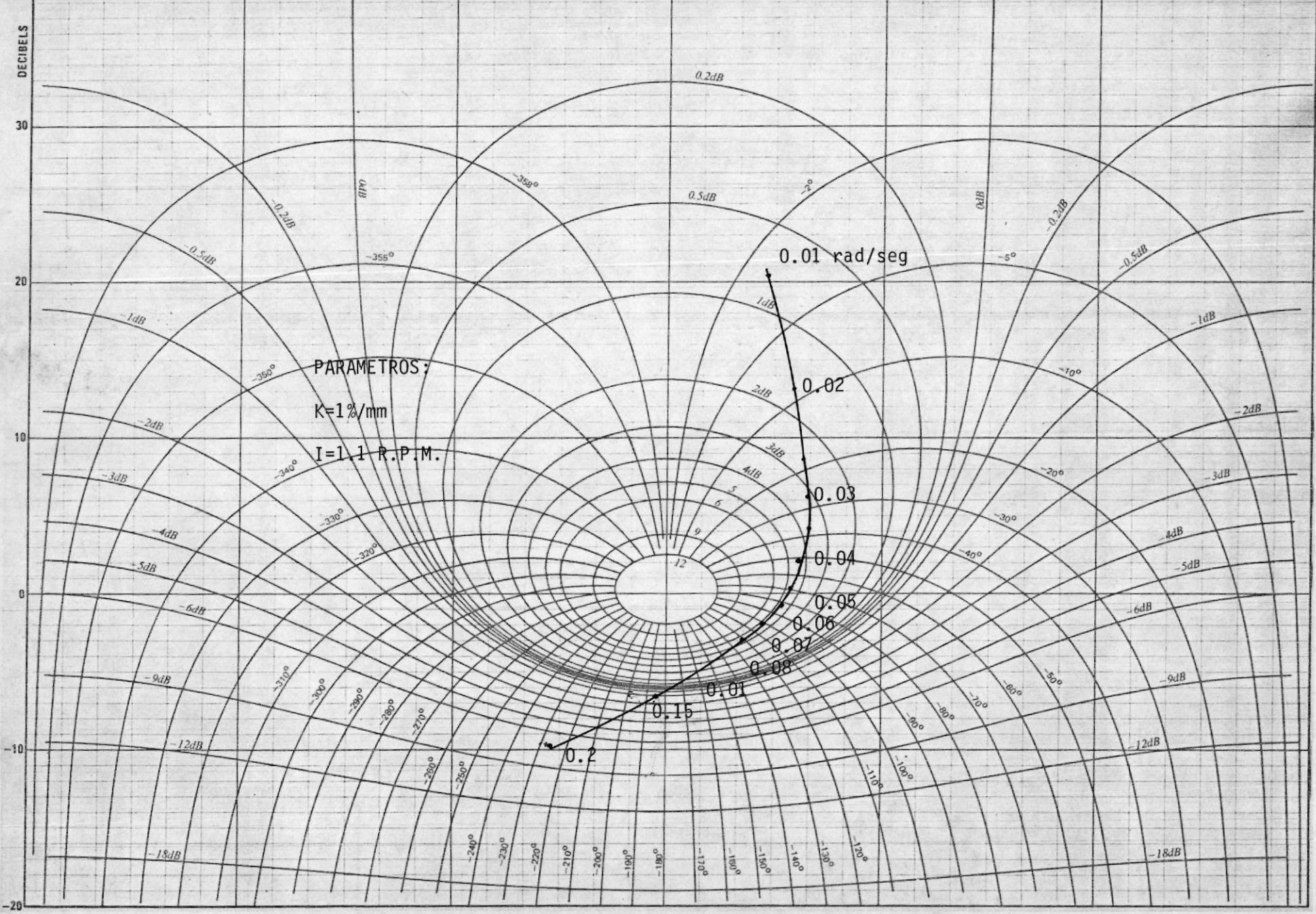


FIGURA 4.28. DIAGRAMA DE NICHOLS

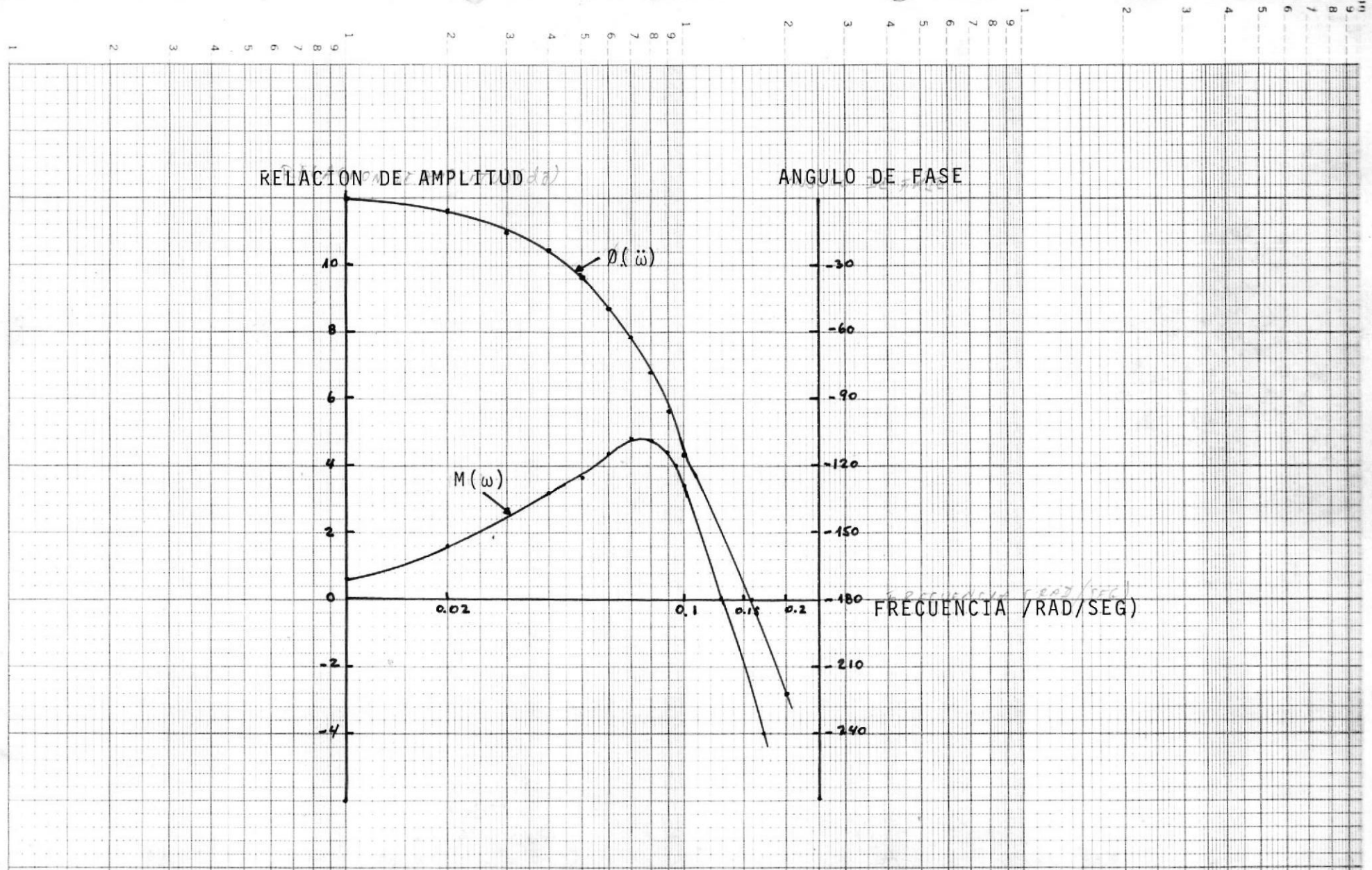


FIGURA 4.29. DIAGRAMA DE BODE CICLO CERRADO ( $K=1\%/mm$ ;  $I=1.1$  R.P.M.).

TABLA 4.3

VALORES PARA GRAFICACION DE RESPUESTA CICLO CERRADO

---

w(rad/seg)	$\mu$ (dB)	$\emptyset$ (grad)
=====		
0.01	0.8	-2.75
0.02	1.75	-9
0.03	2.6	-18
0.04	3.3	-27.5
0.05	3.6	-38
0.06	4.5	-53
0.07	4.8	-67
0.08	4.8	-80
0.1	4.0	-120
0.2	-6	-225

---

4.28 es el gráfico de Nichols para la función de transferencia de ciclo abierto.

De la gráfica de Nichols se determinan los valores de relación de amplitud y ángulo de fase para hacer el diagrama de respuesta a la frecuencia de ciclo cerrado (ver tabla 4.4). Esto está graficado en la figura 4.29, para valores de  $K = 1\%/mm$  y  $I = 1.1$  R.P.M.

Siguiendo el mismo procedimiento anterior se hicieron los diagramas correspondientes para otros valores de parámetros del controlador como se muestra en las figuras 4.30 hasta 4.43.

Los diagramas de Nyquist también son útiles para el análisis de estabilidad de los sistemas de control.

Tomando la función de transferencia de ciclo abierto de la figura 4.25 donde 54.5 seg. es el tiempo integral  $T_i$  se tiene:

$$6K \left( 1 + \frac{1}{j\omega T_i} \right) (0.00127) \left( \frac{9.05}{j\omega} \right) = h/e \quad (4.33)$$

Multiplicando y reduciendo términos:

$$0.069K \frac{(j\omega T_i + 1)}{(j\omega)^2 T_i} = h/e \quad (4.34)$$

$$- \frac{0.069 K}{T_i} \left( \frac{j\omega T_i + 1}{\omega^2} \right) = h/e \quad (4.35)$$

$$- \frac{0.069K}{\omega} - \frac{0.069 K}{\omega^2 T_i} = h/e \quad (4.36)$$

Reemplazando los valores de parámetros del controlador de nivel, (ganancia y tiempo integral) en la ecuación 4.36 se obtienen los diferentes diagramas de Nyquist que se muestran en las figuras 4.44 a 4.46.

En la figura 4.47 se muestra la respuesta del nivel del domo haciendo variar la razón desde 1 hasta 4 R.P.M., y ver el comportamiento real con relación a lo que predicen los diagramas - de Nyquist.

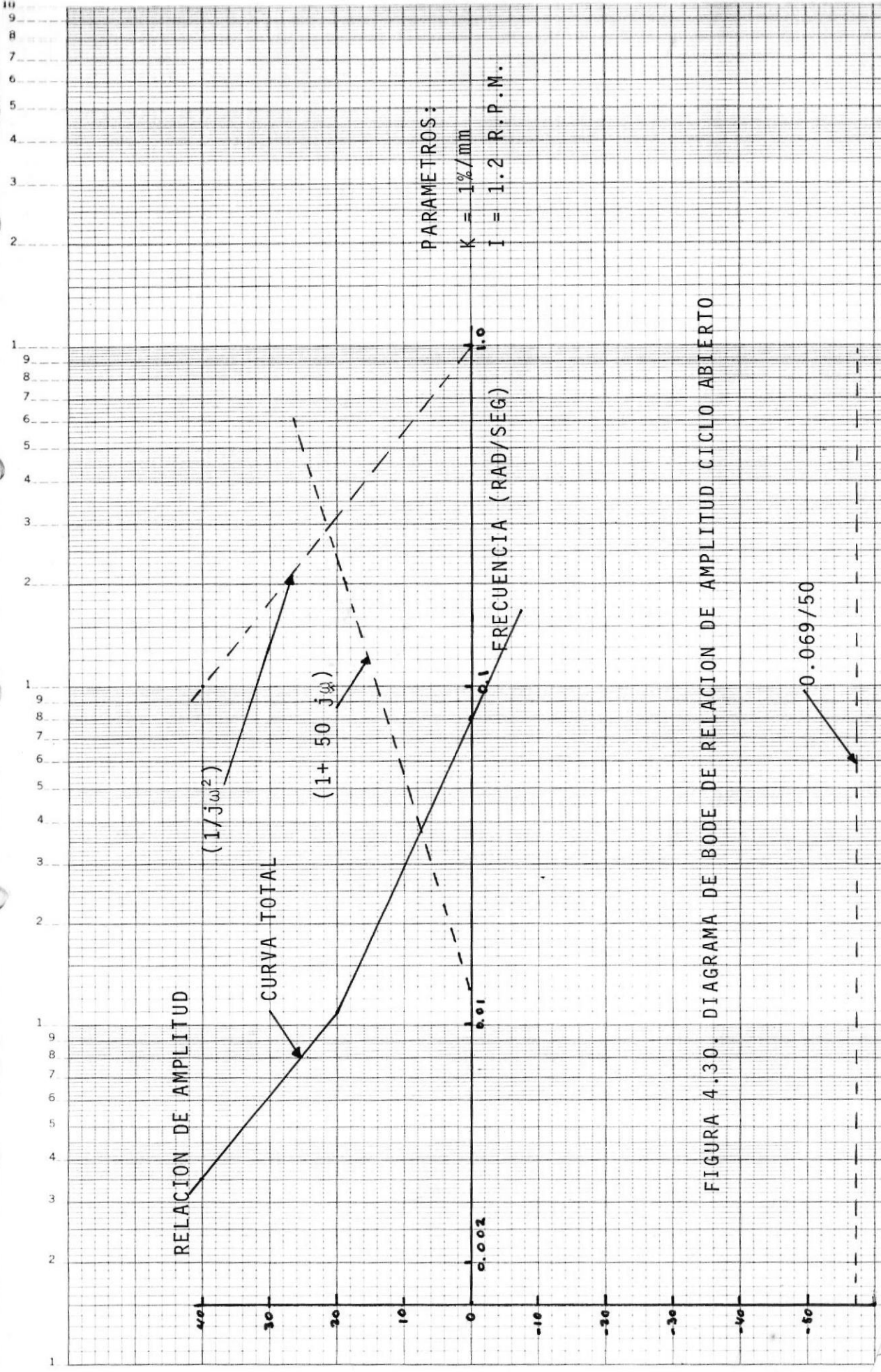


FIGURA 4.30. DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD CICLO ABIERTO

0.069/50

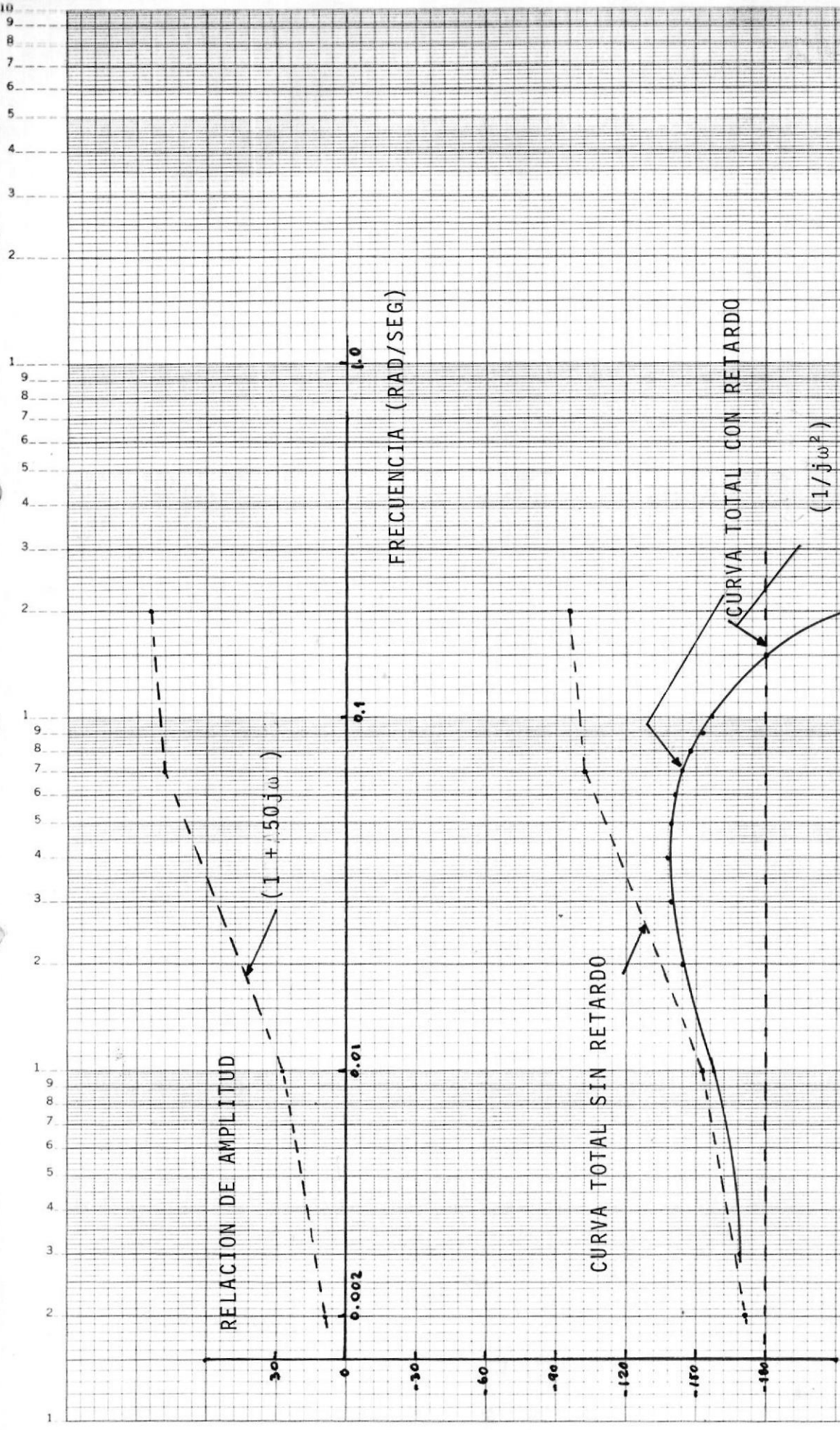


FIGURA 4.31. DIAGRAMA DE BODE DE ANGULO DE FASE, CICLO ABIERTO

( $K=1$  %/mm,  $I = 1.2$  R.P.M.)

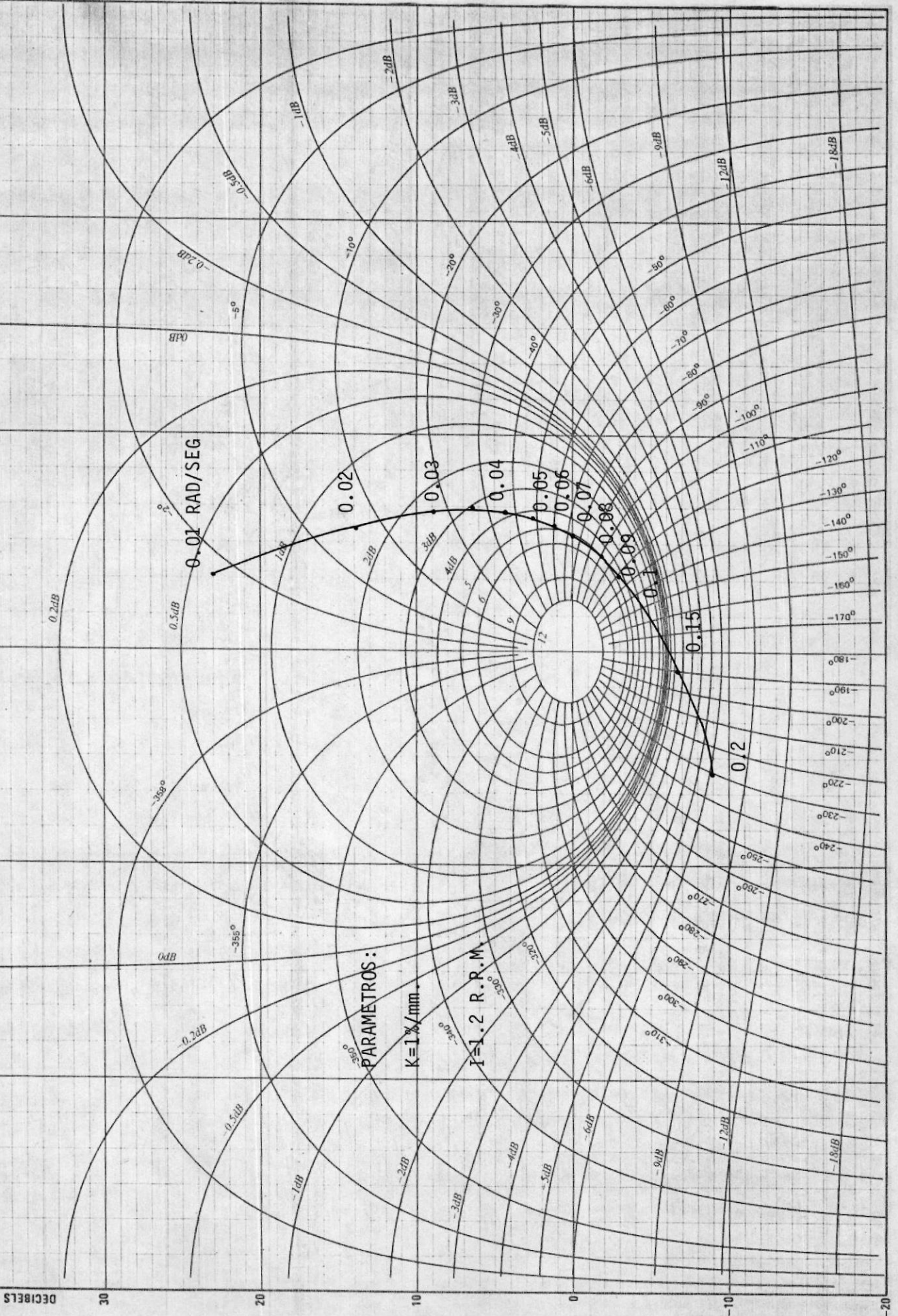


FIGURA 4.32. DIAGRAMA DE NICHOLS

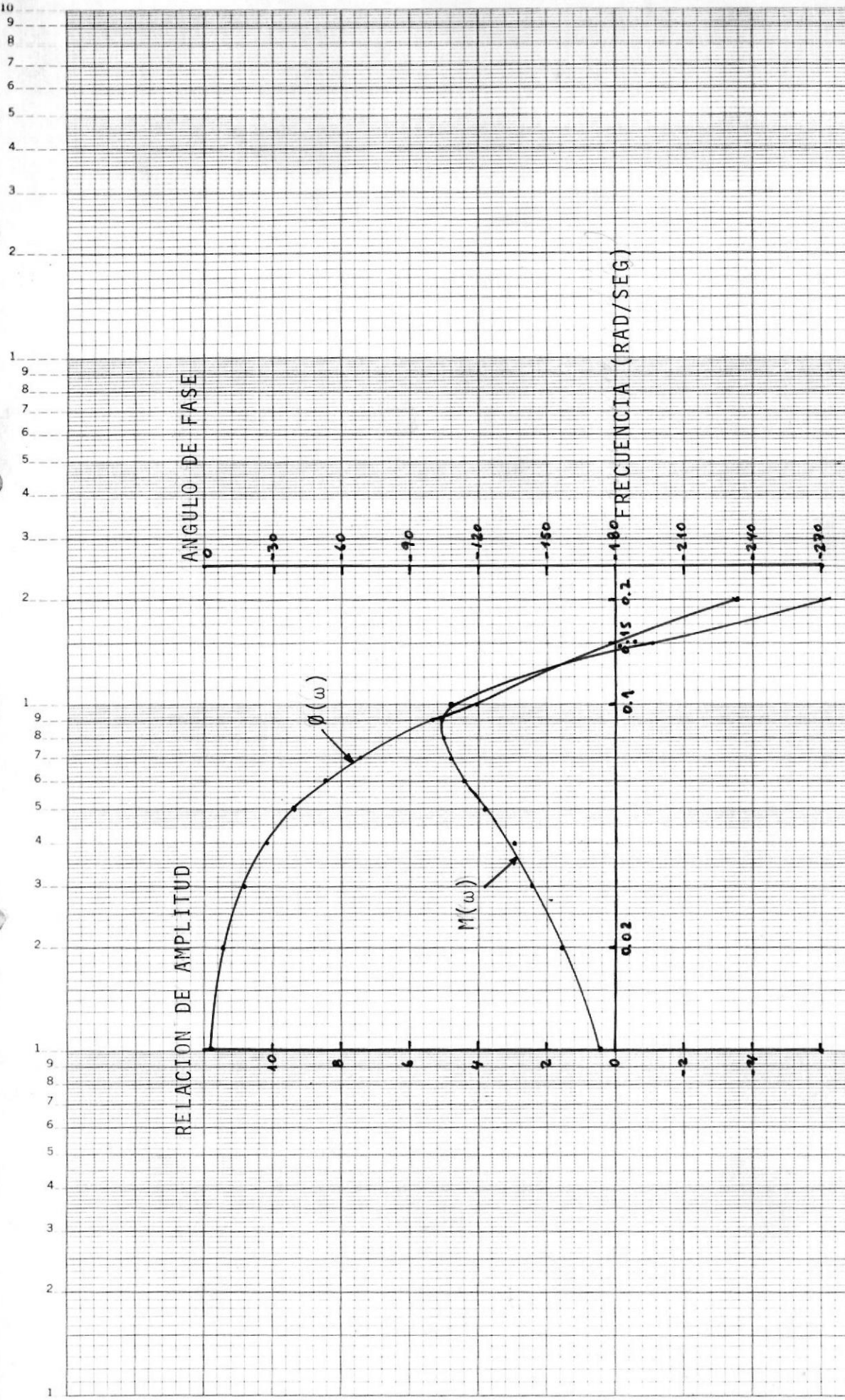


FIGURA 4.33. DIAGRAMA DE BODE CICLO CERRADO (K=1%/mm; I = 1.2 R.P.M.)

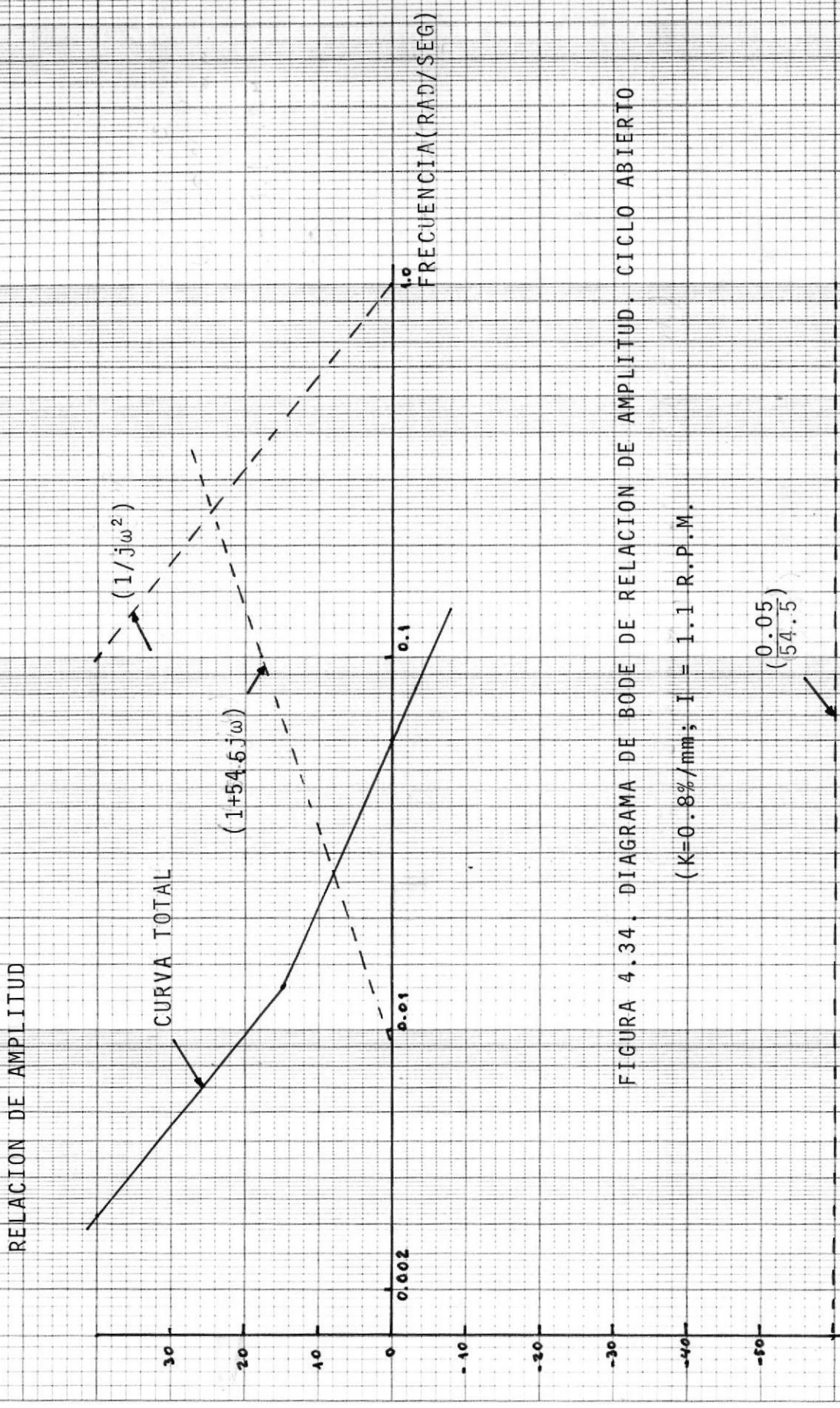


FIGURA 4.34. DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD. CICLO ABIERTO

(K=0.8%/mm; I = 1.1 R.P.M.)

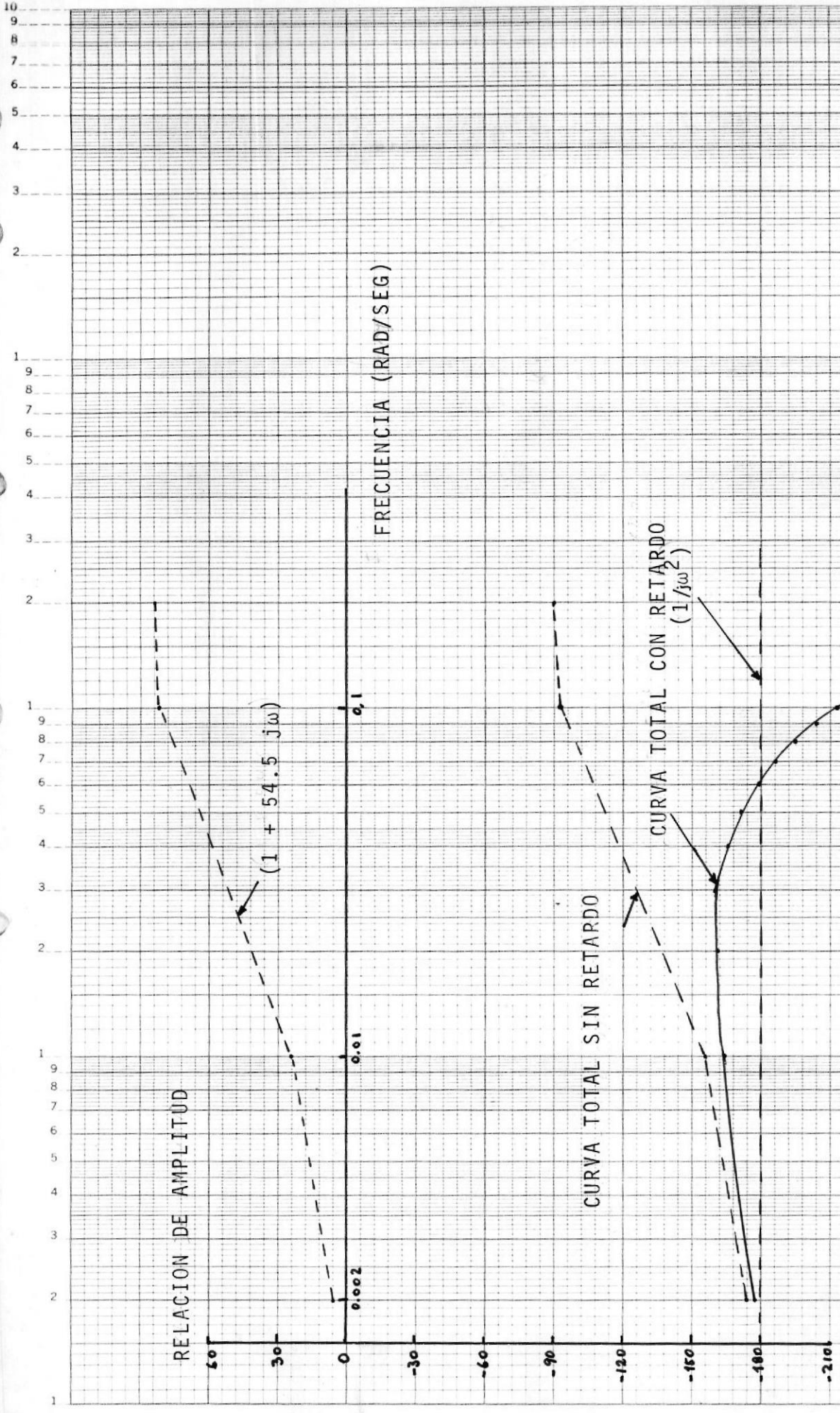


FIGURA 4.35. DIAGRAMA DE BODE DE ANGULO DE FASE CICLO ABIERTO

(K=0.8% /mm I = 1.1 R.P.M.)

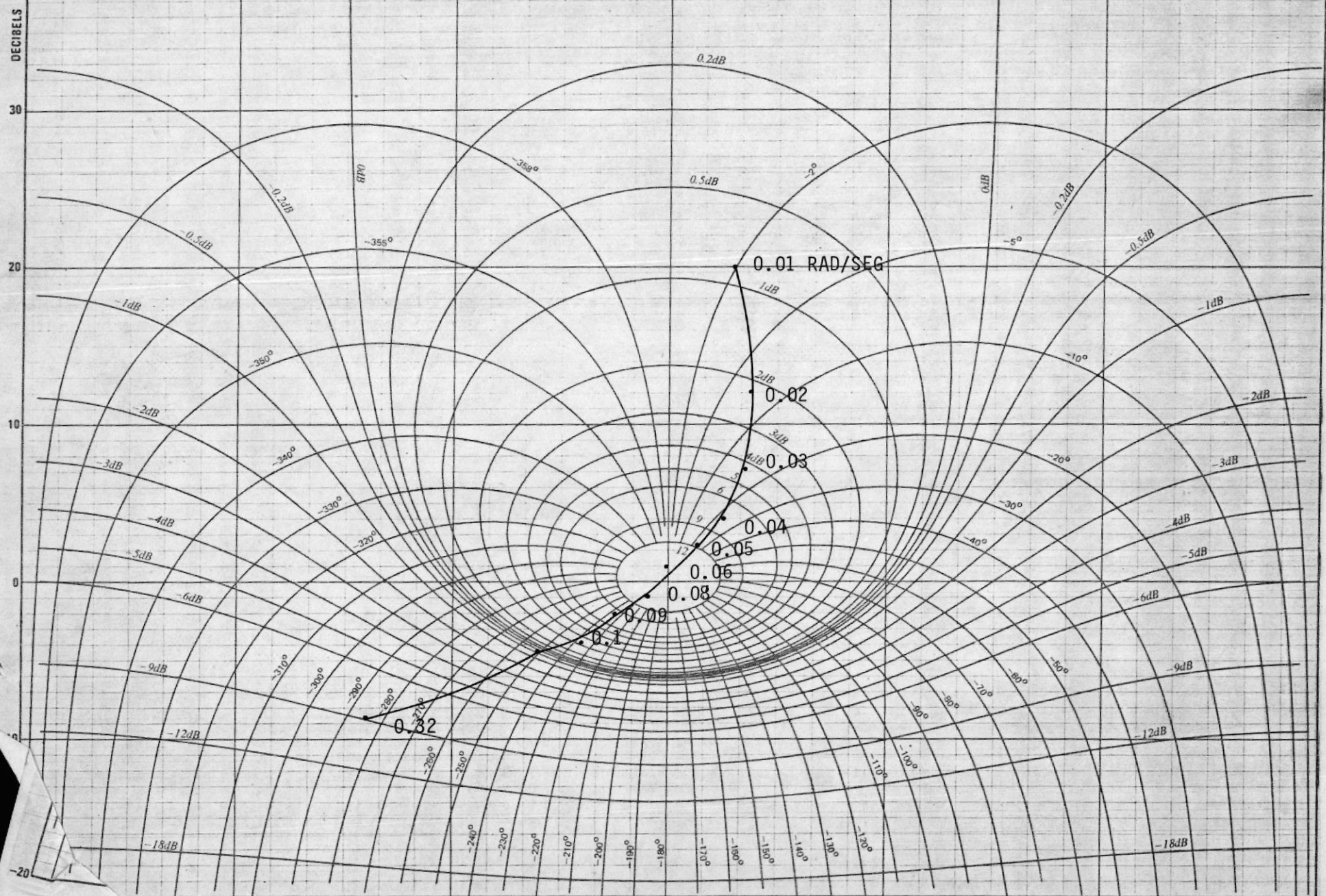


FIGURA 4.36. DIAGRAMA DE NICHOLS  
( $K=0.8\%/mm$ ;  $I = 1.1 \text{ R.P.M}$ )

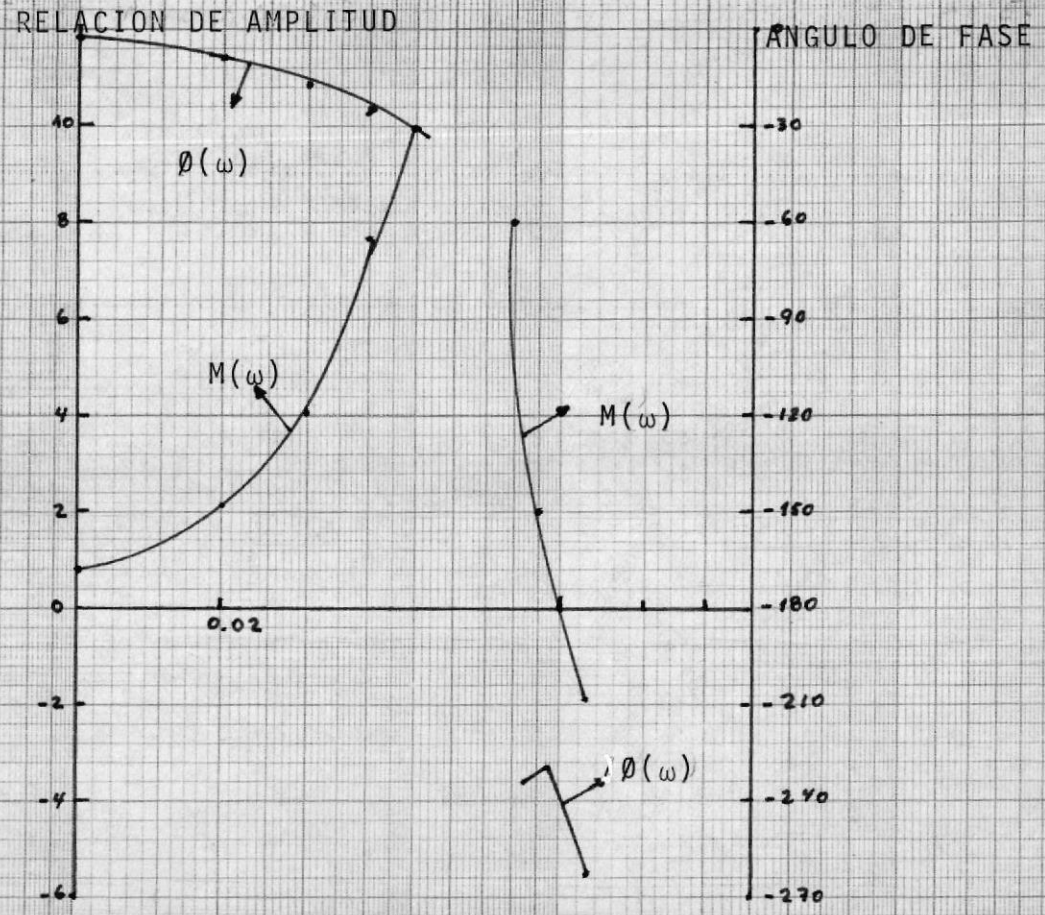


FIGURA 4.37. CICLO CERRADO. DIAGRAMA DE BODE  
 (K=0.8%/mm) I = 1.1 R.P.M.

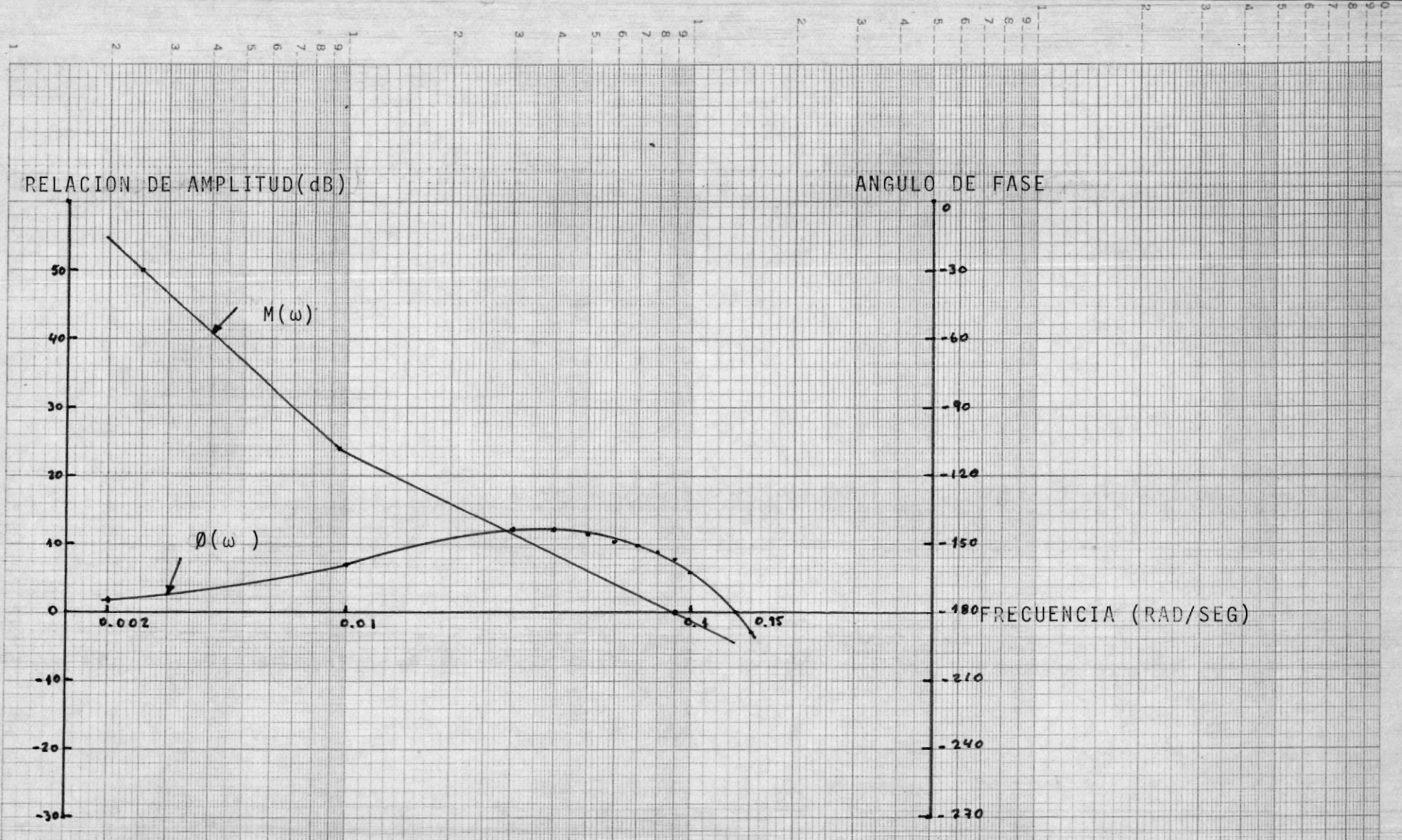


FIGURA 4.38. DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD Y ANGULO DE FASE  
 (K=1.2 %/mm); I = 1.1 R.P.M.

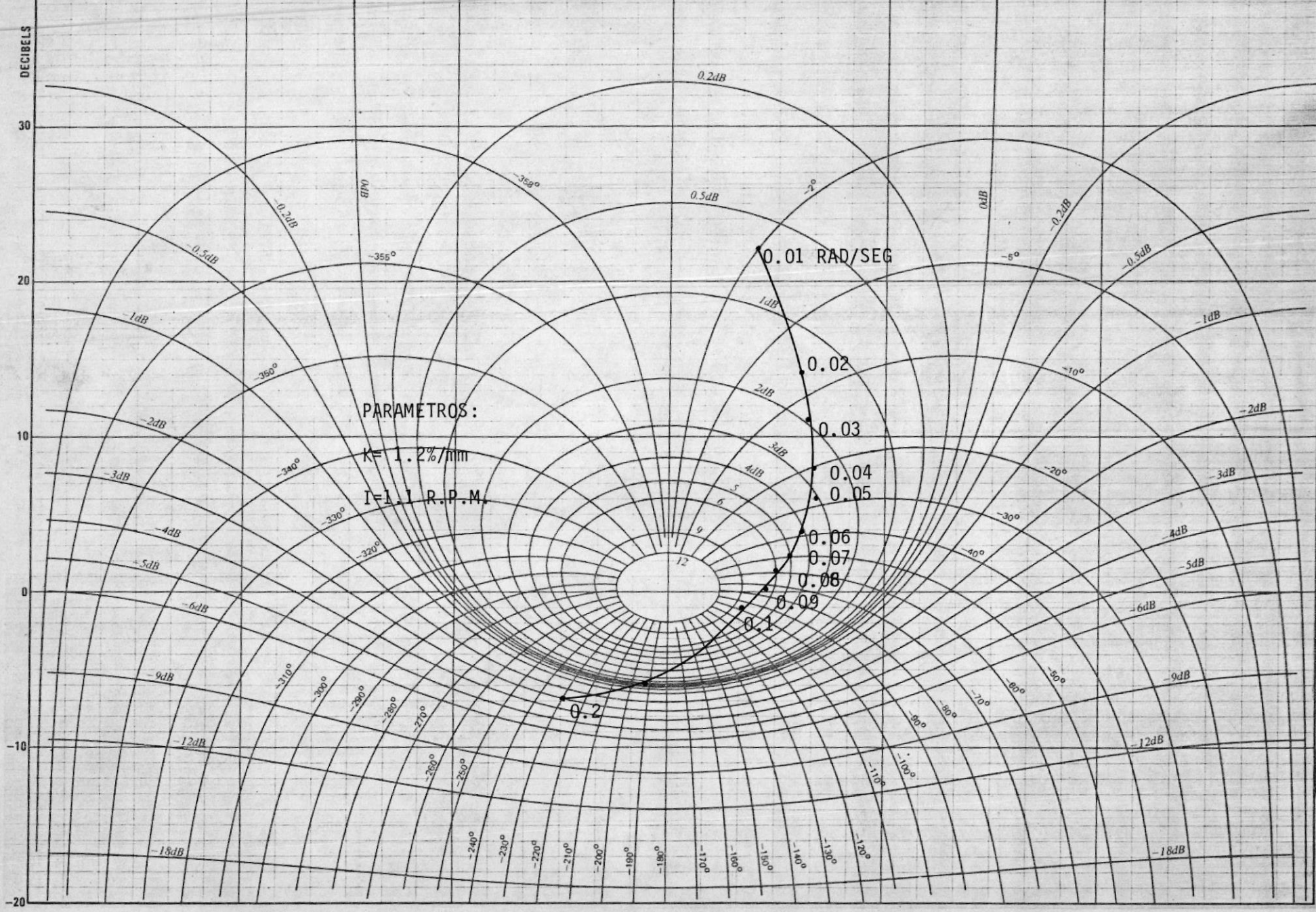
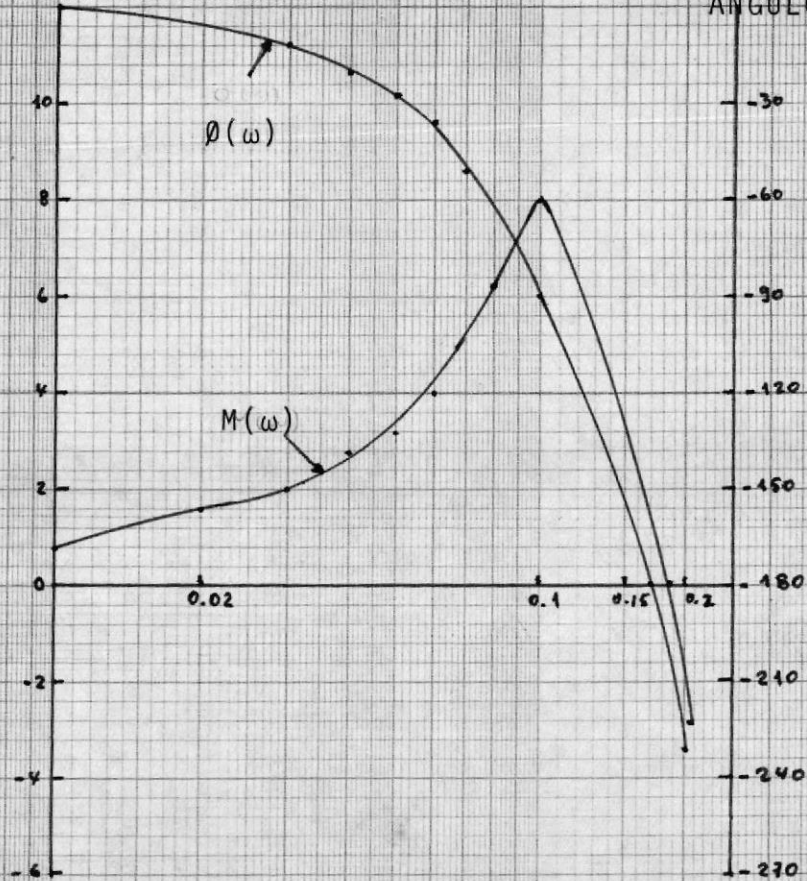


FIGURA 4.39. DIAGRAMA DE NICHOLS

RELACION DE AMPLITUD

ANGULO DE FASE



FRECUENCIA (RAD/SEG)

FIGURA 4.40. DIAGRAMA DE BODE CICLO CERRADO

( $K = 1.2 \text{ \%}/\text{mm}$ );  $I = 1.1 \text{ R.P.M.}$

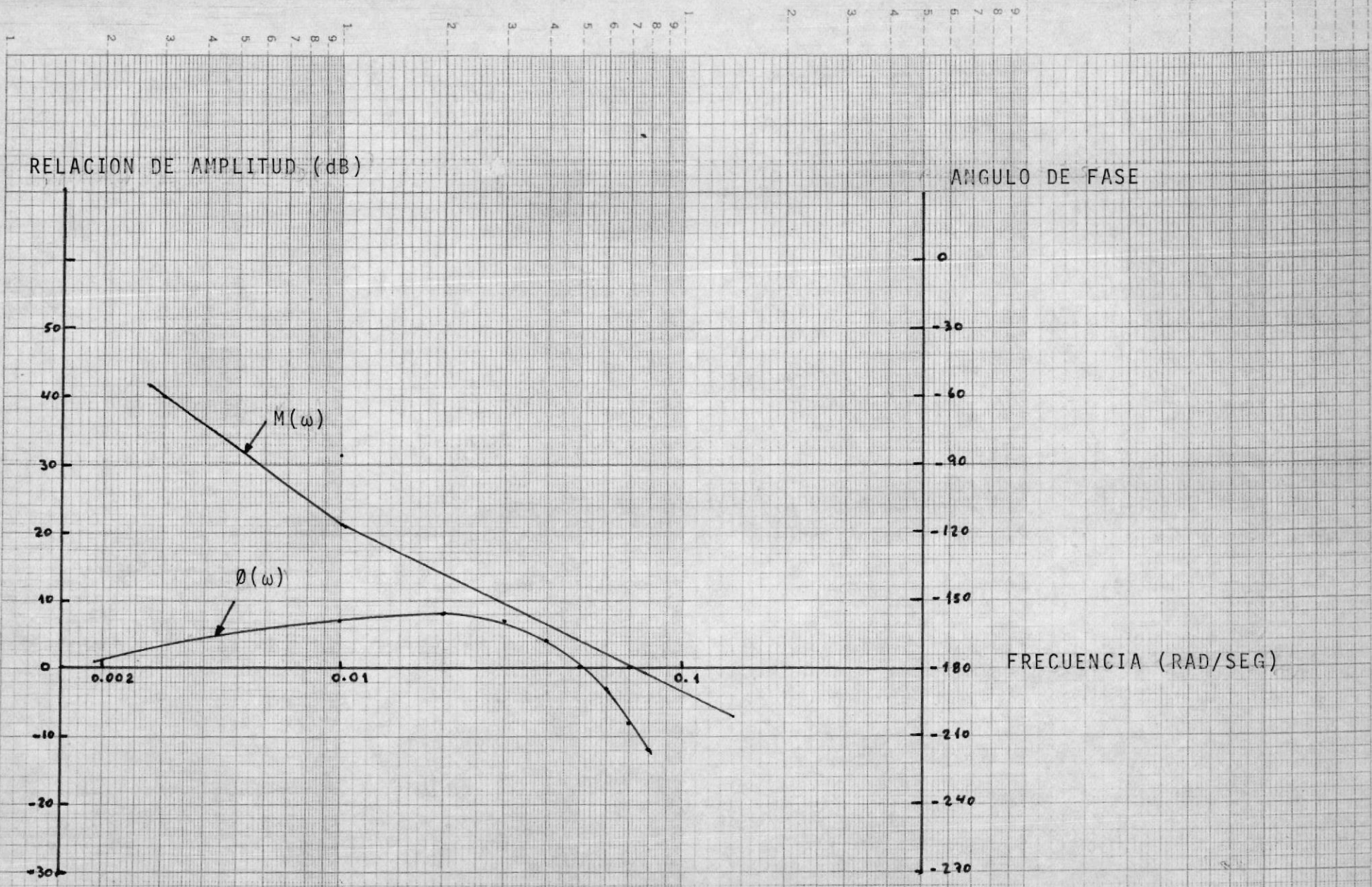


FIGURA 4.41. DIAGRAMA DE BODE DE RELACION DE AMPLITUD Y ANGULO DE FASE  
 (K= 1%/mm) ; I = 0.8 R.P.M.

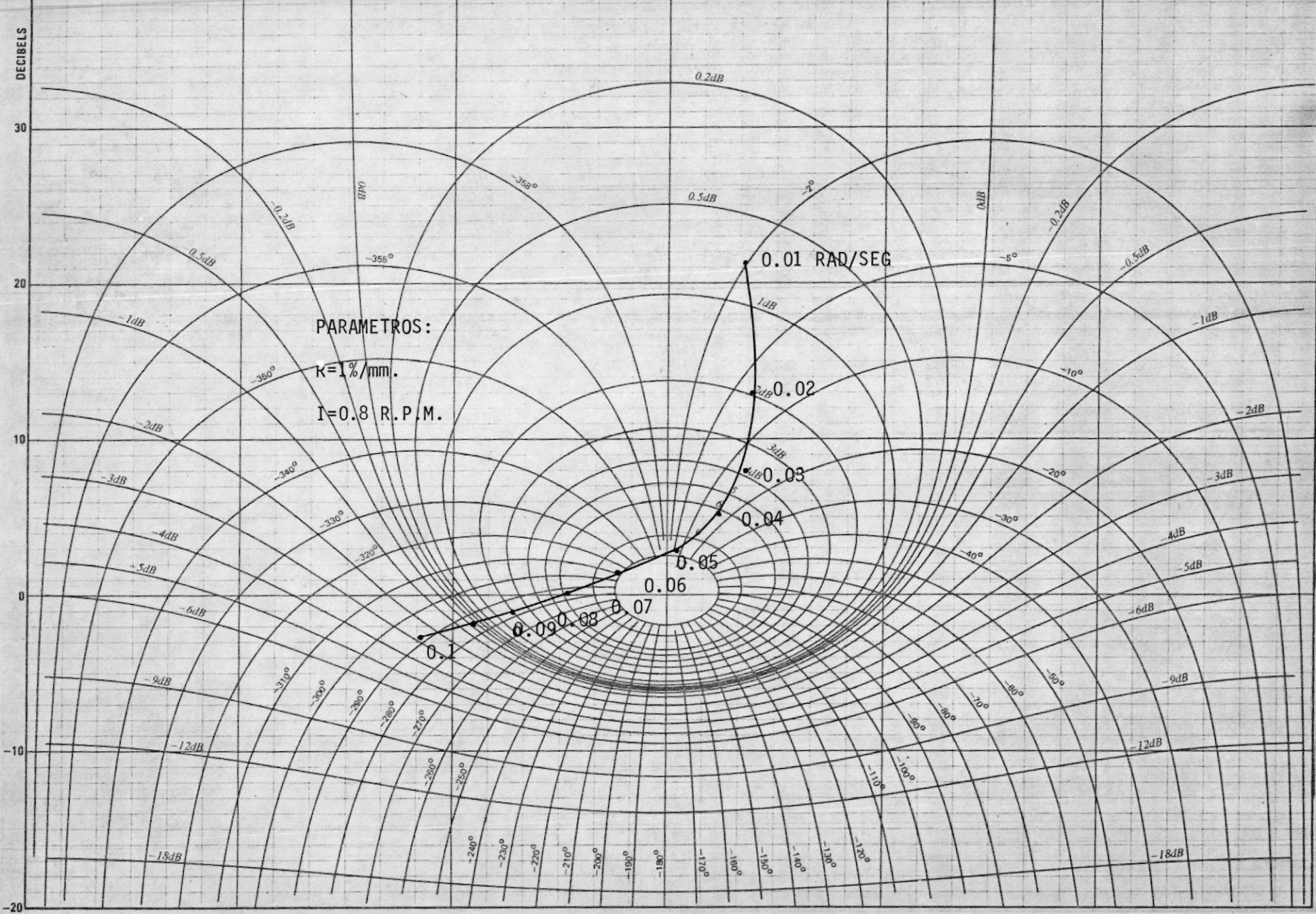
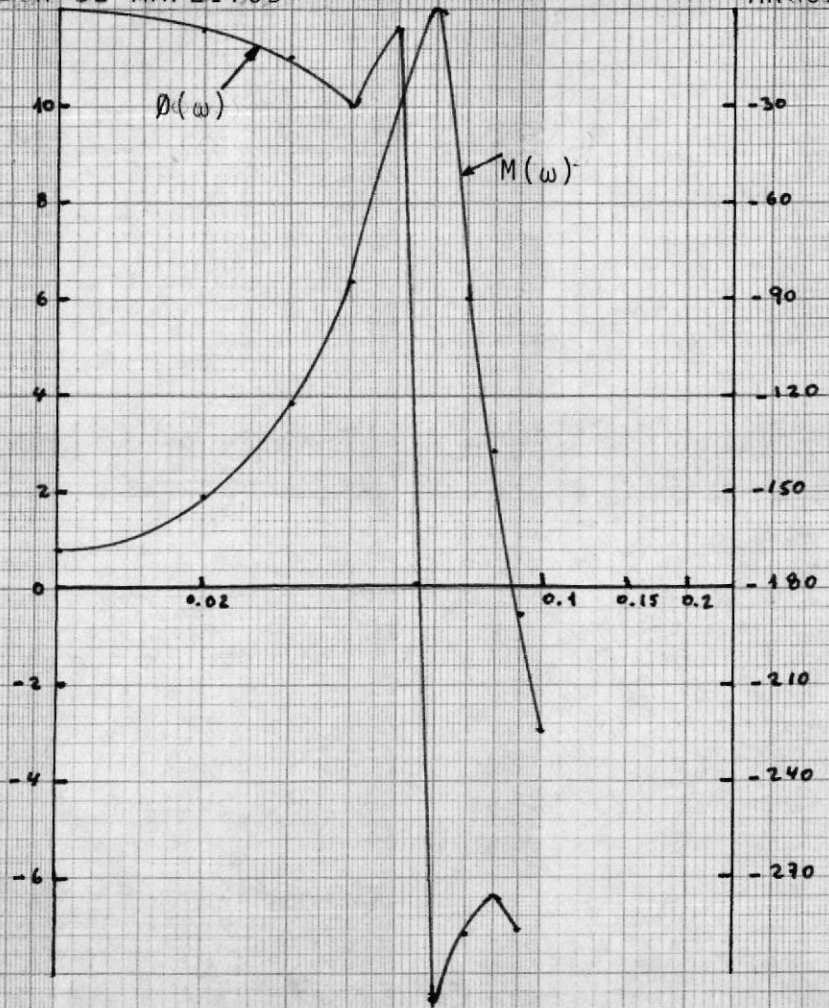


FIGURA 4.42. DIAGRAMA DE NICHOLS

RELACION DE AMPLITUD

ANGULO DE FASE



FRECUENCIA (RAD/SEG)

FIGURA 4.43. DIAGRAMA DE BODE CICLO CERRADO  
(K = 1%/mm); I = 0.8 R.P.M.

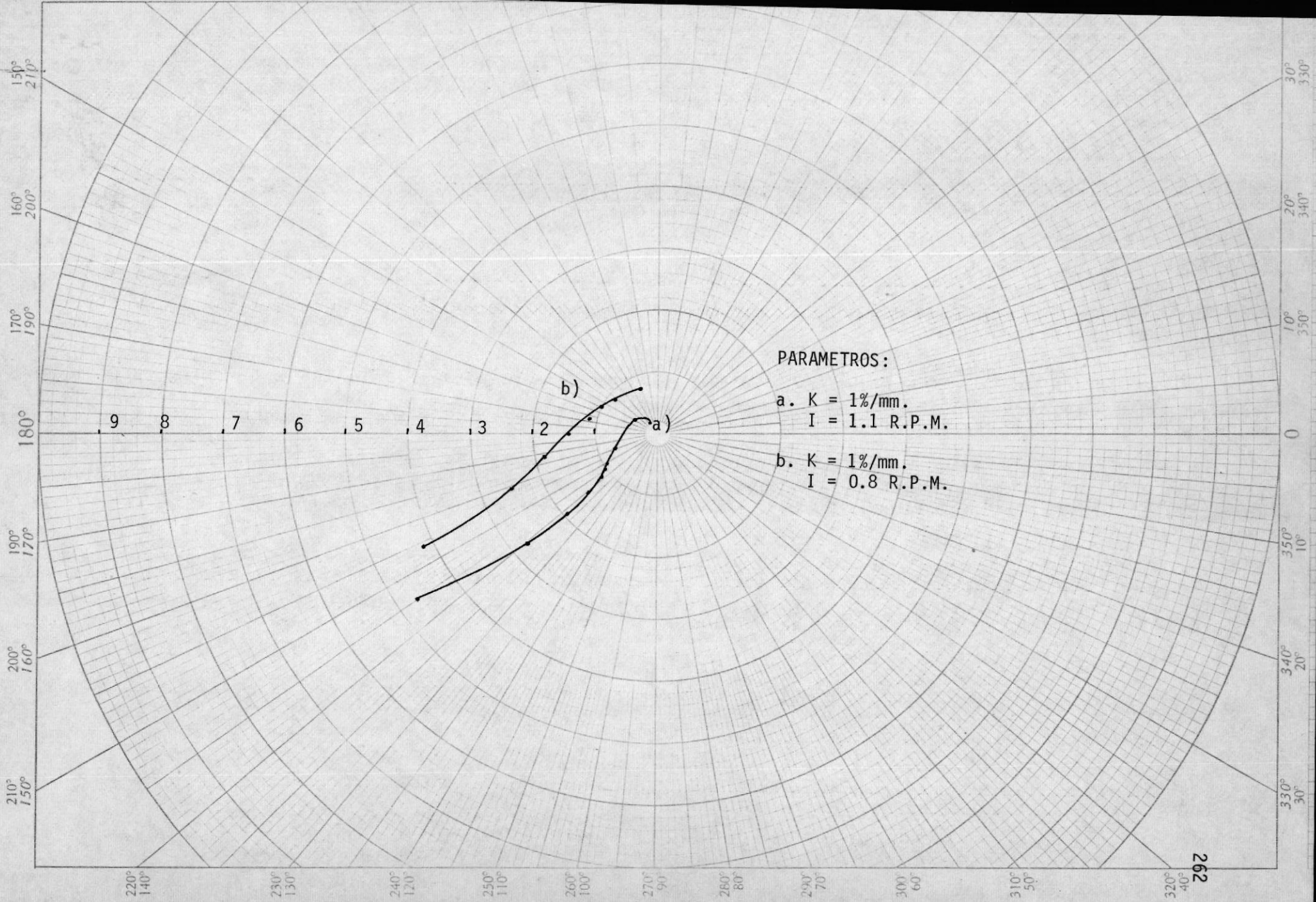


FIGURA 4.44. DIAGRAMA DE NYQUIST

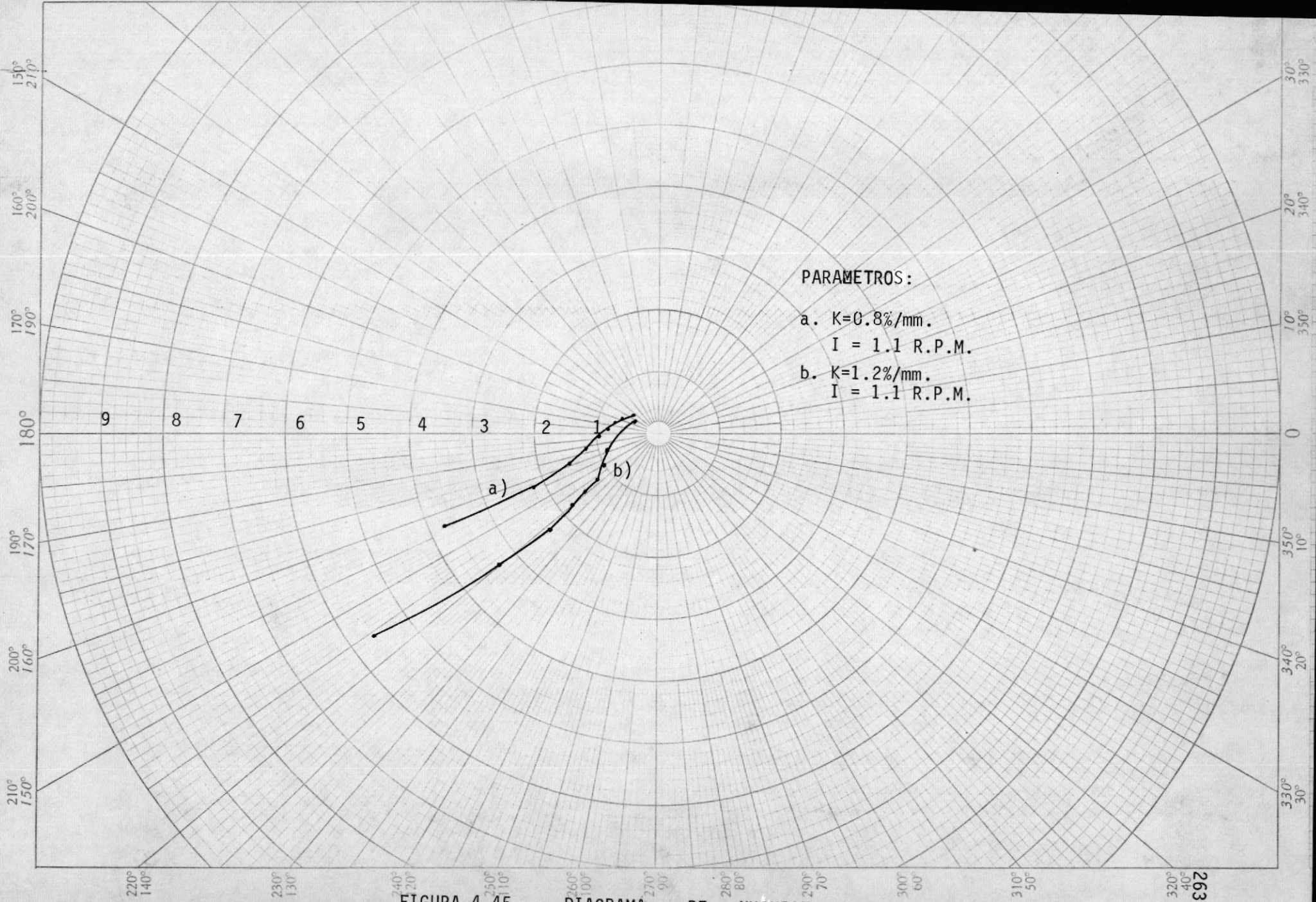


FIGURA 4.45. DIAGRAMA DE NYQUIST

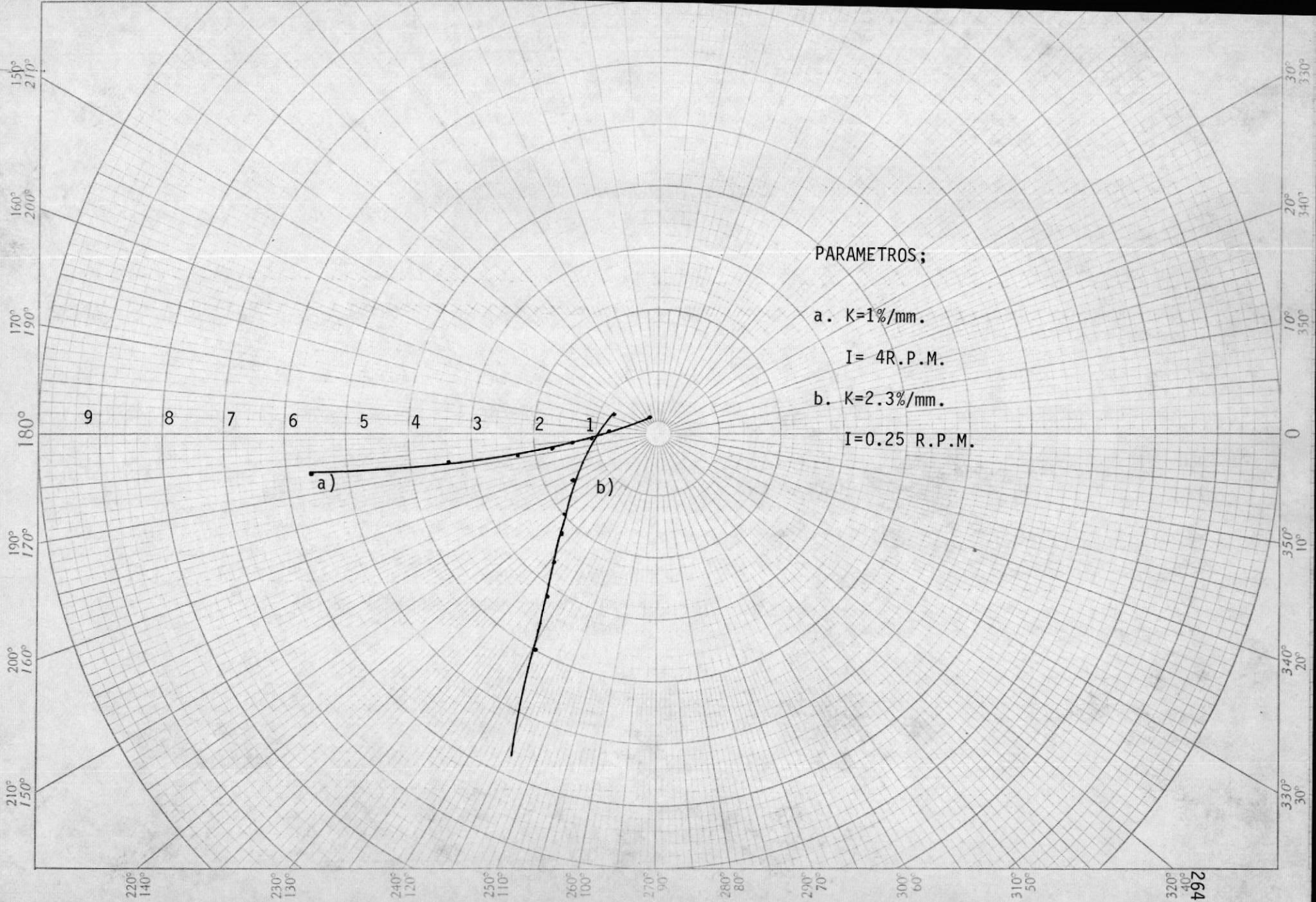


FIGURA 4.46. DIAGRAMA DE NYQUIST

5 P.M. 6 7 265

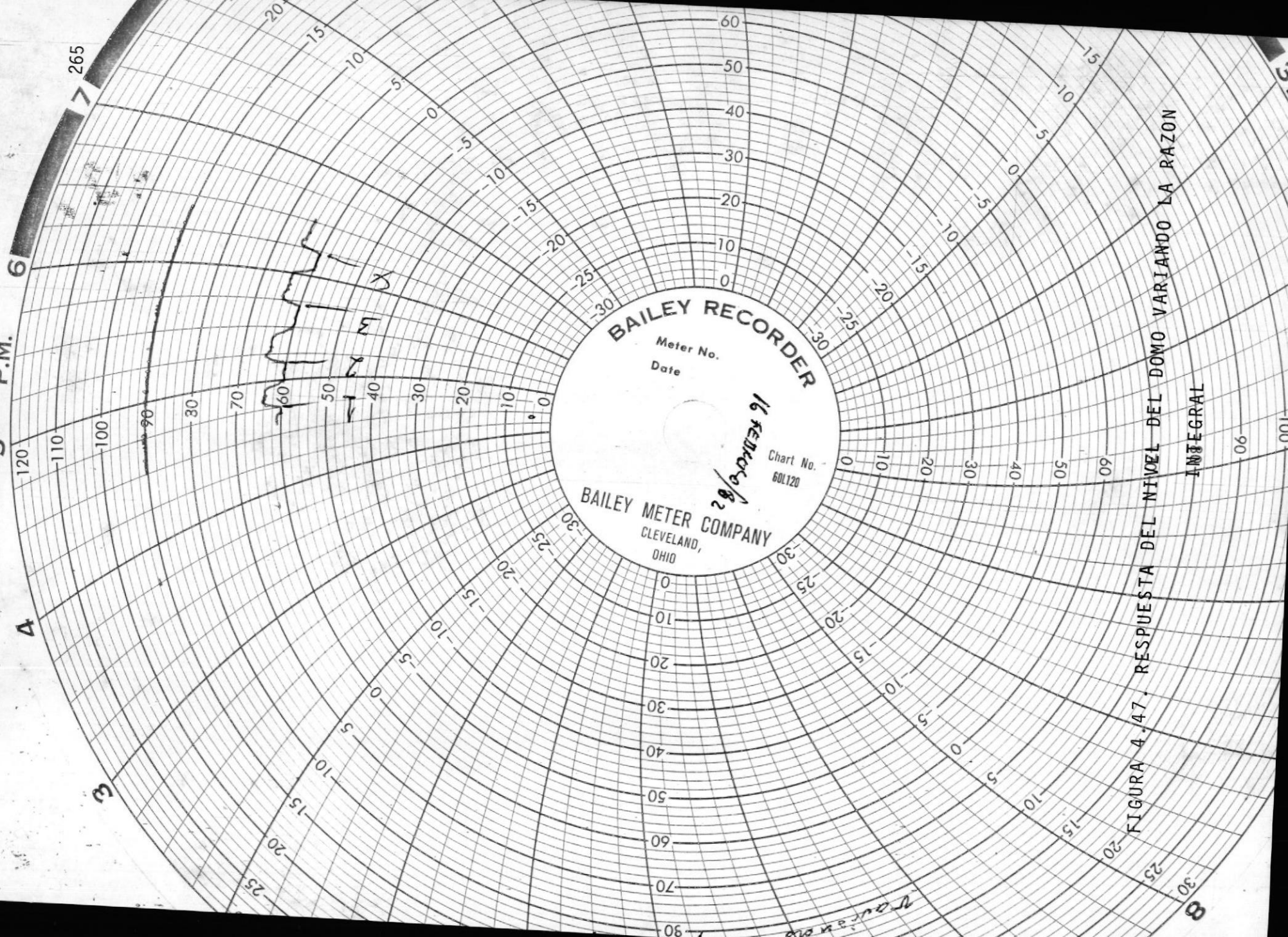


FIGURA 4.77 RESPUESTA DEL NIVEL DEL DOMO VARIANDO LA RAZON INTEGRAL

2000000

## CAPITULO V

### OPTIMIZACION DE PARAMETROS DEL CONTROLADOR

#### 5.1. METODOS DE AJUSTE DE CONTROLADORES

La calidad de la regulación obtenida de los sistemas de control automáticos depende grandemente de los ajustes hechos a sus varios modos de control. Para obtener el mejor control, debe de usarse un método de ajuste sistemático. En general, los mejores - ajustes son aquellos que producen la estabilidad de seada.

No puede esperarse que produzca un control satisfactorio ningún método de ajuste a menos que el modo de control usado haya sido seleccionado correctamente - para el proceso de que se trate.

Los ajustes deben de ser hechos bajo las condiciones más inestables de carga y punto de control que pue dan ocurrir normalmente: los tres métodos más ampli amente usados para ajustar controladores son:

1. Método de Prueba Sistemático
2. Método de Sensibilidad última calculada
3. Método de curva de reacción calculada

Los dos últimos métodos se aplican unicamente a controladores con modo Proporcional, Integral o Derivativo.

#### 5.1.1. Método de Prueba Sistemático

Este método de ajuste de un controlador requiere que el controlador y el proceso estén completamente instalados y operando en su forma normal. El procedimiento general es empezar con ajustes anchos a todos los modos de Control y hacerlos angostos un poco a la vez, en turno hasta que se obtenga la estabilidad deseada. Este método usa las reacciones de circuito cerrado del sistema controlado completo.

Con el objeto de que el efecto de los ajustes de prueba puedan ser conocidos y comparados, deben de hacerse disturbios repetidos y uniformes al proceso (Cambios de carga). Esto se

hace mejor con cambios pequeños al punto de ajuste (Set Point). Durante éste tiempo to dos los otros cambios de carga al proceso - deben de suspenderse, si es posible, para evitar que produzcan resultados falsos.

Los cambios de carga del punto de ajuste - (Set Point) deben de hacerse como sigue:

- a. En las direcciones hacia arriba y hacia abajo de la escala del punto de ajuste - normal (Set Point normal).
- b. En un tamaño suficientemente grande para provocar un disturbio considerable, pero no tan grande que dañe el producto o la Planta o cree disturbios intolerables pa ra los procesos asociados.
- c. En exactamente la misma cantidad cada vez.

Deben de permitirse que pase un tiempo suficiente después de cada cambio del punto de ajuste para observar el efecto del último - ajuste. Un procedimiento del ajuste de prue

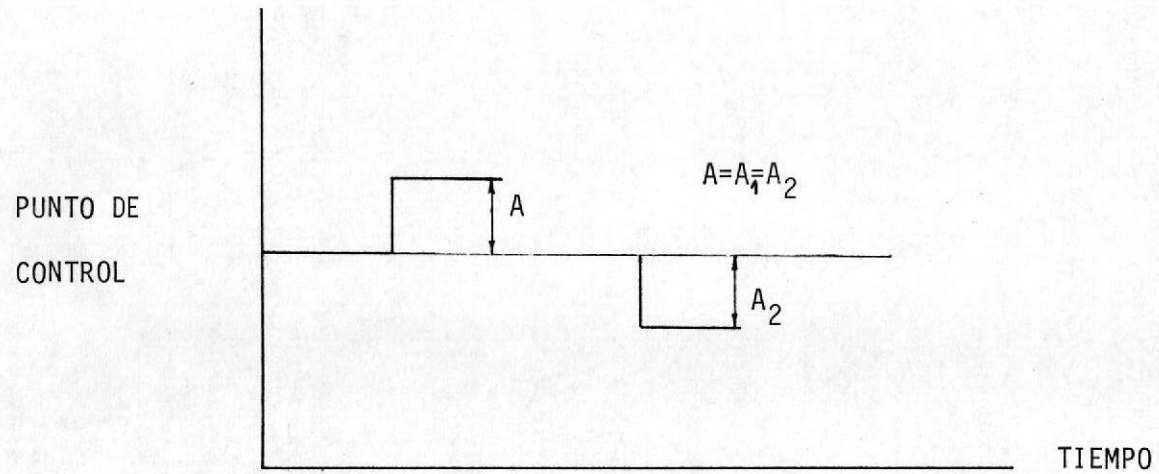


FIGURA 5.1. CAMBIOS DE CARGA SISTEMATICA

ba sistemático para cada modo de Control es descrito a continuación:

Ajuste de Controladores de Acción Proporcional: La mayoría de los controladores de acción proporcional tienen proporcionalidad - ajustable (ganancia o sensibilidad). Al estrechar la Banda proporcional (aumentar la ganancia), la inestabilidad aumenta. Por otro lado al ampliar la Banda proporcional (Disminuir la ganancia), la cantidad de error por desviaciones permanentes (offset) aumenta.

Se empieza con una banda proporcional ancha (baja ganancia) y se estrecha gradualmente - paso por paso mientras se observa el comportamiento siguiente a los cambios de carga - del punto de control, hasta que se obtiene la estabilidad deseada. El ajuste de Banda proporcional es un compromiso entre inestabilidad y error por desviación permanente (offset).

En la figura 5.2, se muestran las curvas de recuperación características al estrechar la Banda proporcional.

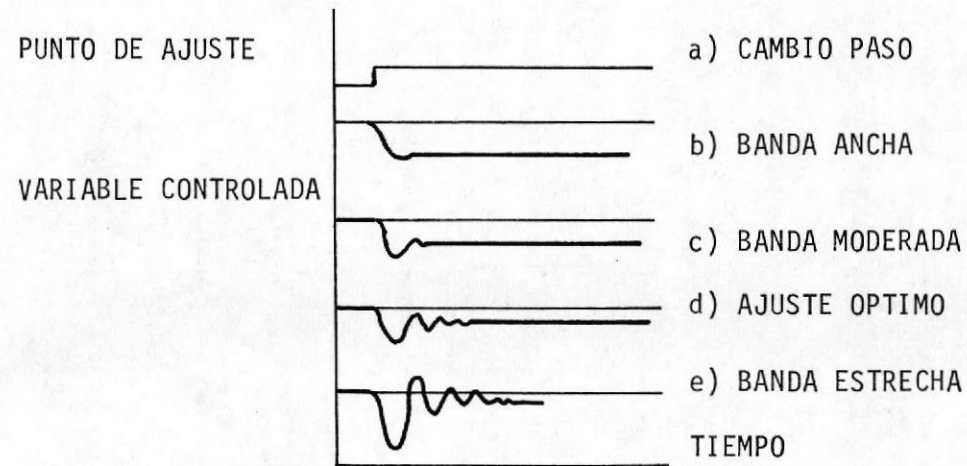


FIGURA 5.2. AJUSTE DE CONTROLADOR PROPORCIONAL

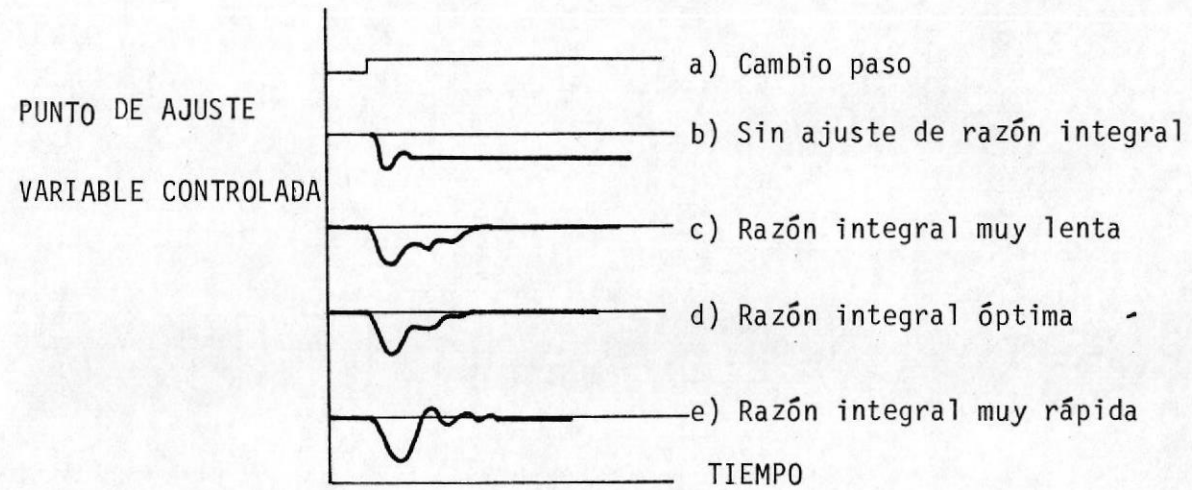


FIGURA 5.3. AJUSTE DE CONTROLADOR P + I

PUNTO DE AJUSTE

VARIABLE CONTROLADA

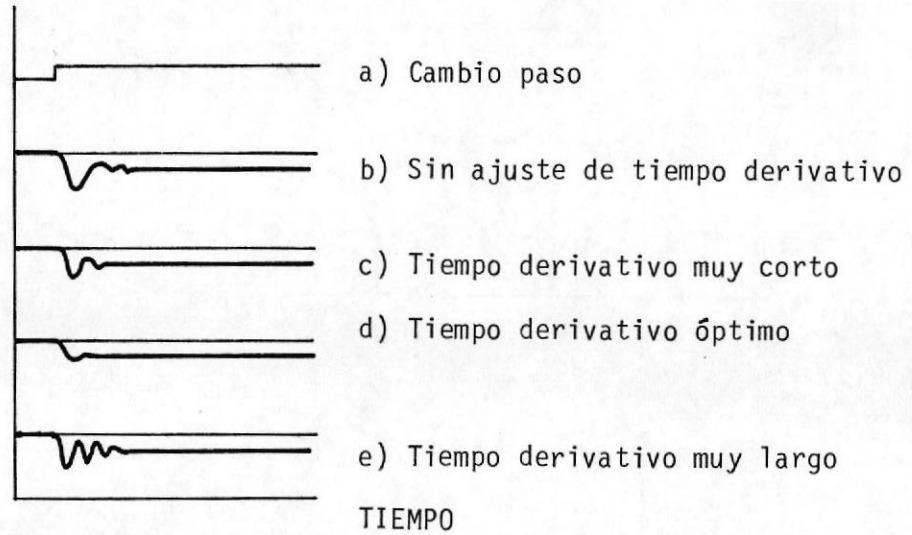


FIGURA 5.4. AJUSTE DE CONTROLADOR P + D

## AJUSTE DE CONTROLADORES CON ACCION PROPORCIONAL MAS INTEGRAL (RESET)

La mayoría de los Controladores con acción -proporcional-Integral tienen dos ajustes: 1. Ancho de Banda proporcional y 2. Razón integral (Reset Rate). El ajuste de prueba consta de dos pasos:

### PASO 1

Con la razón integral (Reset Rate) en cero (ó en su valor más bajo) se sigue el procedimiento dado para Controladores de acción proporcional, estrechando la Banda proporcional hasta obtener una relación de amortiguamiento de 0.25 (ver curva de figura anterior). Entonces se aumenta ligeramente el ancho de la banda proporcional para obtener una curva, como la curva c de la figura para controladores con acción proporcional.

### PASO 2

Permitiendo que la Banda proporcional perma-

nezca en este ajuste se empieza con la razón integral (Reset Rate) más lenta y se aumenta en pequeños pasos mientras se crean cambios de carga del Punto de Control (Set Point) hasta que el comportamiento cíclico empieza a aumentar. Entonces se reduce la razón integral ligeramente. La figura 5.3, anterior - nos mostró curvas de recuperación características al ser incrementada la razón integral (Reset Rate).

#### AJUSTE DE CONTROLADORES CON ACCION PROPORCIONAL MAS DERIVATIVO (RATE)

El ajuste de Prueba de Controladores con acción derivativa (rate) se lleva a cabo en dos pasos:

##### PASO 1

Con el tiempo de acción derivativa en cero se sigue el procedimiento para ajustar controladores de acción proporcional, estrechando la Banda proporcional hasta conseguir una relación de amortiguamiento de 0.25.

## PASO 2

Dejando el ajuste de Banda proporcional en este valor, se aumenta el tiempo de acción derivativa (rate) en pasos pequeños al mismo tiempo que se producen cambios de carga de punto de control hasta que el comportamiento cíclico empieza a aumentar. Entonces se reduce ligeramente el tiempo de acción derivativa (Rate). A menudo la Banda proporcional puede ser estrechada un poco, ahora, sin disminuir la estabilidad. La figura 5.4, anterior muestra curvas de recuperación características al aumentar el tiempo de acción derivativa.

## AJUSTE DE CONTROLADORES DE ACCION PROPORCIONAL MAS (RESET) MAS DERIVATIVO (RATE)

El ajuste de pruebas de Controladores de tres acciones se efectúa en tres pasos:

## PASO 1

Con la razón integral (Reset Rate) y el tiempo de acción derivativa (Rate Time) en

cero (ó ajustes mínimos), se sigue el procedimiento para Controladores de acción proporcional, estrechando la Banda proporcional hasta obtener una relación de amortiguamiento de 0.25.

#### PASO 2

Dejando el ajuste de Banda en este valor, lentamente se aumenta la Razón Integral (Reset Rate) como se describió anteriormente, hasta alcanzar el punto de inestabilidad.

#### PASO 3

Dejando los ajustes de Banda proporcional y razón de acción integral (Reset Rate) en estos valores, lentamente se aumenta el tiempo de acción derivativa (Rate Time) como se describió previamente. A menudo la Banda proporcional puede ser estrechada con buenos resultados después de agregar el modo derivativo (Rate).

En las figuras siguientes se observa:

1. Al utilizar la acción integral (Reset Rate) se elimina el error de desviación permanente (Offset) y se observa que el período de "Ciclaje Integral" es más corto que el del "Ciclaje Proporcional".

#### PASO 2

Al utilizar la acción derivativa (Rate Time) el error de desviación permanente (offset) no es afectado y se observa que el período de "Ciclaje derivativo" es más corto que el "Ciclaje proporcional".

#### AJUSTES EXCESIVOS

Un ajuste excesivo a cualquier modo de control: Proporcional, Integral o Derivativo; provocará una recuperación cíclica. La dificultad práctica es conocer cual modo de control está en exceso. Tal ciclaje puede ser llamado: Ciclaje Proporcional, Ciclaje Integral o Ciclaje Derivativo.

Las siguientes reglas generales ayudarán a disttinguirlos:

1. El ciclaje integral tiene un periodo relativamente largo.
2. El ciclaje proporcional tiene un periodo relativamente moderado.
3. El ciclaje derivativo tiene un periodo relativamente corto.

Esto se puede observar comparando las curvas "E" en las figuras anteriores.

#### 5.1.2. Método de sensibilidad ultima

Una forma más exacta de usar éste análisis de circuito cerrado auto excitado es el METODO DE SENSIBILIDAD ULTIMA DESARROLLADA POR ZIEGLER Y NICHOLS". Este método permite calcular todos los ajustes a un Controlador de datos obtenidos en una prueba simple y rápida de las características del circuito de - control. Con los ajustes Integral (reset) y Derivativo (rate) en sus valores más bajos la Banda proporcional es estrechada (ganancia aumentada) mientras se crean cambios pe

queños del punto de ajuste (Set Point) hasta que el proceso empiece exactamente a oscilar continuamente. Esta Banda proporcional es llamada la "Ultima" (ganancia Ultima).

El período de ciclaje P en minutos de las oscilaciones en esta Banda Proporcional última PB es anotada.

Los ajustes del Controlador que producirán - aproximadamente una relación de amplitud de 0.25 son calculados como sigue:

1. Controladores de modo Proporcional

$$\text{Banda Proporcional (\%)} = 2 \text{ PB}$$

2. Controladore de modo proporcional más integral (reset).

$$\text{Banda proporcional (\%)} = 2.2 \text{ PB}$$

$$\text{Razón integral (R/min)} = 1.2/P$$

(Rest Rate)

3. Controladores de modo proporcional más Inegral (Reset) más Derivativo (rate).

Banda proporcional (%) = 1.6 PB

Razón Integral (R/min) = 2/P

(Reset Rate)

Tiempo Derivativo (Mini) = P/8

(Rate Time)

#### 5.1.3. Método de la Curva de Reacción

El procedimiento general de la curva de reacción para ajuste de controladores es abrir - el circuito de control precisamente antes del elemento final de control y crear un cambio de escalón súbito en la entrada del proceso. De la forma de la curva de reacción resultante se obtienen dos factores característicos de ese proceso, de los cuales los ajustes del Controlador son calculados por medio de ecuaciones simples.

1. Creando cambios de scalón en la entrada.

El método de hacer ajustes por medio de la curva de reacción puede ser explicado mejor re

firiéndonos al proceso típico de control de temperatura de la figura 5.5. El circuito de control es abierto desconectando la salida del Controlador del Operador de diafragma de la Válvula. En su lugar se conecta un regulador de presión de aire y un indicador de presión.

Mientras el proceso está siendo operado en balance en su valor de punto de control normal bajo control manual, se hace un aumento o disminución pequeño, súbito y sostenido en la presión del operador de diafragma de la válvula. La curva de reacción resultante del proceso se toma, de preferencia con un instrumento de medición del tipo Registrador.

#### Analizando la curva de reacción

La figura 5.5., nos muestra una curva de reacción típica como resultado del cambio de escalón en la entrada. La capacidad de control del circuito puede ser evaluada con precisión razonable de dos características de su curva de reacción: 1. La razón de la reacción R y 2. El retardo de tiempo L.

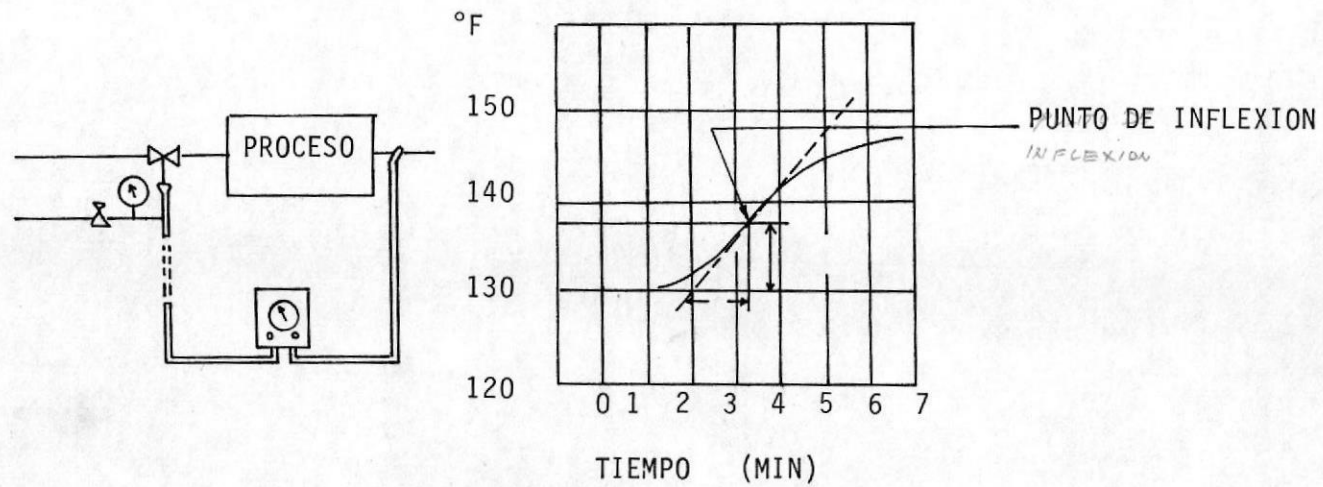


FIGURA 5.5. METODO DE CURVA DE REACCION

La figura 5.5, muestra como son obtenidos estos dos factores de la curva de reacción. Se traza una línea recta en el punto de in flección como se muestra; R es entonces la pendiente de esta línea recta tangente a la curva:

$$R = \frac{\% \text{ Cambio en la variable}}{\text{Tiempo (min)}}$$

El segundo factor, el retardo de tiempo L, es el tiempo en minuto entre el cambio de escala y el punto donde esta línea recta tan gen te a la curva, cruza el valor inicial de la variable controlada.

Los cálculos son como sigue:

#### 1. Controladores con acción proporcional

$$\text{Banda Proporcional (\%)} = \frac{100 \text{ RL}}{p}$$

Donde P es el por ciento de cambio en la posición del elemento final de control -

(Válvula de Control).

2. Controladores con acción proporcional más integral.

$$\text{Banda Proporcional (\%)} = \frac{100 RL}{P}$$

$$\text{Razón Integral (Rep. por Min)} = \frac{0.3}{L}$$

(Reseat Rate)

3. Controladores con acción proporcional más integral más derivativo.

$$\text{Banda proporcional (\%)} = \frac{83 RL}{P}$$

$$\text{Razón integral (Rep. por min)} = \frac{0.5}{L}$$

(Reseat Rate)

$$\text{Tiempo derivativo (min)} = 0.5 L$$

(Rate Time)

#### Limitaciones del Método de la Curva de Reacción

La sensibilidad última y las ecuaciones anteriores fueron obtenidas empíricamente de las

características de muchos circuitos de Control Industrial. Algunos sistemas de control tienen características que hacen que éstas ecuaciones sean inaplicables.

Algunos procesos no pueden tolerar condiciones de ciclaje ni durante las pruebas.

Los valores de ajustes obtenidos son válidos únicamente para condiciones de punto de control y carga existentes cuando fueron hechas las curvas cíclica y de reacción. En consecuencia, las curvas deben de tomarse para las condiciones de punto de control y carga más inestable.

## 5.2. AJUSTE PRELIMINAR Y FINAL DE CONTROLADORES

El ajuste preliminar del controlador de nivel del domo se lo realizó durante el período de calibración de este instrumento con un valor de ganancia de 0.8%/mm y una razón integral de 1.3 R.P.M. (Repeticiones por minuto).

Durante las pruebas de operación se observó el comportamiento del sistema de control de nivel durante las subidas y bajadas de carga de la unidad.

Con los valores de los parámetros anotados anteriormente el controlador de nivel hacia variar u oscilar continuamente como se muestra en la figura 5.6., donde se observa que el flujo de agua tiene una variación de 6 Ton/hora.

Posteriormente en otra prueba se varió la ganancia del controlador de 0.8 %/mm a 1 %/mm., lográndose - disminuir la Oscilación de flujo de agua a 2.5 Ton/hora aproximadamente. También se disminuyó la razón integral a 1.1 R.P.M. (Repeticiones por minuto).

Estos ajustes realizados en las pruebas de arranque de la unidad se los hacen por tanteo es decir que - se hace un ajuste al control y se observa luego el comportamiento después de un cambio de carga y así hasta encontrar el ajuste óptimo.

Cabe anotar que el sistema de control de nivel del domo es el primero que se ajusta en el sistema de - control de la caldera por ser el menos complicado - para luego ajustar los controles de presión y temperatura de vapor que son más complicados.

Ahora vamos a aplicar el método de sensibilidad últi

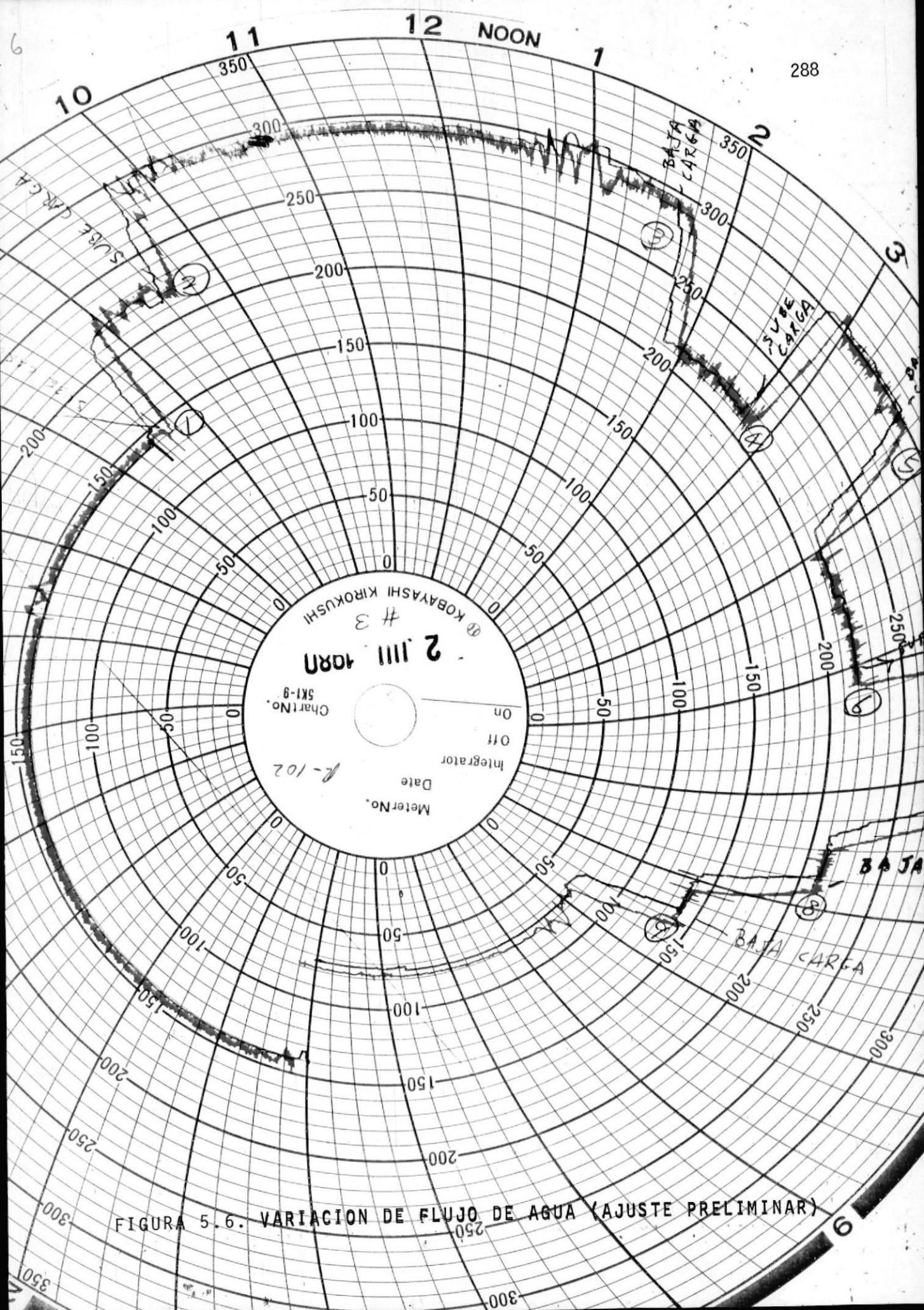


FIGURA 5.6. VARIACION DE FLUJO DE AGUA (AJUSTE PRELIMINAR)

ma para el ajuste óptimo del sistema de control de nivel del domo.

Se lo realizó aumentando progresivamente la ganancia del controlador y al mismo tiempo disminuyendo la razón integral de acuerdo a lo que se muestra en la tabla 5.1.

Para cada una de las pruebas se hizo cambio del punto de ajuste de 20 mm., hasta que el sistema comenzó a oscilar continuamente.

El valor de la ganancia última fue de 2.3%/mm., y el periodo (T) de oscilación del nivel fue de 1.15 min. aproximadamente como promedio. (Ver figura 5.7).

Los parámetros óptimos de acuerdo con las fórmulas - de Ziegler y Nichols serán:

$$Z = \frac{K_u}{2.2} \quad \text{donde } K_u = \text{ganancia última}$$

$$K = \frac{2.3}{2.2} = 1.05 \text{ \%/mm}$$

TABLA 5.1

DATOS DE PRUEBAS DE AJUSTE DEL CONTROLADOR DE NIVEL CON  
EL METODO DE SENSIBILIDAD ULTIMA

PRUEBA Nº	GANANCIA (%/mm)	RAZON INTEGRAL (R.P.M.)	VARIACION DE FLUJO DE AGUA(TON/HORA)
1	1.3	0.6	2
2	1.3	0.5	2.5
3	1.4	0.46	2.5
4	1.6	0.4	4.5
5	1.8	0.4	5.0
6	2.0	0.3	5.0
7	2.3	0.25	10.5

...

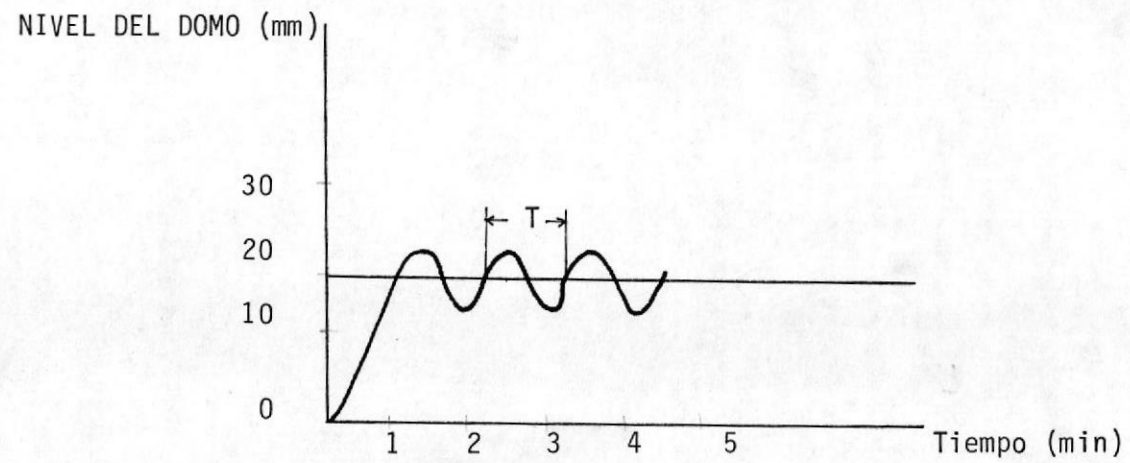


FIGURA 5.7. RESPUESTA OSCILATORIA

La razón integral será :

$$I = \frac{1.2}{P}$$

$$P = T = \text{período último} = 1.15 \text{ min.}$$

$$I = \frac{1.2}{1.15} = 1.04 \text{ R.P.M.}$$

Comparando estos valores de parámetros del controlador con los obtenidos por tanteo se observa una pequeña diferencia que nos da aproximadamente 5 % de error.

A medida que se fueron cambiando los parámetros del controlador se observó un aumento progresivo de la variación de flujo de agua con el aumento de la ganancia (Ver figura 5.8 y 5.9).

Para la ganancia de 2.3 %/mm e Integral de 0.25 RPM hay una variación bastante apreciable flujo de agua que oscila aproximadamente 10.5 Ton/hora, que corresponde a una variación de la carrera de la válvula de aproximadamente 5 %.



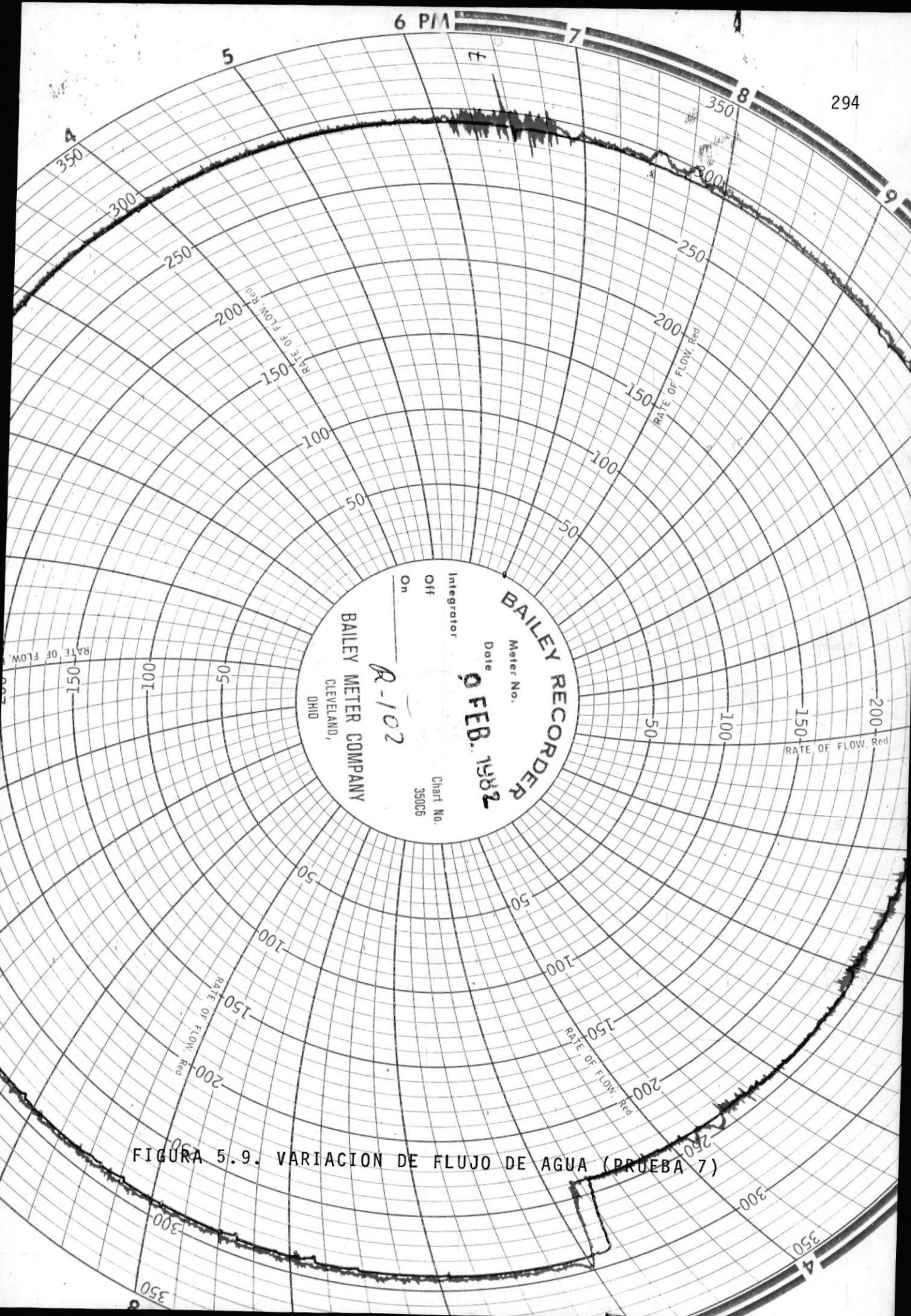


FIGURA 5.9. VARIACION DE FLUJO DE AGUA (PRUEBA 7)

## CAPITULO VI

### ANALISIS DE LOS RESULTADOS

#### 6.1. COMPARACION SOBRE EL COMPORTAMIENTO TEORICO Y EXPERIMENTAL DEL CONTROL DE NIVEL DE LA CALDERA

Para el análisis de las curvas teóricas y experimentales se han aplicado los conceptos estudiados en el capítulo 1, estos son: pico de sobre-impulso, tiempo de sobre-impulso de estabilización.

En las tablas 6.1 y 6.2, se encuentran los resultados obtenidos para las curvas teóricas y experimentales respectivamente.

TABLA 6.1.

#### PARAMETROS DE CURVAS TEORICAS

FIG.	PICO DE SOBRE IMPULSO (mm)	TIEMPO DE SOBREIMPULSO (seg)	TIEMPO DE ESTABILIZ. (seg)	AMORTIGUAMIENTO. ( $\zeta$ )
4.12	3	60	120	0.96
4.14	3	55	110	0.93
4.16	3.5	65	130	0.86
4.20	2.4	60	140	1.44
4.18	2.5	50	100	1.06

TABLA 6.2

PARAMETROS DE CURVAS REALES				
FIGURA	PICO DE SOBREIMPULSO(mm)	TIEMPO DE SOBREIMPULSO(seg)	TIEMPO DE ESTABILIZ. (seg)	AMORTIGUAMIENTO ( $\gamma$ )
4.13	2.3	220	320	0.29
4.15	2.5	215	315	0.28
4.17	1.5	265	385	
4.21	2.0	295	400	0.13
4.19	4.	265	465	0.18

En la tabla 6.1, se observa que el pico de sobreimpulso es similar en las cinco figuras. El tiempo de estabilización es el doble, en los cinco casos, que el tiempo de sobreimpulso. Los mayores tiempos de estabilización y sobreimpulso corresponde al de menor factor de amortiguamiento.

En la tabla 6.2, las figuras 4.13, 4.15, 4.17, 4.21, 4.19, corresponden respectivamente a las figuras 4.14, 4.16, 4.20, 4.18 de la tabla 6.1. En este caso también los valores de pico de sobreimpulso son se

mejantes. Pero los tiempos de sobreimpulso y esta  
bilización son mucho mayores que los predichos por  
las curvas teóricas.

Para los casos mencionados en la tabla 6.2, los -  
tiempos de estabilización exceden en 100 seg., o al  
go más aproximadamente a los tiempos de sobreimpul  
so y no son el doble como en el caso teórico.

El tiempo máximo de estabilización se presenta en  
la figura 4.19, que corresponde a la curva de res  
puesta para una ganancia a la curva de respuesta -  
para una ganancia de 1.2 %/mm, e integral de 1.1 R.  
P.M.

Los picos de sobreimpulso teóricos y reales tienen  
valores semejantes y no existe mayor diferencia en  
tre ellos. Lo que da una idea de la validez del modelo mate  
mático en cuanto a la amplitud de la respuesta del  
sistema de control de nivel a una perturbación esca  
lón.

Las razones de amortiguamiento experimentales son  
menores que las teóricas lo cual explica las mayo  
res oscilaciones que se presentan en las curvas rea  
les y los mayores tiempos de estabilización y so

bre impulso.

Las curvas teóricas predicen una inmediata variación de nivel del domo como respuesta a la variación del punto de ajuste. Las curvas de respuesta reales muestran una reacción al cambio de carga y estos tiempos de retardos son difíciles de tratarlos con ecuaciones diferenciales ordinarias. Es por esta razón que fue necesario efectuar el análisis de respuesta a la frecuencia.

En figuras 4.44 a 4.46 se muestran los diagramas teóricos de Nyquist para los distintos parámetros del controlador. En estos diagramas se visualiza mejor la estabilidad de un sistema de control.

Observando las figuras 4.12 a 4.16, que muestran las curvas de respuesta reales y las curvas de Bode y Nyquist y aplicados los criterios de estabilidad mencionados anteriormente se tiene los resultados de la tabla 6.3.

En esta tabla 6.3, se observa que coinciden las predicciones teóricas de estabilidad con el comportamiento real de las curvas experimentales excepto en el caso del controlador con los parámetros  $K = 1\%/mm.$ ,

TABLA 6.3

## COMPARACION DE RESPUESTAS

PARAMETROS	RESPUESTA TEORICA		MARGEN DE GANANCIA (dB)	MARGEN DE FASE(°)	RESPUESTA REAL	
	K %/mm.	I rpm.			Est.	Inest.
1	1.1	x	6	30	x	
1	1.2	x	6	30	x	
1	4.0	x	1.9	4	x	
1	0.8					x
0.8	1.1	x	1	3	x	
1.2	1.1	x	3.5	24	x	
2.3	0.25					x

I = 0.8 R.P.M.

Analizando detenidamente los diagramas de Nyquist de las figuras 4.44 a 4.46 vemos que si se deja en un valor fijo la ganancia ( $k=1$ ) y se varía el tiempo integral, la curva de respuesta a la frecuencia se aproxima al eje de  $180^\circ$  a medida que aumenta la razón integral (Figura 4.44.a, 4.44.b, 4.45.a). El disminuir la razón integral a un valor tan bajo como 0.8 R.P.M., hizo que el sistema se comporte en forma inestable. Si en cambio se mantiene fija la razón integral y se aumenta la ganancia, esto tiende a alejar la curva de respuesta a la frecuencia del eje

de  $180^\circ$  (figura 4.44.a, 4.45.a), en la región de bajas frecuencias y a acercar la curva hacia el punto 1  $180^\circ$  en la región de altas frecuencias.

Como se observa en la figura 4.45.a, con una ganancia baja de  $0.8\%/mm.$ , disminuyeron los márgenes de ganancia y fase en comparación con la figura 4.44.a.

En la figura 4.46.b ( $K=2.3\%/mm.$  e  $I = 0.25$  R.P.M.) la curva de respuesta a la frecuencia se desplazó hacia abajo en la región de bajas frecuencias. En la región de altas frecuencias la curva pasa por el punto 1  $180^\circ$  que es el umbral de inestabilidad tal como ocurrió en la prueba experimental.

Dejando la ganancia en un valor fijo ( $1\%/mm.$ ) se hizo variar el valor del integral desde 1 hasta 4 R.P.M. y con el cambio del punto de ajuste del sistema de control no se presentó inestabilidad con ninguno de los valores de integral mencionados durante las pruebas reales. (Figura 4.47); aunque los diagramas de Nyquist predicen inestabilidad con la utilización de 4 R.P.M. en el integral.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En esta tesis se ha realizado un análisis teórico experimental del sistema de control de nivel de una caldera viendo la relación existente entre los comportamientos del modelo y del sistema real.

En general, el modelo teórico sirvió como una guía para encontrar los parámetros del controlador que hacen que el sistema de control de nivel se comporte en forma estable y responda a moderadas perturbaciones tratando de mantener el nivel normal de la caldera entre los valores de operación confiable.

En lo que se refiere al tipo de control más conveniente se tiene que si se usará solamente de acción proporcional, se tendría siempre una desviación permanente, la cual es la característica principal del control proporcional. Esto es inconveniente para la operación normal de la caldera ya que se requiere que el nivel del domo se mantenga constante en el valor del punto de ajuste.

Lo anterior se corrige agregando la acción de control integral, la cual hace que desaparezca el error de esta

do estable o desviación permanente. El uso de la acción derivativa tendría aplicación durante subidas y bajadas de carga.

Cuando se sube carga el nivel del domo aumenta y la acción derivativa haría que la válvula de agua de alimentación se cierre un poco al comienzo para tratar de mantener el nivel del agua en el punto de ajuste. En el caso de bajada de carga reaccionaría al contrario. En realidad no es recomendable utilizar la acción derivativa - debido a que no se justifica hacerlo porque con la acción de control proporcional más integral el control responde en forma estable.

El modelo matemático simple predijo el comportamiento del sistema de control de nivel de la caldera en forma bastante aproximada en cuanto a la amplitud de la respuesta al cambio del punto de ajuste pero no en relación al tiempo en que se estabilizaría la variable.

El modelo matemático simple no predice si el sistema se comportará en forma estable o inestable. Por esta razón fue necesario hacer el análisis de estabilidad con el método de respuesta a la frecuencia, que considera el tiempo de retardo del sistema de control de nivel.

Con el análisis de respuesta a la frecuencia se pudo pre

decir la estabilidad del sistema de control de nivel para los diferentes parámetros y coincidió con los resultados obtenidos en las pruebas experimentales. Se llega a la conclusión de que los parámetros óptimos del controlador son: ganancia  $K = 1\%/mm$  y razón integral  $I = 1.1 \text{ r.p.m.}$

Con estos parámetros el sistema de control responde en forma estable a variaciones normales de carga (flujo de vapor) hacia arriba y hacia abajo. También responde en forma estable a otros tipos de perturbación o cambios de carga como el uso del vapor del domo para soplado del hollín de la caldera, calentamiento del combustible.

Para rechazos de carga del generador demasiado grande, a una razón de 30 % de la carga nominal el sistema de control no logra mantener el nivel dentro de los límites normales de operación, ya que aquí intervienen otros factores físicos que no dependen exclusivamente del sistema de control.

Experimentalmente se ha comprobado que el sistema de control responde a rechazos de carga de hasta 25 % de la carga nominal.

En cuanto a las recomendaciones tenemos las siguientes:

El valor del cambio del punto de ajuste no debe ser - tan grande que afecte u ocasione daño a la caldera o produzca variaciones en las otras variables controladas en la caldera.

Cuando se efectúen los cambios de ganancia del controlador se lo debe hacer con el control de nivel en la posición manual.

El cambio de punto de ajuste debe hacerse con rapidez de tal forma que la excitación o cambios de carga se aproxime lo máximo posible a la función escalón y los datos que se obtengan sean más precisos. Ya que si no se lo realiza así, pueden obtenerse datos falsos con relación al tiempo en que respondería el sistema de control de nivel.

Cuando se realizan las pruebas con el sistema de control de nivel las otras variables de la caldera deben permanecer estables.

Lo mencionado en el párrafo anterior es para tener el sistema de control de nivel aislado y evitar los cambios que pueden producirse en las otras variables.

Objeto de otro estudio sería la simulación de todo el sistema de control de la caldera obteniendo los modelos matemáticos de los sistemas de control de presión y temperatura del vapor.

Para realizar esto hay que considerar que los sistemas de control de cada variable no son aislados sino que están relacionados entre ellos termodinámicamente y para que haya una aproximación lo más exacta a la simulación real debe determinarse esa relación existente entre las variables del proceso.




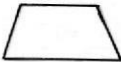
En el Apéndice, se muestra una tabla con los ajustes que se realizaron a los sistemas de control de la caldera y el orden en que se efectuaron. Notándose que el control de nivel de la caldera es el primero en ajustarse, luego vienen ajustes simultáneos a los sistemas de control de presión y temperatura del vapor, finalmente se dan los ajustes finales y definitivos al sistema de control de temperatura.

Finalmente hay que agregar que es importante el análisis matemático de los sistemas de control en la predicción del comportamiento con diferentes perturbaciones, pero esto debe ser necesariamente complementado con la observación experimental para realizar un estudio más

completo y escoger los parámetros de un sistema de con  
trol que garanticen una operación estable y eficiente  
de los diferentes sistemas de una planta termoeléctrica  
ca.

A P E N D I C E

TABLA A.1.  
SIMBOLOS EN SISTEMAS DE CONTROL

ELEMENTO DE MEDICION (*)	
SEÑAL AUTOMATICA DEL PROCESO (**)	
SEÑAL MANUAL DEL PRO CESO (**)	
ELEMENTO FINAL DE CON TROL (**)	

(\*) En el circulo se usa una letra de la tabla A.2

(\*\*) Dentro de estos elementos se usa un símbolo de la  
Tabla A.3.

TABLA A.2.

## LETRAS PARA ELEMENTOS DE MEDICION

---

VARIABLE DEL PROCESO	FUNCION
A = ANALISIS	R = REGISTRADOR
C = CONDUCTIVIDAD	I = INDICADOR
D = DENSIDAD	T = TRANSMISOR
F = FLUJO	RT= REGISTRADOR TRANSMI SOR.
L = NIVEL	IT= INDICADOR TRANSMI- SOR.
M = HUMEDAD	
P = PRESION	
T = TEMPERATURA	
V = VISCOSIDAD	

---

TABLA A.3.  
SIMBOLOS DE SEÑALES DE PROCESOS

FUNCION Y SIMBOLO	E C U A C I O N	D E F I N I C I O N
Sumador $\Sigma$	$m=X_1+X_2+\dots+X_n$	La salida es igual a la suma algebraica de las entradas.
Promediador $\Sigma / n$	$m=\frac{X_1+X_2+\dots+X_n}{n}$	La salida es la suma algebraica de las entradas dividido para el número de entradas.
Diferenciador $\Delta$	$m=X_1-X_2$	La salida es la diferencia algebraica de las dos entradas.
Proporcional K O P	$m=KX$	La salida es directamente proporcional a la entrada.
Integral $\int$ o I	$m=1/T_i \int X dt$	La salida varía con la magnitud y duración de la entrada y es proporcional al tiempo integral de la entrada.
Derivativo $d/dt$ ó D	$m=T_D \frac{dX}{dt}$	La salida es proporcional a la razón de cambio de la entrada.
Generador $f(X)$	$m=f(X)$	La salida es igual a una función no lineal de la entrada.
Selector de alta >	$m=\begin{cases} X_1 & \text{con } X_1 \geq X_2 \\ X_2 & \text{con } X_1 < X_2 \end{cases}$	La salida es igual a la mayor de las entradas.
Selector de baja <	$m=\begin{cases} X_2 & \text{con } X_1 \geq X_2 \\ X_1 & \text{con } X_1 < X_2 \end{cases}$	La salida es igual a la menor de las entradas.

Donde: m = salida y X entrada de la función.

TABLA A.4.  
 AJUSTE PRELIMINAR DEL SISTEMA DE CONTROL  
 DE LA CALDERA

CONTROL MAESTRO DE PRESION VAPOR		CONTROL DE NIVEL DE LA CALDERA		CONTROL DE TEM PERATURA VAPOR.	
Cont.	K I	Con.	K I	Cont.	K I
CC-1	3 0.8	FC-2	1.2	TC-1	1 0.05
CC-9	1 1	FC-3	0.8 1.3	TC-3	1
CC-22	1 1			TC-4	1.4

.....

TABLA A.5.

## SECUENCIA DE AJUSTES DEL SISTEMA DE CONTROL DE LA CALDERA

AJUSTE	CONTROL MAESTRO DE PRESION DE VAPOR	CONTROL DE NIVEL DE LA CALDERA	CONTROL DE TEMPERATURA DE VAPOR
1	CC-1 I=0.8 → I=1	FC-3 K=0.8 → K = 1	
2	CC-1 I=1 → I=0.8	FC-3 I=1.3 → I=1.1	
3	CC-1 I=0.8 → I =0.75		
4			TC-1:K=1 → K=0.9 I=0.05 → I=0.045
5	CC-9 K=1 → K=1.2		TC-1: I=0.045 → I=0.04 TC-4: K=1.4 → K=1.2
6			TC-1: I=0.04 → I=0.035 TC-4: K=1.2 → K=1.1
7			TC-1: K=0.9 → K=0.6
8			TC-1: K=0.6 → K=0.4

Donde: K = ganancia; I = razón integral(R.P.M.) de los controladores

## B I B L I O G R A F I A

1. WALTON, MODELLING OF DYNAMIC RESPONSE, THE OPEN UNIVERSITY LONDON, 1977, 102 p.
2. THOMSON, THEORY OF VIBRATIONS WITH APPLICATIONS, PRENTICE - USA, 1972, 79 p.
3. HARRISON, CONTROLES AUTOMATICOS, TRILLAS, MEXICO, 301 p.
4. CONSIDINE, PROCESS INSTRUMENTS AND CONTROL HANDBOOK, Mc. GRAW-HILL, 1974, 18-6 p.
5. FOLLETO, VALVULAS, HONEY WELL, 3 p.
6. FOLLETO, CURSO DE INSTRUMENTACION Y CONTROL DE CENTRALES TERMO ELECTRICAS, CFE, MEXICO, 120 p.
7. MANUAL BAILEY, USA, 1978, 70 p.