



T  
6298042  
RODD.

**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica**



“DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL ELECTRO-  
HIDRAULICO PARA EL GENERADOR DE OLAS  
REGULARES DE LA FACULTAD DE INGENIERIA  
MARITIMA Y CIENCIAS DEL MAR”

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:  
INGENIERO MECANICO

Presentada por:  
Rodmar Hernán Rosales Moncayo

Guayaquil - Ecuador  
1.988

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

A los señores Dr. JOSE SAFADI EMEN, Ing. YURI MUÑOZ  
OCHOA, Dr. RODOLFO MANUEL FAZIO e ING. ANTONIO  
RODRIGUEZ, por su apoyo incondicional.

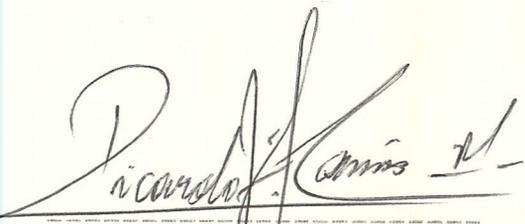
A mis PADRES y HERMANOS.

Al ING. EDUARDO ORCES P. Director de Tesis.

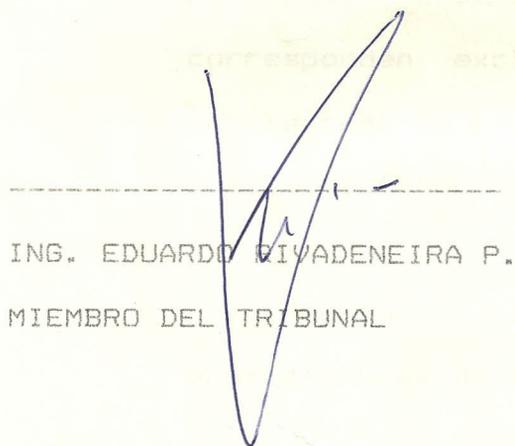
A los señores Ing. CRISTOBAL MARISCAL e Ing. HENRY JO,  
por su colaboración prestada.

DEDICATORIA

a MONICA B. ROBLES G.

  
-----  
ING. RICARDO CASSIS M.  
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

  
-----  
ING. EDUARDO ORCES P.  
DIRECTOR DE TESIS

  
-----  
ING. EDUARDO RIVADENEIRA P.  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

  
-----  
ING. FRANCISCO ANDRADE S.  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

## DECLARACION EXPRESA

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

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

A handwritten signature in dark ink, appearing to read "Rodmar Rosales", is written over a horizontal dashed line. The signature is fluid and cursive.

Rodmar Rosales

## R E S U M E N

En este trabajo se diseña el control de posición (sistema Electro-Hidráulico) para el generador de olas de la Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar -ESPOL. Está orientado a la producción de olas regulares dentro de parámetros preestablecidos, supeditados éstos por las características de la zona marina a simular.

Se inicia dando un marco general de referencia de la teoría básica para los generadores de olas: clasificación, funcionamiento y aplicación para nuestro caso, con el fin de orientar al lector en los limitantes tecnológicos y de los fenómenos de interés a reproducir (oleaje), que encaminan la selección del generador en proyecto. Establecidos los valores máximos en las olas regulares a ensayar se bosqueja el circuito hidráulico, determinándose las condiciones de operación para los diferentes componentes del sistema.

El estudio del lazo de control parte con la delimitación de la función de transferencia del sistema físico a investigar. Con las consideraciones debidas,

la función de transferencia se modifica eliminándose factores de poca trascendencia en los resultados finales. Con esta relación de variables modificada, observamos su comportamiento en el dominio de la frecuencia, el comportamiento observado no se ajusta a los parámetros recomendados por lo que es necesario utilizar una compensación en el lazo de operación. Se obtiene entonces en la salida señales sinusoidales desfasadas con respecto a la entrada. Se concluye con un análisis global del tema tratado, el que se resume en las conclusiones y recomendaciones.

## I N D I C E   G E N E R A L

RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	VIII
INDICE DE FIGURAS.....	XI
INDICE DE ABREVIATURAS.....	XIII
INTRODUCCION.....	17
I.   CAPITULO	19
NOCIONES GENERALES.....	19
1.1.   Concepto de olas.....	19
1.2.   Generadores de olas.....	21
1.2.1. Características.....	23
1.2.2. Condiciones de movimiento.....	23
1.2.3. Condiciones de construcción.....	26
1.3.   Sistemas Generadores.....	28
1.3.1. Generador de membrana flexible.....	28
1.3.2. Generador de placa con articulación actuada por excéntrica.....	29
1.3.3. Generador de pistón.....	30
1.3.4. Generador de placa rígida con doble articulación.....	30
1.3.5. Generador de Neyrpic.....	31
1.3.6. Generador rotativo.....	31
1.3.7. Generador Neumático.....	32
II   CAPITULO.....	35
SELECCION DE LOS SISTEMAS.....	35

2.1.	Tipo de generador.....	35
2.1.1.	Requerimientos a satisfacer.....	35
2.1.2.	Alternativas de solución.....	36
2.1.3.	Selección del generador.....	37
2.2.	Dispositivo de generación de movimiento.....	42
2.2.1.	Requerimientos a satisfacer.....	42
2.2.2.	Alternativas de solución.....	42
2.2.3.	Selección del mecanismo.....	43
2.3.	Descripción del sistema de generación.....	48
2.4.	Esquema del circuito hidráulico.....	48
2.5.	Esquema de bloque del sistema.....	50
III	CAPITULO.....	53
	CALCULO DEL SISTEMA.....	53
3.1.	Parámetros de diseño.....	53
3.2.	Determinación de las condiciones de diseño..	53
3.2.1.	Fuerza - Potencia.....	55
3.3.	Descripción del proceso.....	62
* 3.4.	Diseño del sistema Electro-Hidráulico.....	64
3.4.1.	Actuador hidráulico lineal.....	65
3.4.1.1.	Modelo matemático.....	68
3.4.2.	Servoválvula.....	71
3.4.2.1.	Modelo matemático.....	71
3.4.3.	Acumulador oleoneumático.....	74
3.4.4.	Bomba.....	79
3.4.5.	Tuberías.....	80
3.4.5.1.	Tubería de succión.....	80
3.4.5.2.	Tubería de distribución.....	81

3.4.5.3. Pérdidas de presión.....	82
3.4.6. Válvula reguladora de presión.....	85
3.4.7. Válvula de presión máxima.....	86
3.4.8. Filtro.....	86
3.5. Determinación de la función de transferencia	87
3.5.1. Estimación de constantes.....	89
3.5.1.1 Frecuencia natural.....	89
3.5.1.2 Factor de amortiguamiento....	97
3.5.1.3. Constante de velocidad.....	100
3.5.2. Función de transferencia total.....	102
3.6. Influencia de la señal de perturbación en la respuesta del sistema.....	103
3.7. Respuesta a la frecuencia.....	107
3.8. Coeficientes de error estático.....	118
3.8.1. Coeficiente estático de error de posición.....	118
3.8.2. Coeficiente estático de error de velocidad.....	119
3.8.3. Coeficiente estático de error de aceleración.....	120
 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	 122
APENDICES.....	128
BIBLIOGRAFIA.....	133

## INDICE DE FIGURAS

Fig. 1.-	Olas regulares.....	22
Fig. 2.-	Orbitas generadas por olas en relación a la longitud de onda y profundidad.....	25
Fig. 3.-	Esquemas de generadores de olas.....	34
Fig. 4.-	Esquema del circuito hidráulico.....	49
Fig. 5.-	Diagrama de bloques del sistema a estudiar.....	51
Fig. 6.-	Dimensiones del canal de pruebas hidrodinámicas.....	54
Fig. 7.-	Parámetros para olas regulares.....	56
Fig. 8.-	Diagrama del lazo de control.....	66
Fig. 9.-	Esquema del actuador lineal con las cargas aplicadas.....	69
Fig.10.-	Curvas de comportamiento de la servoválvula.....	73
Fig.11.-	Requerimiento de flujo en el ciclo...	76
Fig.12.-	Representación del diagrama de bloques del servosistema.....	90
Fig.13.-	Influencia del aceite en compresión..	95
Fig.14.-	Representación del diagrama de bloques del servosistema simplificado...	104
Fig.15.-	Representación del diagrama de bloques del servosistema con pertur-	

	bación.....	106
Fig. 16	Diagrama de Bode de lazo abierto de la F. T. original.....	110
Fig. 17	Diagrama de Nichols de la F. T. original.....	111
Fig. 18	Representación del diagrama de bloques del servosistema modificado.....	113
Fig. 19	Diagrama de Nichols de la F. T. modificada.....	116
Fig. 20	Diagrama de Bode de lazo cerrado de la F. T. modificada.....	117

## ABREVIATURAS

a	máxima altura de ola
c	coeficiente de fugas
d	diámetro int. de manguera
$e_{ss}$	error de estado estable
f	coeficiente de amortiguamiento viscoso, coeficiente de fricción
g	aceleración de la gravedad
h	nivel de agua
i(t)	corriente
m	masa promedio de fluido en compresión en las mangueras
s	desplazamiento medio del vástago
w	ancho de placa, frecuencia
$w_n$	frecuencia hidráulica natural
$w_0$	espesor de la placa
x	espacio
A	área neta del actuador lineal
B	módulo de compresibilidad
$B_a$	módulo de compresibilidad del aire
$B_c$	módulo de compresibilidad del cilindro
$B_{eq}$	módulo de compresibilidad equivalente
$B_f$	módulo de compresibilidad del aceite

$D_{ext}$	diámetro exterior del cilindro
$D_{int}$	diámetro interior del cilindro
$E$	constante, módulo de Young
$F_c$	fuerza en el vástago
$F_d$	fuerza de diseño
$F_g$	fuerza generada
$F_i$	fuerza de inercia
$F_I$	fuerza de inercia para acelerar la placa
$F_R$	fuerza de resistencia
$F_{rr}$	fuerza de resistencia total
$F_{ii}$	fuerza de inercia total
$F_{TT}$	fuerza total
$\theta_1 ( ) = h/\Omega$	
$\theta_2 ( ) = a/s$	
$\theta_3 ( ) = F_r / E$	
$\theta_4 ( ) = F_I / E$	
$H$	altura de placa
$I_{máx}$	corriente máxima
$K$	factor de placa plana
$K_a$	coeficiente estático de error de aceleración
$K_c$	coeficiente flujo vs presión
$K_d$	constante del amplificador operacional
$K_e$	constante de transformación del potenciómetro
$K_i K_q$	ganancia de flujo de la servoválvula en términos de corriente

$K_q$	ganancia de flujo en terminos de desplazamiento de la lengüeta de la servoválvula
$K_p$	coeficiente estático de error de posición
$K_r$	constante de transformación del motor de torque de la servoválvula
$K_v$	coeficiente estático de error de velocidad
$L$	longitud
$M$	masa
$M_{eq}$	masa equivalente
$M_g$	margen de ganancia
$M_f$	margen de fase
$M_{pw}$	máxima amplificación dinámica
$P$	potencia requerida
$P_{aa}$	potencia por unidad de ancho de placa
$P_I$	potencia necesaria para vencer la inercia de la placa
$P_T$	potencia total
$P_0$	presión de precarga
$P_{*1}$	presión mínima de trabajo
$P_{*2}$	presión máxima de trabajo
$P_1$	presión
$P_2$	presión
$Q(t)$	flujo de aceite al actuador lineal
$Q_s$	flujo de suministro
$Q_1$	flujo de aceite
$Q_2$	flujo de aceite

Re	número de Reynolds
T	máximo periodo
$T_i$	tiempo integral
V	velocidad de propagación de onda
$V_0$	volumen del acumulador oleodinámico
$V_1$	volumen en compresión
$V_2$	volumen en compresión
$X(t)$	posición del émbolo
$\dot{X}(t)$	velocidad del émbolo
$\ddot{X}(t)$	aceleración del émbolo
$W_B$	ancho de banda
WHP	potencia en Hp de la ola
WMP	potencia en Hp del generador
Z	relación de presiones
$\omega$	aceleración promedio del émbolo
	constante
	parámetro adimensional
P	caída de presión
	relación de Poisson
	viscosidad cinemática
	razón de amortiguamiento
	densidad del agua
$\rho_{al}$	densidad del aluminio
$\sigma_{ad}$	esfuerzo admisible
$\phi(j\omega)$	ángulo de fase
$\Omega$	máxima longitud de onda

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

La Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, decidió en 1974 dotarse de un Canal de Pruebas Hidrodinámicas (C.P.H.) para fines docentes, investigación y de servicio. La política de la Facultad, es la de producir localmente los diseños que permitirán la operación de dicho canal.

Esta tesis se refiere al diseño del sistema Electro-Hidráulico generador de olas capaz de reproducir en un ambiente controlado de laboratorio las situaciones imperantes en una determinada zona del mar, simulando el efecto de las condiciones meteorológicas predominantes, con lo cual se generan olas en las que navegarán los modelos de las embarcaciones diseñadas. Esto permitirá estudiar el comportamiento de los buques ante un tren de ondas.

Los principales usos que la Facultad prevé para estas instalaciones son el diseño de embarcaciones pesqueras con coeficientes de seguridad apropiados para nuestra zona marina así como la medición de las condiciones de transporte sedimentos, entre otros.

El diseño aquí presentado se fundamenta en parámetros seleccionados por la Facultad tales como frecuencia y amplitud de olas, los cuales representan las condiciones de oleaje preponderantes en nuestro mar.

## CAPITULO I

### NOCIONES GENERALES

#### 1.1. CONCEPTO DE OLAS

Los movimientos de un fluido pueden considerarse semejantes a los de un sólido; es decir, clasificarse en : traslación, rotación y oscilatorio. El movimiento de traslación se presenta en el flujo de un río, rotacional en los remolinos y el oscilatorio en la distorsión de la superficie del agua. Este último fenómeno es conocido como olas.

Las olas se originan ante la presencia de disturbios en la superficie del fluido, sean estos naturales como provocados. En el caso del mar, las olas son de una variedad infinita; por ejemplo, durante el período activo de un temporal, cuando alcanzan su máximo punto de agitación, son desordenadas e irregulares, no son de altura ni de longitud uniforme de cresta a cresta, y éstas y los senos sólo se extienden en pequeñas distancias. Cuando el tiempo calma, la mar confusa

tiende a convertirse en ondulaciones uniformes y regulares, y su movimiento se aproxima entonces al que definen las olas regulares.

Se definirá las olas regulares como " una serie continua de ondulaciones paralelas e infinitamente anchas e idénticas, que avanzan a velocidad uniforme en dirección perpendicular a la de sus crestas y senos." (1)

Al producirse una ola la masa de agua no se traslada con la onda; las partículas de agua se mueven hacia arriba y abajo, la onda es la perturbación desplazándose en la superficie. Este proceso es conocido como propagación de olas.

Una idealización de las olas es la curva sinusoidal, la cual es la curva seno o coseno que viaja. La cresta de la onda es definida como el punto sobre la línea media, en el cual se presenta el mayor disturbio, el que ocurre bajo la línea, se conoce como valle. La distancia vertical entre cresta y valle es llamada amplitud de ola. La distancia entre dos crestas o puntos correspondientes se denomina longitud de onda. El número de crestas pasando por un punto en un

segundo es la frecuencia característica, que es la velocidad de propagación de la onda dividida para la longitud de onda, Fig 1.

En la investigación teórica; para mantener un rumbo, la ruta marina se idealiza como un tren de ondas regulares definida por ecuaciones simples. La apariencia real de la superficie del mar difiere de este concepto imaginario. Sin embargo, a pesar de sus errores, la ruta teórica suministra relaciones que muestran su validez. Estas involucran la velocidad de propagación, período y longitud de onda. (2) .

## 1.2. GENERADORES DE OLAS

Un generador de olas es un sistema por el cual se puede reproducir en laboratorio las condiciones de oleaje predominantes en un determinado mar, con el fin de hacer interactuar estas condiciones con los equipos y/o dispositivos que el hombre vaya a colocar en ese medio. De ahí su importancia.

Básicamente consiste de un dispositivo que está en contacto con el agua, el cual genera movimientos directamente relacionados con el tipo de ola a

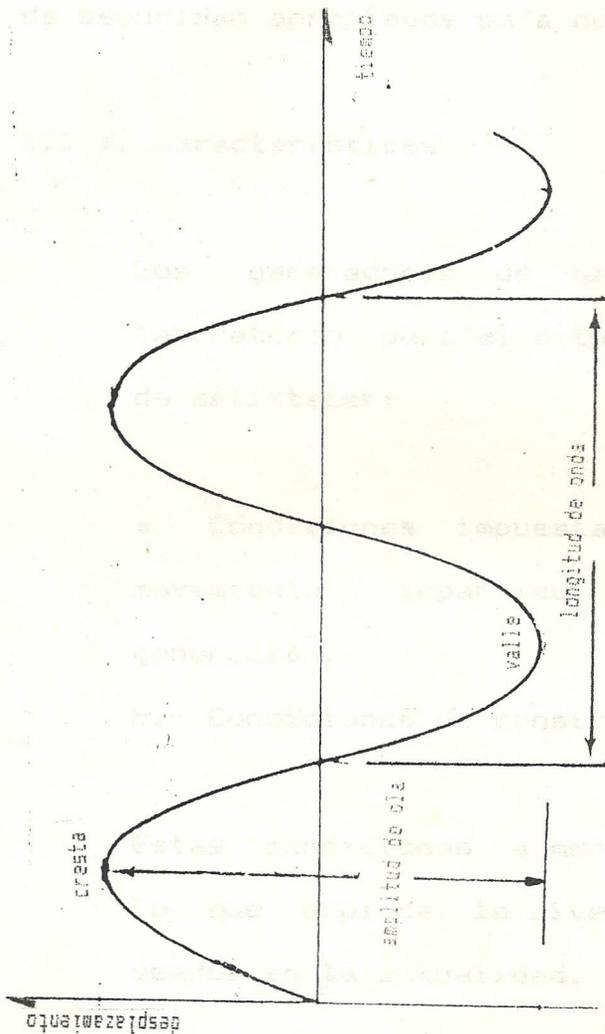


Fig. 1. Olas regulares

generar.

La aplicación inmediata del proyecto será para el diseño de estructuras marítimas con coeficientes de seguridad por encima de nuestra zona.

2.1.1. Características

Los datos de las olas regulares se refieren a olas que se forman en aguas profundas. La longitud de onda es mucho mayor que la profundidad del agua. La velocidad de propagación de las olas es constante y depende de la longitud de onda.

2.1.1.1. Características de las olas regulares

Se presentan dos casos. En el primer caso, la longitud de onda es menor que la profundidad del agua.

generar.

La aplicación inmediata del proyecto será para el diseño de embarcaciones pesqueras con coeficientes de seguridad apropiados para nuestra zona.

#### 1.2.1. Características (3)

Los generadores de olas utilizados en laboratorio para el estudio de modelos deben de satisfacer:

a.- Condiciones impuestas por el tipo de movimiento impartido al mecanismo de generación.

b.- Condiciones de construcción.

Estas condiciones a menudo no se conjugan, lo que explica la diversidad de aparatos usados en la actualidad.

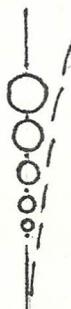
##### 1.2.1.1. Condiciones de movimiento

Se presentan dos casos.

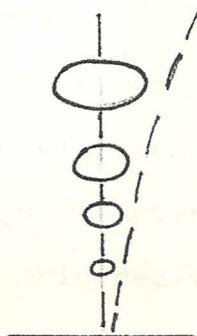
1.-La longitud de onda es menor que la profundidad del tanque.

2.-La longitud de onda es mayor que la profundidad del tanque.

En ambos casos una partícula de agua envuelta en el movimiento de la onda describe una órbita cerrada. En el primer caso esta órbita se aproxima a un círculo que disminuye su radio exponencialmente con el incremento de la distancia a la superficie. En el segundo caso esta órbita se aproxima a una elipse que disminuye su distancia focal exponencialmente con el incremento de la distancia a la superficie, Fig 2. Esto nos indica que existe una relación entre el movimiento dado y la ola producida, la cual depende entre otros factores de la relación profundidad/longitud de onda; de ahí surge la necesidad de las curvas de calibración en cada C.P.H..



Desplazamiento de las partículas de  
 agua. Longitud de onda  $>$   
 profundidad



Desplazamiento de las partículas de  
 agua. Longitud de onda  $<$   
 profundidad

Fig.2 Orbitas generadas por las  
 olas en relación a la longitud de  
 onda y profundidad.

ST. ANTHONY FALLS HYDRAULIC LABORATORY UNIVERSITY  
 OF MINNESOTA, Project Report N 39 LABORATORY WAVE  
 -GENERATING APPARATUS by F. Biéssel, F. Suquet.

Fig. 1 and fig. 2

#### 1.2.1.2. Condiciones de construcción.

Todo diseño prevé las factibilidades de construcción del equipo. A continuación se mencionan puntos de especial importancia.

##### 1.- Inercia

El dispositivo empleado para producir el tren de ondas debe tener como característica una alta relación rigidez/inercia. Con esto se logra disminuir la potencia requerida además de una alta frecuencia natural, objetivo éste último de mayor relevancia.

##### 2.-Facilidad de regulación

El fin del canal de pruebas es el de suministrar una gama relativamente amplia de pruebas. Por razones de facilidad de exploración, es deseable que el cambio de espectro de olas se realice con rapidez.

##### 3.- Movimiento

No es posible generar olas de calidad aceptable con una simulación exacta del movimiento orbital de la onda (círculo, elipse). Los primeros generadores, como los de Bertin y Caligny o Hagen eran muy simples y producían un movimiento periódico de muy baja calidad con la ayuda de un cuerpo prismático o una placa inmersa en el agua. Fue necesario introducir modificaciones que lleven a realizar estudios más representativos de los fenómenos a estudiar.

Biésel (3) presenta un artículo en el cual estudia el problema de generación de olas. Considera básicamente la ley de movimiento de la placa y la relación espacio tiempo la cual regula el cambio de posición. El dice, que no es esencial que el generador de olas tenga una ley de movimiento precisa en el espacio, si solamente fuera

necesario transmitir un movimiento relativamente corto. Las imperfecciones de la ley de movimiento en el espacio desaparecen rápidamente cuando el generador se mueve

### 1.3. SISTEMAS GENERADORES DE OLAS

Los generadores de olas se los clasifica de acuerdo al mecanismo de generación como también en función de las características del dispositivo generador. A continuación se presenta una breve clasificación y descripción (3)

1. Generador de membrana flexible
2. Generador de placa con una articulación actuada por excéntrica
3. Generador de pistón
4. Generador de placa rígida con doble articulación
5. Generador de Neyrpic
6. Generador rotativo
7. Generador neumático

#### 1.3.1 Generador de membrana flexible

Consiste esencialmente de una membrana actuada por un mecanismo apropiado para el efecto. Se conoce que las partículas de agua en reposo localizadas en una sección vertical del canal son desplazadas durante el movimiento dentro de superficies limitadas, la membrana flexible coincide en cada instante con la superficie posterior. Es decir, existirá cierta semejanza entre el movimiento de la membrana y el movimiento del agua generado.

#### 1.3.2. Generador de placa con una articulación actuada por excéntrica

Existen tres tipos.

- 1.- Articulación en el fondo del canal.
- 2.- Articulación a una altura  $h$  del fondo canal

Consisten de una placa oscilante alrededor de un eje localizado en el fondo o a una cierta distancia del fondo del canal. El movimiento impartido al agua en el fondo del canal es nulo (en teoría). Por esta razón este tipo de generador de ola es aplicable

para ondas de gran profundidad. En la actualidad, con las interpretaciones apropiadas, el dispositivo da buenos resultados para profundidades bajas y uniformes.

### 3.- Articulación en una superficie libre.

En este caso la placa oscilante está pivotada en una superficie sobre el agua. El movimiento dado al agua es diferente de las olas generadas en la vecindad de la placa, pero su regularidad se incrementa a medida que aumenta la distancia a la placa.

#### 1.3.3. Generador de pistón

Está compuesto por un vástago con movimiento alternativo generalmente paralelo a la superficie libre del agua. Este tipo de generador da excelentes resultados en longitud de onda grande con respecto a la profundidad.

#### 1.3.4. Generador de placa rígida con doble articulación

Existen dos clases:

1.- Placa plana.

2 - Placa curva.

En los dos casos la paleta esta apoyada sobre dos guías horizontales localizadas sobre el tanque y es actuada por dos ejes acoplados a la parte posterior de la paleta. Con la placa curva es posible obtener ondas muy aproximadas a las olas deseadas sin introducir superposición de armónicas en las señales de referencia.

#### 1.3.5. Generador de Neyrpic

Es también un generador de placa plana con doble articulación, su principio de operación se basa en los mecanismos de cuatro barras.

#### 1.3.6 Generador rotativo

Son dispositivos que giran con frecuencia regulable sobre un eje paralelo a la sección transversal del tanque. En estos tipos de generadores el movimiento dado al agua en las cercanías de la placa es muy diferente

de la ola a obtener, su regularidad aumenta a medida que se incrementa la distancia al generador. Son apropiados para obtener ondas aceptables en simulación de mares profundos.

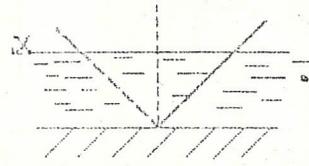
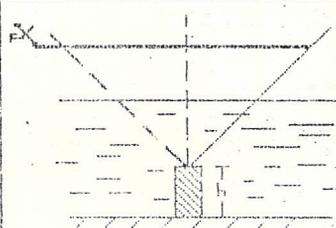
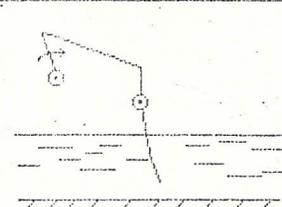
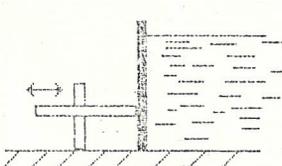
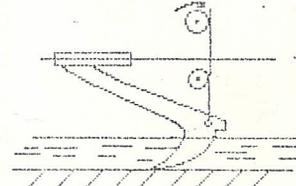
Los hay:

- 1.- Cilindro excéntrico.
- 2.- Cilindro con álabes.
- 3.- Rodete.

#### 1.3.7. Generador neumático

Su principio es el de presionar cierto volumen de agua (lo cual está en relación con la altura de ola deseada) en una cámara y luego ponerla en libertad, la forma de la cámara tiene diseños apropiados que guardan relación con el tipo de ola a generar. En este tipo de generador es posible lograr olas puras en un espacio pequeño.

En la figura 3 se encuentran los esquemas de estos tipos de generadores.

TIPO DE GENERADOR		DIAGRAMA	AMPLITUD
PLACA FLEXIBLE			
PLACA RIGIDA CON UNA ARTICULACION	ARTICULACION EN EL FONDO DEL CANAL		DETERMINADA POR TEORIA
	ARTICULACION A UNA ALTURA h DEL FONDO		
	ARTICULACION EN UNA SUPERFICIE LIBRE		NO PUEDE SER DETERMINADA POR TEORIA
PISTON			DETERMINADA POR TEORIA
PLACA RIGIDA CON DOBLE ARTICULACION	PLACA SUSPENDIDA		CALCULABLE SI LA PLACA ES PLANA

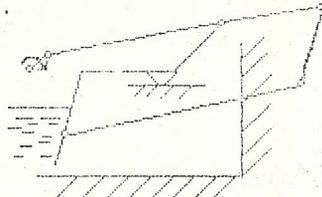
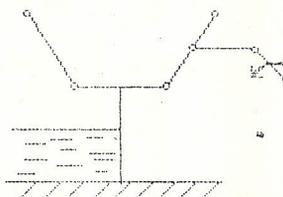
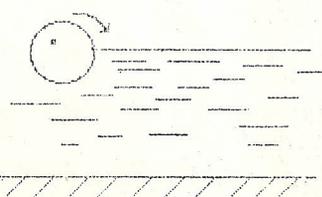
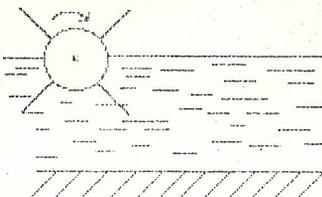
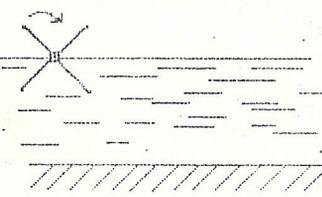
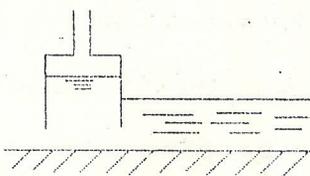
<p>PLACA RIGIDA CON DOBLE ARTICULACION</p>	<p>PLACA SUSPENDIDA</p>		<p>CALCULABLE SI LA PLACA ES PLANA</p>
<p>PENDULO NEYRPIC</p>			<p>ES PLANA</p>
<p>VARIOS</p>	<p>CILINDRO EXCENTRICO</p>		<p>NO PUEDE SER DETERMINADA</p>
	<p>CILINDRO CON PALETAS</p>		<p>NO PUEDE SER DETERMINADA</p>
<p>DISPOSITIVOS</p>	<p>RODETE</p>		<p>NO PUEDE SER DETERMINADA</p>
	<p>NEUMATICO</p>		<p>TEORIA</p>

FIG 3 ESQUEMAS DE GENERADORES DE OLAS

## C A P I T U L O   I I

### SELECCION DE LOS SISTEMAS

#### 2.1. TIPO DE GENERADOR

De lo anteriormente expuesto, vemos que existen varios tipos de generadores, a continuación se presenta una metodología que nos llevará a seleccionar la alternativa apropiada<sup>(4)</sup>.

##### 2.1.1. Requerimientos a satisfacer

Dadas las condiciones de nuestro mar, que se caracteriza por ser relativamente tranquilo, con olas de 4,0 m. como máxima altura y longitud de onda de 140 m.<sup>(5)</sup> .De los estudios ya realizados<sup>(6)</sup>, señalaron que con el objeto de hacer la simulación de las condiciones arriba señaladas, en el C.P.H. se deben generar olas en un rango de frecuencias de 1,26 a 3,14 rad/s con una altura de ola máxima de 0,3 m..

Teniendo presente que el objetivo final del C.P.H. es la de construirlo en nuestro medio con el potencial tecnológico que poseemos, se pidió criterios de factores a tener presente en el diseño (7). Los de mayor importancia fueron:

- C.1 - Buenas características de olas
- C.2 - Espacio físico disponible
- C.3 - Factibilidades tecnológicas para construirlo
- C.4 - Costos
- C.5 - Mantenimiento
- C.6 - Sencillez de diseño

#### 2.1.2. Alternativas de solución

Teniendo presente los requerimientos, surgieron las siguientes alternativas para la selección del tipo de generador de olas.

- A.1 - Generador de pistón
- A.2 - Generador neumático
- A.3 - Generador de placa plana inmersa
- A.4 - Generadores rotativos

### 2.1.3. Selección del generador

Un vez determinados los criterios de evaluación y las alternativas de solución, nos corresponde contrastarlas, para lo cual se asignaron valores que representan el grado de satisfacción de la alternativa con respecto al criterio cuestionado (Tabla 1).

Las razones que llevaron a señalar estos criterios como los de mayor importancia son:

#### C.1 - Mejores características de olas

Tenemos un canal con una baja relación profundidad/longitud de onda. Es decir, propagación de olas en altas profundidades.

#### C.2 - Espacio físico

Corresponde a las limitaciones para el montaje del generador.

#### C.3 - Factibilidades tecnológicas para construirlo.

Es planteamiento del proyecto C.P.H. construirlo en el medio.

#### C.4 - Costos

Es un proyecto con limitaciones de recursos financieros.

#### C.5 - Mantenimiento

Debe presentar un bajo nivel y facilidades para llevarlo a cabo.

#### C.6 - Sencillez de diseño

Por razones de construcción.

En las tablas II y III se muestra la selección.

TABLA I

ASIGNACION DE VALORES A LAS ALTERNATIVAS

Tipo de generador de olas

CRITERIOS C	ALTERNATIVAS A				RAZONAMIENTOS
	1	2	3	4	
1	0,25	0,40	0,25	0,10	El G. N. tiene mejor calidad de olas
2	0,10	0,50	0,20	0,20	Los requerimientos de espacio del G. N. son los mínimos.
3	0,05	0,05	0,50	0,40	El G.P.I. puede construirse en el medio.
4	0,10	0,10	0,50	0,30	El G.P.I. presenta mayor factibilidad económica.
5	0,20	0,10	0,40	0,30	El G.P.I. tiene bajo nivel de mantenimiento.
6	0,10	0,05	0,50	0,35	El diseño de los G. de placa plana tienen menor grado de complejidad.

TABLA II

ASIGNACION DE VALORES A LOS CRITERIOS DE EVALUACION

Tipo de generador de oja

CRITERIO C	PUNTAJE $x_i$	RAZONAMIENTO
C <sub>1</sub>	0,9	Es función de esto las investigaciones a realizar
C <sub>2</sub>	0,4	Existe el espacio necesario
C <sub>3</sub>	0,9	Es importante para su realización
C <sub>4</sub>	0,8	Hay limitantes económicos
C <sub>5</sub>	0,6	Es significativo para su funcionamiento
C <sub>6</sub>	0,9	Sencillez en la operación



La función de criterio ha señalado al generador de placa plana inmersa como la alternativa apropiada para el presente diseño.

## 2.2. DISPOSITIVO DE GENERACION DE MOVIMIENTO

Seleccionado el generador de placa plana inmersa, atañe ahora llegar a determinar el mecanismo por el cual será accionado.

### 2.2.1. Requerimientos a satisfacer

El mecanismo de generación debe de cumplir con los siguientes criterios:

- C.1 -Rango de frecuencias de accionamiento
- C.2 -Amplitud de desplazamiento
- C.3 -Sencillez de diseño
- C.4 -Costo
- C.5 -Mantenimiento
- C.6 -Facilidad de regulación

### 2.2.2. Alternativas de solución

Con las restricciones impuestas por los

requerimientos, surgen dos alternativas viables a analizar.

A.1 -Leva actuada por motor eléctrico

A.2 -Actuador hidráulico lineal de doble efecto con doble vástago

### 2.2.3. Selección del mecanismo

Los criterios de evaluación y las alternativas de solución serán ponderadas siguiendo el método ya señalado. Estos fueron seleccionados por:

C.1 - Rango de frecuencia de oscilación.

Se requiere un movimiento oscilatorio en el rango de 0 - 0,5 Hz a ensayar.

C.2 - Amplitud de desplazamiento.

El movimiento será alternativo con una amplitud de 0,6 m. e iguales velocidades de avance y retorno.

C.3 - Sencillez de diseño.

Por facilidades de implantación.

C.4 - Costo.

Existen limitantes económicos.

C.5 - Mantenimiento.

Que no sea sofisticado.

C.6 - Facilidad de regulación.

Preste las factibilidades para el cambio del patrón de generación.

En las tablas IV, V y VI se tiene la selección.

TABLA IV

## ASIGNACION DE VALORES A LAS ALTERNATIVAS

Dispositivo de generación de movimiento

CRITERIOS C	ALTERNATIVAS A	RAZONAMIENTO
	1	2
1	0,5	0,5
		Ambas cumplen este requisito
2	0,5	0,5
		Ambas cumplen este requerimiento
3	0,4	0,6
		Nuestra tecnología permite la relativamente fácil construcción del actuador lineal
4	0,3	0,7
		El sistema de actuador es más económico
5	0,7	0,3
		El sistema de levas necesita mayor mantenimiento
6	0,2	0,8
		Da la opción de prestar facilidades para incorporar de la generación de olas irregulares

TABLA V

## ASIGNACIÓN DE VALORES A LOS CRITERIOS DE EVALUACIÓN

Dispositivo de generación de movimiento

CRITERIOS C	PUNTAJE $x_i$	RAZONAMIENTO
1	0,9	Generación apropiada
2	0,8	Faculta la generación de olas de máxima amplitud
3	0,8	Posibilita facilidades en la construcción
4	0,9	Existen limitantes económicos
5	0,7	Es importante para una operación confiable
6	0,9	Permite ampliar el espectro de operación

TABLA VI

## DETERMINACION DE LA FUNCION DE CRITERIO

Dispositivo de generaci3n de movimiento

CRITERIOS C	A	X	A - X	A	A - X
1	0,6	0,9	0,45	0,5	0,45
2	0,5	0,8	0,40	0,5	0,40
3	0,4	0,8	0,32	0,5	0,40
4	0,3	0,9	0,27	0,7	0,63
5	0,7	0,7	0,49	0,3	0,21
6	0,2	0,9	0,18	0,8	0,72
Funci3n de criterio $\Sigma A \cdot X$			1,79		3,37

En consecuencia, el actuador hidráulico lineal de doble efecto con doble vástago es la alternativa idónea para el desarrollo del proyecto.

### 2.3. DESCRIPCION DEL SISTEMA DE GENERACION

Se ha llegado a seleccionar un generador tipo placa plana inmersa pivotado en el fondo, con un mecanismo que impartirá el movimiento a través de un actuador hidráulico lineal de doble efecto con doble vástago.

El sistema será un Control Electro-Hidráulico de Posición del vástago ; con la finalidad de poder hacer variaciones de amplitud y frecuencia se tendrá una servoválvula en el lazo de operación, la cual va a accionarse por una señal de error producto de la comparación entre las señales deseada y la de retroalimentación (se realiza por medio de un potenciómetro lineal).

### 2.4. ESQUEMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO

Los accionamientos hidráulicos forman parte esencial de las técnicas de automatización, de

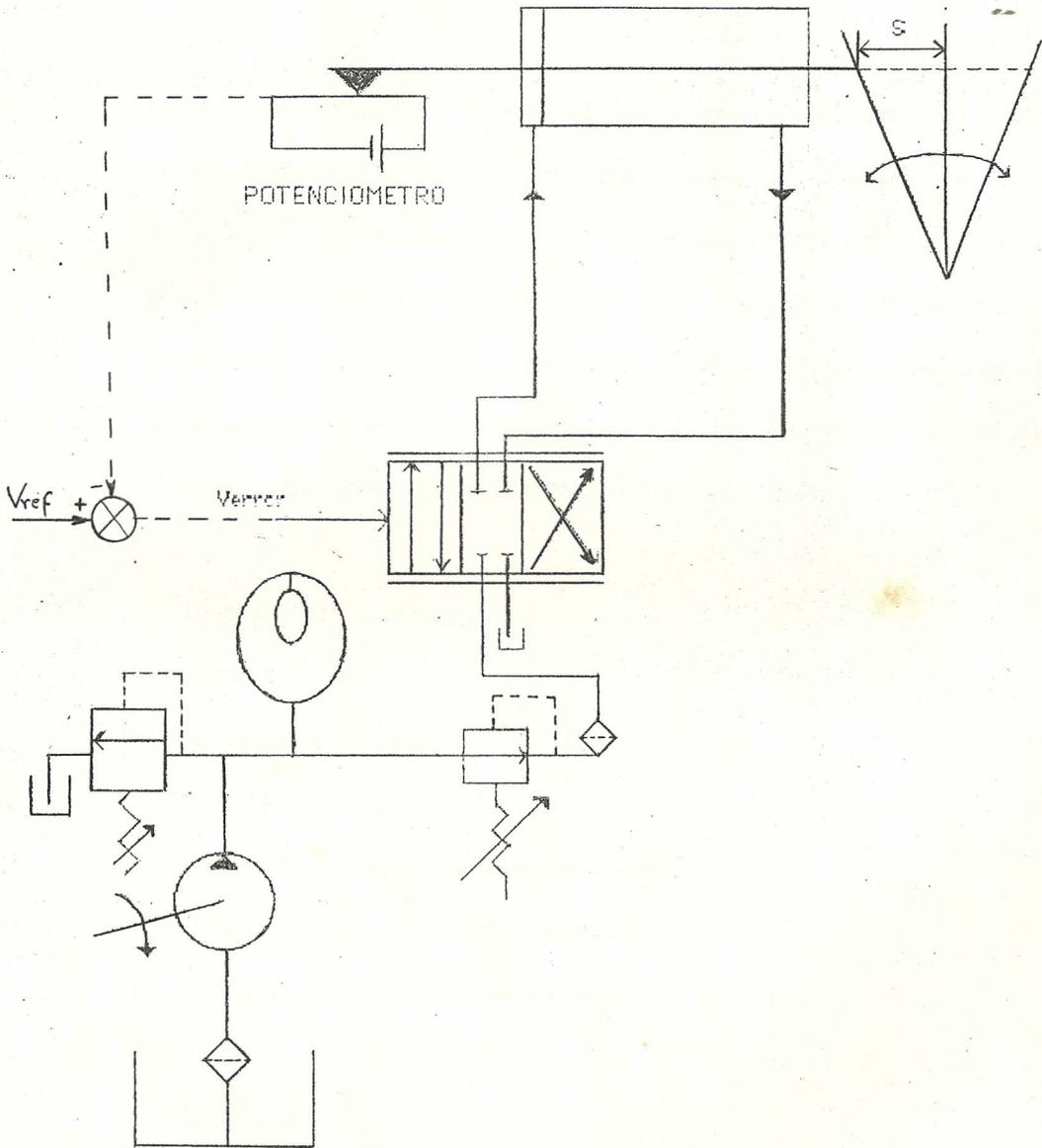


FIG. 4 ESQUEMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO

manera especial para los dispositivos que manejan una alta relación de potencia con buena rapidez de respuesta Fig 4.

Una instalación hidráulica consiste de elementos que crean circulación de aceite capaz de vencer cierta resistencia, elementos motores utilizados para la transformación de la energía de presión en trabajo mecánico, dispositivos distribuidores y elementos de protección. El sistema a diseñar consta de los siguientes elementos :

- Motor eléctrico
- Bomba
- Actuador lineal
- Servoválvula
- Válvula reguladora de presión
- Válvula de presión máxima
- Acumulador oleoneumático
- Filtro
- Mangueras
- Tanque de almacenamiento

## 2.5. DIAGRAMA DE BLOQUES DEL SISTEMA

Está compuesto por los elementos básicos para un

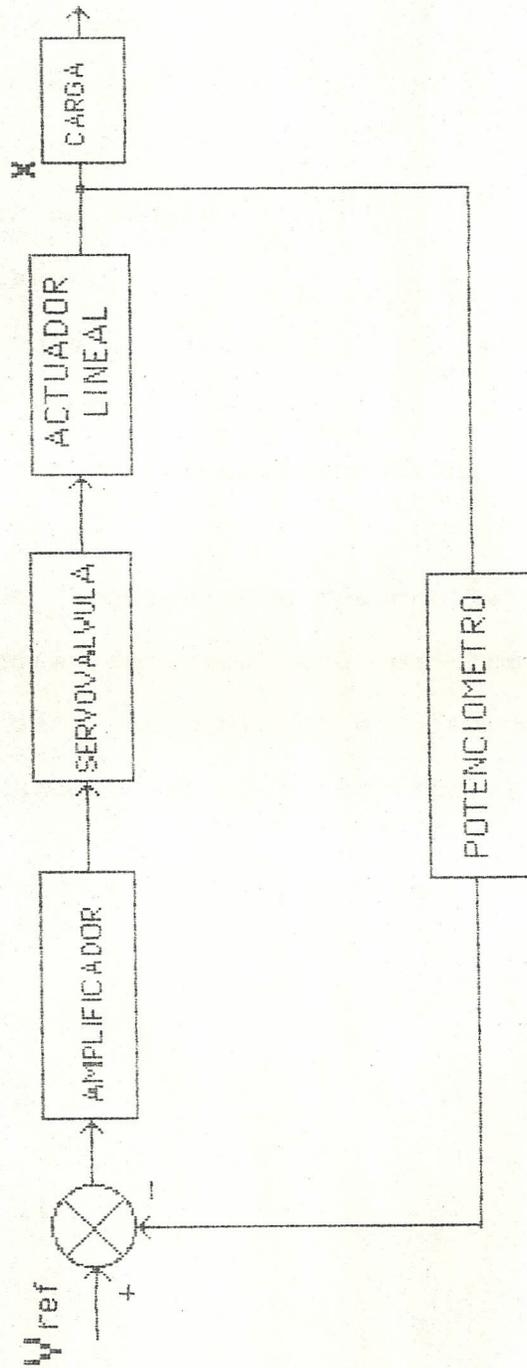


FIG. 5 DIAGRAMA DE BLOQUES DEL SISTEMA A ESTUDIAR

Control de Posición Lineal Electro-Hidráulico Fig 5, los cuales son:

- Punto de suma
- Generador de señales
- Amplificador
- Servoválvula
- Actuador lineal
- Dispositivo de retroalimentación.

Corresponde seguidamente desarrollar la Función de Transferencia de cada uno de los elementos a emplear para determinar el comportamiento del sistema, estudio al que se dedica el siguiente capítulo.

## CAPITULO III

### CALCULO DEL SISTEMA

#### 3.1. PARAMETROS DE DISEÑO

Por lo anteriormente enunciado, los parámetros máximos que caracterizan el tipo de olas a generar y en consecuencia gobiernan el presente diseño son:

- $\lambda = 6,0$  m. máxima longitud de onda
- $T = 2,0$  s. periodo máximo de ola
- $a = 0,3$  m. máxima altura de ola

Defínese a continuación las dimensiones del canal Fig.6 que constituyen datos de diseño.

- $L = 60,0$  m. longitud
- $w = 4,6$  m. ancho
- $h = 1,8$  m. nivel del agua

#### 3.2. DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO

Con los valores definidos para el tipo de olas y

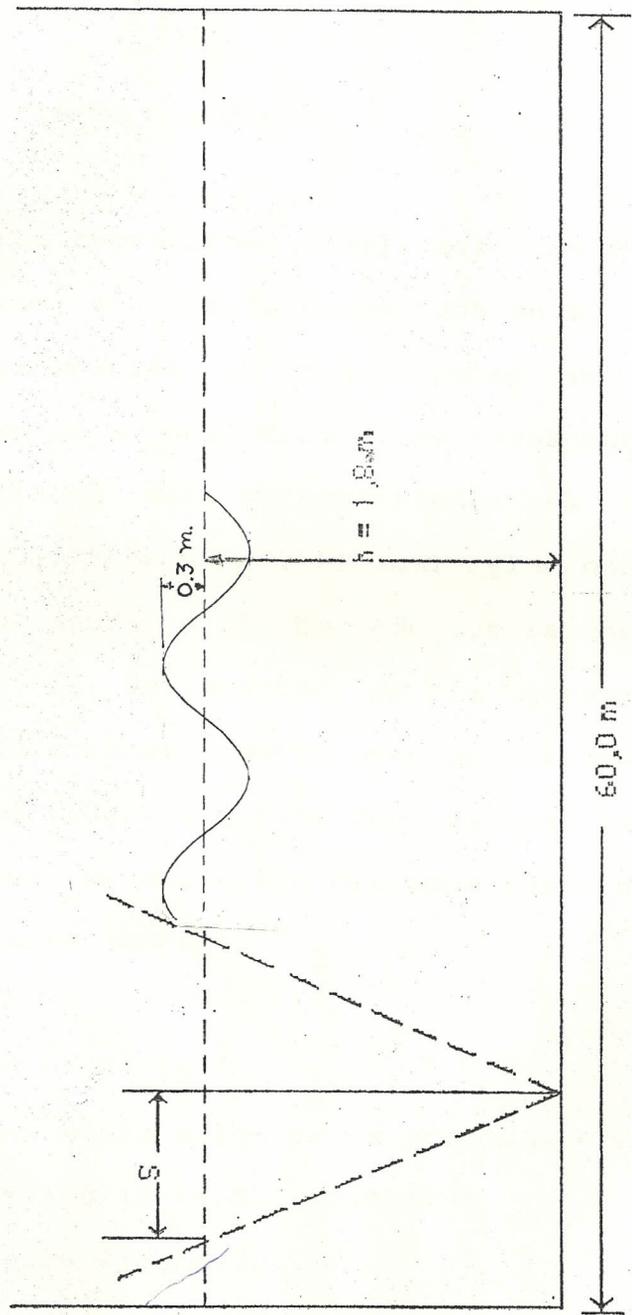


Fig. 6 DIMENSIONES DEL CANAL DE PRUEBAS HIDRODINAMICAS

dimensiones del tanque, se inician las operaciones que nos llevarán a determinar los parámetros de entrada para el cálculo del sistema.

### 3.2.1. Fuerza - potencia

Las operaciones realizadas están de acuerdo con el modelo presentado en el informe de generación de olas, donde se realiza un estudio analítico, las ecuaciones desarrolladas son parametrizadas en función del coeficiente  $\eta$ , el cual relaciona el nivel de agua con el periodo de la onda a generar y la aceleración de la gravedad. Estas ecuaciones fueron parametrizadas con el fin de llegar a curvas que estiman las condiciones de operación del generador de olas de forma sencilla<sup>(8)</sup>.

$$\eta = h / (T^2 \cdot g)$$

$$g \text{ aceleración de la gravedad} = 9,8 \text{ m/s}^2 \\ = 1,8 / (2^2 \cdot 9,8) = 0,00459$$

de la figura 7.

$$G_1 (\eta) = h / \Omega = 0,3$$

$$G_2 (\eta) = a / s = 1,0$$

$$G_3 (\eta) = F_r / E = 0,3$$

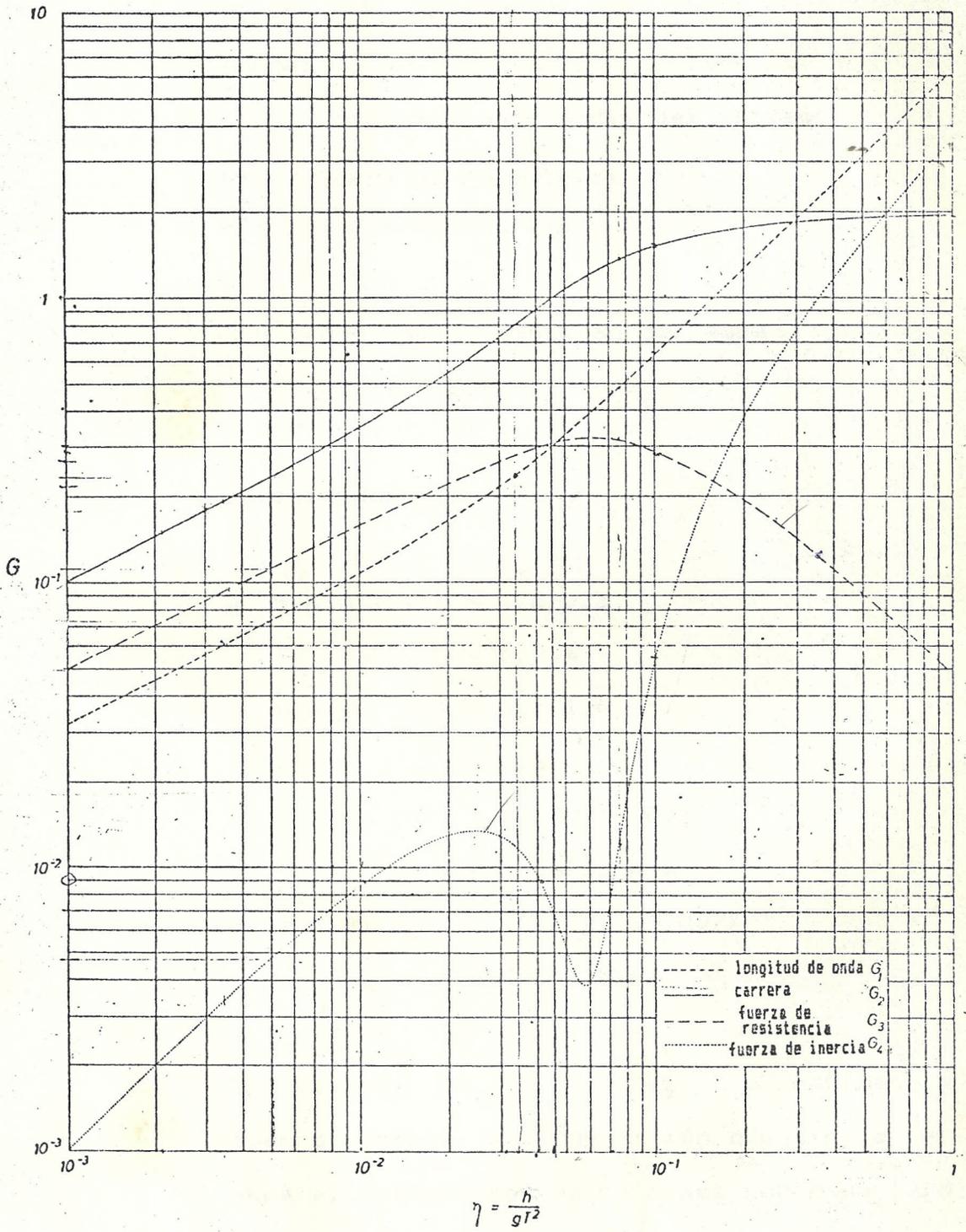


Fig.7 PARAMETROS PARA OLAS REGULARES

$$G_4 (\eta) = F_i / E = 0,007$$

donde:

s : desplazamiento medio del vástago

$F_r$ : fuerza de resistencia

$F_i$ : fuerza de inercia

$$E = \rho \cdot g \cdot h \cdot s$$

$$= 1.000 \text{ Kg}_m/\text{m}^3 \text{ densidad del agua}$$

$$= 1.000 \cdot 9,8 \cdot 1,8 \cdot 0,3 = 5.292 \text{ N/m}$$

obteniéndose;

$$\Omega = h/B_1 (\eta) = 1,8/0,3$$

$$= 6,0 \text{ m}$$

$$\xi = a/B_2 (\eta) = 0,3/1,0$$

$$= 0,3 \text{ m}$$

$$F_r = E G_3 (\eta) = (5.292) \cdot (0,3)$$

$$= 1.587,6 \text{ N/m}$$

$$F_i = E G_4 (\eta) = (5.292) \cdot (0,007)$$

$$= 37,04 \text{ N/m}$$

Los valores de  $F_r$  y  $F_i$ , estiman la fuerza debida a la oposición que ofrece el agua al movimiento de la placa sobre un lado de ésta solamente (8). Se tiene una paleta inmersa, por tanto los valores de fuerza de resistencia e inercia totales

serán:

$$F_{rr} = 2 \cdot E G_3(\eta) = 2 (1.587,6) \\ = 3.175,2 \text{ N/m}$$

$$F_{ii} = 2 \cdot E G_4(\eta) + (4\pi s)(M)/T$$

en la cual M es igual a 1/3 de la masa por unidad de ancho de la paleta.

$$M = 1/3 \cdot (\rho_{al})(w_o)(H)$$

$$\rho_{al} = 2.712 \text{ Kg/m}^3 \quad \text{densidad del aluminio}$$

$$w_o = 0,013 \text{ m.} \quad \text{espesor de la placa}$$

$$H = 2,0 \text{ m} \quad \text{altura de placa}$$

$$M = 23,504 \text{ Kg/m}$$

$$F_{ii} = 143,67 \text{ N/m}$$

$$F_{TT} = (F_{rr}^2 + F_{ii}^2)^{0,5} \\ = 3.178,95 \text{ N/m}$$

La potencia por unidad de ancho que transporta la onda en ambos lados de la paleta es:

$$P_{aa} = (\pi s F_{TT})/T$$

$$= 1,49781 \text{ Kwatt/m}$$

Potencia total llevada por la ola

$$P_T = w(P_{aa})$$

$$= 6,9 \text{ Kwatt}$$

El valor de potencia necesaria en el generador guarda relación con el mecanismo de generación. Este valor será presentado en las páginas siguientes.

Los valores de las fuerzas fueron encontrados tomando sumatorio de momentos con respecto al pivote, considerando que todas las fuerzas actúan en la superficie del agua<sup>(6)</sup>. Lo que indica que estos valores están sobreestimados.

La fuerza necesaria a desarrollar en el vástago ( $F_c$ ) es:

$$F_c = w (F_{TT})$$

$$= 14.623,17 \text{ N}$$

Asumiendo pérdidas del 15% en el actuador, se tiene:

$$F_d \text{ fuerza de diseño}$$

$$F_d = 14.623,17/0,85 = 17.203,73 \text{ N}$$

Dos métodos adicionales para medir los requerimientos de potencia del generador se presentan (6) .

2.- La energía en una onda de primer orden es igual a:

$$E = (\frac{1}{2} \rho g a^2) / B, \text{ por pie de frente de onda}$$

$$E = (1,94) \cdot (32,2) (0,3 - 3,28)^2 / 8$$

$$= 7,55 \Omega \text{ pie-lb/pie}$$

Para una onda de  $\Omega = 6,0 \text{ m}$

$$E_t = 7,55 \cdot (3,28 - 6,0) \cdot (4,6 - 3,28)$$

$$= 2.244 \text{ lb pie}$$

La potencia requerida es

$$P = E_t (2\pi/T) = 2.244 \cdot (2\pi/1,96) \cdot 1/550$$

$$= 13 \text{ hp}$$

La fuerza de inercia necesaria para acelerar la placa es

$$F_I = (4 \pi^2 M) / T^2$$

$$M = 1/3 (2 - 3,28) (4,6 - 3,28) (0,5/12) 169/32,2$$

$$= 7,1 \text{ Slug}$$

$$F = 147 \text{ lb}_f$$

$P_I$ : potencia necesaria para vencer la resistencia de la placa.

$$P_I = \pi X/T \cdot (F)_I \cdot 1/550$$

$$= 1,0 \text{ hp}$$

Asumiendo un 50% de eficiencia en el sistema

$$P_T = 2 (13 + 1,0) = 28,0 \text{ hp}$$

Para obtener la fuerza promedio necesaria para mover la placa se calcula primero el movimiento del punto sobre la superficie del agua en la paleta. Al igualar el volumen de agua dentro de una curva seno; se obtiene

$$1/2 (b - 3,28) (0,15 - 3,28) 1,25 = 1/2 (1,8 - 3,28) x$$

$$x = 2,0 \text{ pie}$$

$$v = x/T$$

x carrera media del vástago

v velocidad de propagación de onda

$$P_T = (F \cdot v) / 550$$

$$F = (550 \cdot P_T \cdot T) / x$$

$$F = 15.092 \text{ lb}_f$$

3.- A continuación se presenta el método que usa parámetros teóricos y experimentales.

$$NHP = (K/550) (1/16) m H^2 V \left( 1 + (4\pi d/2) / \text{Senh}(4\pi d/h) \right)$$

$$m = 62,4 \text{ lb/pie}^3 \quad \text{densidad del agua}$$

$$K = 2,0 \quad \text{factor para placa plana}$$

$v$  velocidad de propagación de onda

$$v = \left\{ (g\Omega/2\pi) \cdot \tanh 2\pi h/\Omega \right\}^{0.5}$$

$$= 9,81 \text{ pie/s}$$

$$\text{WHP} = (0,16) (15) = 2,4 \text{ hp}$$

$$\text{MMP} / \text{WHP} = 8$$

donde:

WHP potencia en Hp de la ola

MMP potencia en Hp del generador

$$\text{MHP} = 2,4 \cdot 8,0 = 19,0 \text{ hp}$$

Los requerimientos de potencia por los tres métodos se resumen en el siguiente cuadro:

Método	Potencia Kwatt
1	38,00
2	38,00
3	26,00

### 3.3. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

En general un sistema automático se considera compuesto por cuatro diferentes elementos, dispuestos de tal manera que forman un lazo cerrado, estos son:

- Proceso propiamente dicho
- Programa que se le impone
- Sistema de medición y retroalimentación
- Dispositivo ejecutor de la corrección

El dispositivo de medición cumple el papel ejercido por los sentidos en los procesos sometidos al control humano. Sirve en efecto para "observar" el resultado alcanzado, compararlo por retroalimentación con el valor deseado y para ocasionar finalmente la intervención del dispositivo corrector en función de la divergencia percibida entre el valor de salida y el deseado. Lo señalado se cumple en términos globales para cualquier sistema de control automático. Ahora describiremos la operación del sistema Electro-Hidráulico de control de posición.

Para permitir la obtención de resultados apropiados, es necesaria la concatenación entre el

elemento oleodinámico (servoválvula) y el sistema de programación (selección de movimientos deseados), a través del elemento de retroalimentación. Esto ocasiona el siguiente ciclo de operación: la variable a regular (señal de salida), medida continuamente con la ayuda del potenciómetro lineal y traducida a una señal de voltaje, se compara en el computador con el valor deseado; la diferencia entre ambos valores, se aplica a la servoválvula que es quien gobierna la acción del actuador, de modo que el error tienda a eliminarse. La diferencia entre la señal deseada y la de salida altera el equilibrio eléctrico de un "puente de medida" y origina una corriente diferencial de error; como ésta es de muy débil intensidad, se la hace pasar por un amplificador con el fin de que pueda accionar la servoválvula.

#### 3.4. DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRO-HIDRAULICO

Los datos necesarios para establecer las características de los componentes del circuito hidráulico corresponden a:

- Fuerza 17.203,73 N

- Desplazamiento del vástago 0,6 m.
- Frecuencia máxima 3,14 rad/s.

Estos valores rigen la selección de los elementos, Fig. 8

#### 3.4.1. Actuador hidráulico lineal

Es el órgano en el cual la energía hidráulica generada se convierte en energía mecánica de utilización. El tipo de movimiento requerido es alternativo con velocidades iguales en el avance y retorno. De ahí que el actuador será de doble vástago con doble efecto.

El fluido es orientado al cilindro a través de la servoválvula. Se asume que la caída de presión que une a éstos dos componentes es nula.

Con una presión de suministro ( $P_s$ ) en el puerto de entrada de la servoválvula de 310 bar y tomando como referencia que el rango de operación recomendado en una

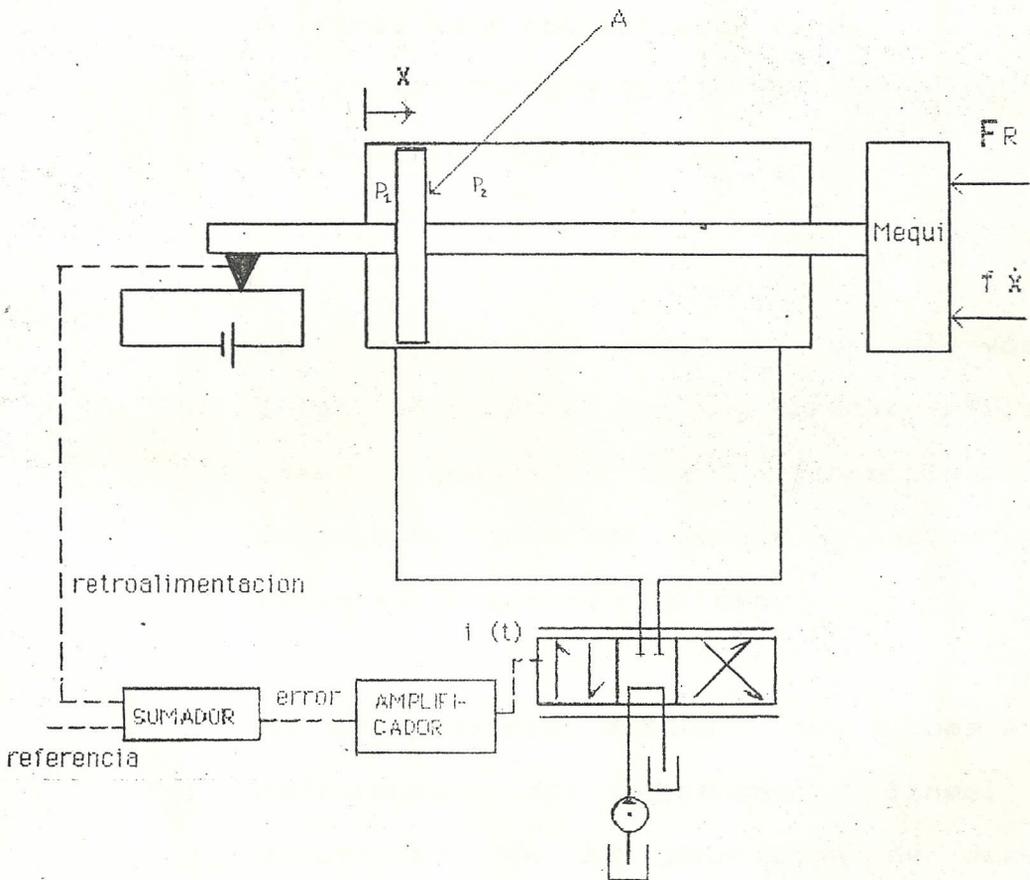


FIG 8 DIAGRAMA DEL LAZO DE CONTROL

servoválvula es dentro de los 2/3 de la presión de suministro ( 1/3  $P_s$  es la caída de presión en ésta); tenemos (9):

$$A = F_d / (2/3 P_s )$$

A área neta del actuador lineal

$$\begin{aligned} A &= 17.203,73 / (2/3 310 \cdot 10^5) \\ &= 8,32 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Los movimientos generados en el vástago están en relación con las características de las a generar. Las correcciones al movimiento generado surgen de las curvas de calibración que se realicen.

En el presente diseño se tomará al movimiento del actuador lineal como sinusoidal. En la generación de olas de superficie dentro de laboratorio se producen olas de baja amplitud y muy corta longitud longitud de onda en la frecuencia de la paleta, dando por resultado la ola principal y una o más pequeñas olas superpuestas, éstas son conocidas como armónicas libres, para eliminarlas se da a la paleta un

movimiento compuesto por los armónicos y no sólo el armónico simple (10) . Bajo las condiciones señaladas, a continuación se presenta el comportamiento del actuador lineal.

- Desplazamiento

$X(t)$  posición

$$X(t) = 2 \text{ s } \text{ Sen } (2\pi/T t) \text{ m.}$$

$$X(t) = 0,6 \text{ Sen } (\pi t) \text{ m.}$$

- Velocidad

$$\dot{X}(t) = 1,88 \text{ Cos } (\pi t) \text{ m/s}$$

$$\text{Vel. máx.} = \pm 1,88 \text{ m/s}$$

$$\text{Vel. prom.} = \pm 1,2 \text{ m/s}$$

- Aceleración

$$\ddot{X}(t) = - 5,92 \text{ Sen } (\pi t) \text{ m/s}^2$$

- Flujo de aceite en el cilindro

$$Q(t) = A \cdot \dot{X}(t)$$

$$= 0,00156 \text{ Cos } (\pi t) \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{flujo máx.} = 0,00156 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{flujo prom.} = 0,000993 \text{ m}^3/\text{s}$$

#### 3.4.1.1. Modelo matemático

Para desarrollar el modelo se considerará efectos de: fuga, compresibilidad del fluido y condiciones iniciales iguales a cero, Fig 9.

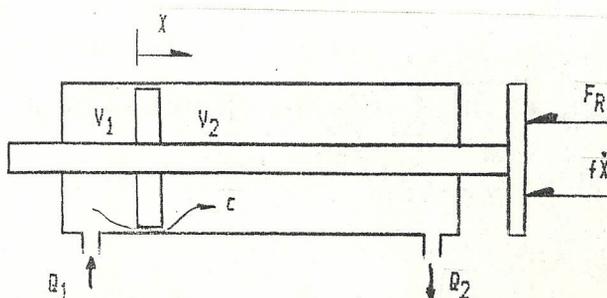


Fig. 9 Esquema del actuador lineal con las cargas aplicadas

- $c$  coeficiente de fugas
- $B$  módulo de compresibilidad
- $V_1$  Volumen en compresión
- $V_2$  Volumen en compresión

$F_R$  es la fuerza de resistencia que el agua opone al avance del pistón.

$fX$  corresponde al total de fuerza viscosa desarrollada en el actuador y entre los bordes de la placa con las paredes del tanque.

Los flujos  $Q_1$  y  $Q_2$  tienen tres componentes: el primero corresponde a la velocidad del pistón, el segundo a las fugas y el tercero a la compresibilidad del fluido.

- Flujo  $Q_1$

$$Q_1(t) = A \cdot dx(t)/dt + c \cdot (P_1(t) - P_2(t)) + V_1 / B \cdot dP_1(t)/dt \quad (1)$$

- Flujo  $Q_2$

$$Q_2(t) = A \cdot dx(t)/dt + c \cdot (P_1(t) - P_2(t)) - V_2 / B \cdot dP_2(t)/dt \quad (2)$$

Realizando un sumatorio de fuerzas presentes en el actuador lineal tenemos:

$$F_g = (P_1(t) - P_2(t)) \cdot A = M \cdot d^2x(t)/dt^2 + f \cdot dx(t)/dt + F_R \quad (3)$$

donde:

$F_g$  : Fuerza generada

$M$  : masa total

$f$  : coeficiente de amortiguamiento viscoso

$F_R$  : carga externa aplicada sobre  
el pistón

despejando la diferencia de presiones:

$$(P_1(t) - P_2(t)) = 1/A \left( M \cdot d^2X(t)/dt^2 + f \cdot dX(t)/dt + F_R \right) \quad (4)$$

Esta ecuación relaciona la diferencia de presiones en el actuador lineal con las cargas aplicadas al pistón.

### 3.4.2. Servoválvula

En los casos en que es necesario manejar altas razones de caudal manteniendo una respuesta satisfactoria, las servoválvulas de dos etapas son las que cumplen con estos requerimientos. En las de una etapa, la respuesta no satisfactoria en estas condiciones de operación se debe a la alta inercia en el carrete distribuidor de caudal y a las fuerzas desarrolladas por el flujo (cantidad de movimiento).

#### 3.4.2.1. Modelo matemático

La respuesta dinámica de los dispositivos eléctricos en la servoválvula se efectúa con mayor rapidez comparada a la realizada en los mecanismos que originan la variación de flujo de aceite, esto bajo la condición que la relación de amplitud y ángulo de fase sean de 0 dB y 0 grados respectivamente en el rango de frecuencias a ensayar en el sistema<sup>(9)</sup>. En la figura 10 se muestran las características de respuesta a la frecuencia. Como el rango de frecuencias de operación es 0 - 0,5 Hz, se puede considerar que las características de la servoválvula son independientes de la frecuencia.

$K_q$  Ganancia de flujo

relaciona el flujo de aceite a la abertura de la válvula si la presión permanece constante.

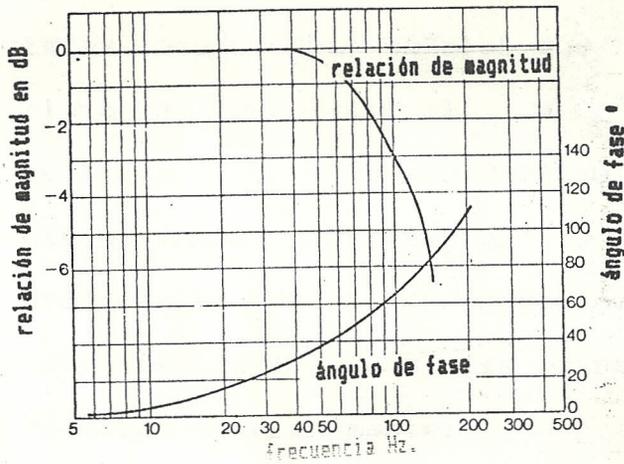
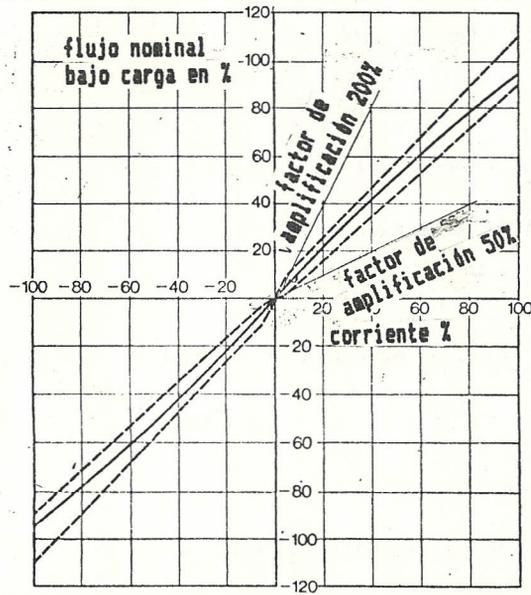


Fig.10 Curvas de comportamiento de la servoválvula

Servoventile, 2stufige Bauart

Typ. HDSV 2 DH...

System DOWTY

HERION

$K_C$  Coeficiente flujo (vs) presión. Relaciona el flujo de aceite a la presión si la abertura de la válvula permanece constante.

Los flujos  $Q_1$  y  $Q_2$  resultan ser:

$$Q_1(t) = K_q \cdot i(t) - K_C \cdot P(t) \quad (5)$$

$$Q_2(t) = K_q \cdot i(t) + K_C \cdot P(t) \quad (6)$$

Estas ecuaciones señalan que la razón de flujo es proporcional a la corriente aplicada a la servoválvula y también directamente proporcional a la caída de presión en ésta. Aproximaciones que son posibles realizar si se tiene presente lo señalado anteriormente.

### 3.4.3. Acumulador oleoneumático

La función fundamental es la de acumular energía potencial en forma de líquido a presión para restituirla en el momento requerido y con la rapidez deseada. La

energía se acumula en los periodos en que se precisa poco consumo de aceite a presión, de tal forma se reduce el tamaño de la bomba de alimentación. Otras razones para el uso de acumuladores en los circuitos hidráulicos son:

- 1.- Reducir las variaciones de presión.
- 2.- Atenuar las aceleraciones y desaceleraciones del fluido en las líneas.

El ciclo de trabajo del actuador lineal es función del movimiento a generar. El tamaño del acumulador se calcula en función de los requerimientos de flujo del ciclo y de las presiones de precarga, máxima y mínima de operación.

El volumen que suministra el acumulador es la diferencia entre el volumen requerido en medio ciclo y el flujo promedio multiplicado por el tiempo en que debe de actuar el acumulador.

$$V_0 = 1,53 \int_{1,78}^{1,28} \text{Sen } \pi t \, dt - 1,0(2,26 - 1,78)$$

$$V_0 = 0,21 \text{ lt.}$$

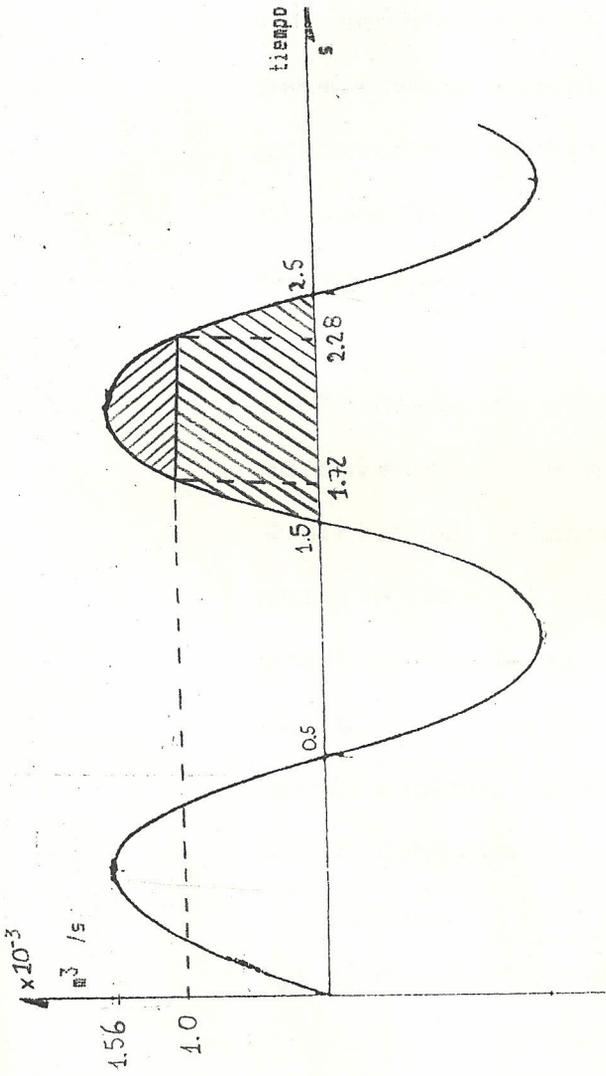


Fig.11 Requerimiento de flujo en el ciclo

- ///// volumen suministrado por la bomba
- ////// volumen suministrado por el acumulador
- $V_0$

En el campo oleodinámico, donde se tiende a conseguir elevadas y eficientes concentraciones de energía en el mínimo espacio, se han ideado acumuladores capaces de contener y de separar a la vez el gas y el líquido, permitiendo además el montaje del aparato en posiciones distintas de la vertical. Tal dispositivo es el acumulador oleoneumático de vejiga.

El problema es el de calcular el volumen del acumulador necesario para absorber y suministrar la cantidad de aceite cuando la presión en el circuito varíe entre las presiones máxima y mínima de trabajo. El cálculo se realiza, en primera aproximación, aplicando la conocida ley de Boyle tenemos:

$$V_a = (V_0 \cdot (P^*_{2} - P^*_{1}) / P^*_{2}) \cdot P^*_{1} / P_0 \text{ (lt.)}$$

donde:

$V_a$  : volumen del acumulador

$P_0$  : presión de precarga

$P^*_{1}$  : presión mínima de trabajo 310 bar

$P^*_2$  : presión máxima de trabajo 414 bar

La relación  $P_0 / P^*_1 = Z$  define la presión previa del gas (presión de precarga). Suele estar comprendida entre 0,5 y 0,7 a título indicativo (11).

Con  $Z = 0,7$

$$P_0 = (0,7)(310) = 217 \text{ bar}$$

$$V_a = (V_0 - P^*_2) / (Z - (P^*_2 - P^*_1)) \text{ lt.}$$

$$= 1,2 \text{ lt.}$$

Esta relación sólo puede considerarse válida cuando los cambios de estado termodinámicos del gas se realizan con cierta lentitud, de manera que durante los mismos se cumpla la hipótesis de temperatura constante. "La práctica demuestra que la ecuación anterior da resultados satisfactorios para tiempos de carga o descarga superiores a tres minutos(11)".

En nuestro caso, el ciclo tiene lugar en un tiempo aproximado de un minuto. Bajo estas condiciones el comportamiento del gas es adiabático, puesto que todo el calor

desarrollado no tiene tiempo de transmitirse al exterior y se traduce en un cambio de temperatura del gas, de donde:

$$P \cdot V^{1,4} = \text{const.}$$

$$V_a = (V_0 \cdot P_2^{0,72}) / P_1^{0,72} (P_2^{0,72} - P_1^{0,72})$$

$$= 1,45 \text{ lt.}$$

Por lo tanto las características del acumulador son:

- Presión de precarga	217 bar
- Presión mínima de trabajo	310 bar
- Presión máxima de trabajo	414 bar
- Volumen del acumulador	1,45 lt

#### 3.4.4. Bomba

Debido a que el sistema trabaja con presiones elevadas es recomendable el uso de bombas de pistones de carrera fija.

De los datos obtenidos en el actuador tenemos que el flujo promedio a suministrar por la bomba es  $0,000993 \text{ m}^3/\text{s}$ . Tomando una

eficiencia volumétrica del 90% (valor típico) el caudal promedio a manejar es  $0,001103 \text{ m}^3/\text{s}$ . Por tanto se requiere:

- Caudal  $0,001103 \text{ m}^3/\text{s}$
- Presión de suministro 330 bar

#### 3.4.5. Tuberías

Se conectan entre sí los distintos elementos que conforman una instalación oleodinámica usando tubos, los cuales pueden ser rígidos y flexibles (mangueras). Los primeros son utilizados para elevadas presiones en equipos fijos; también existen tuberías flexibles para elevadas presiones cuya estructura consiste en una disposición alternada de capas de tejido de goma y vainas metálicas formando mallas trensadas.

##### 3.4.5.1. Tubería de succión

En la línea de succión de la bomba, el fluido no puede tener una velocidad mayor a  $1,5 \text{ m/s}$ , con el fin de reducir las posibilidades de

cavitación en la bomba (12)

El caudal promedio necesario en el circuito es de  $0,001013 \text{ m}^3 / \text{s}$ .

$$A = Q_{\text{p}} / V$$

V: Velocidad máxima 1,5 m/s

$$A = 735,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

d: diámetro = 0,0306 m.

Es por lo tanto aconsejable utilizar un diámetro mayor o igual a 0,0306 m

#### 3.4.5.2. Tubería de distribución

Dentro de las tuberías de distribución, la velocidad del fluido debe ser menor a 4,5 m/s. De esta forma se evitan: a) elevadas cargas de impacto sobre las válvulas, en los momentos de cierre de éstas. b) elevadas pérdidas por fricción, que ocasionan el incremento de temperatura en del fluido con su consiguiente cambio de

propiedades (12).

$$V = 4,5 \text{ m /s}$$

$$A = Q_g / V = 346,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$d = 0,02101 \text{ m}$$

El diámetro a utilizar será mayor ó igual a 0,02101 m.

Las líneas de retorno deben ser de mayor diámetro que las tuberías de distribución. Con el objeto de que la descarga al tanque se lleve a efecto a menor velocidad, disminuyendo la tendencia en la formación de burbujas que incrementan el aire no disuelto en el aceite.

#### 3.4.5.3. Pérdidas de presión

En todo circuito recorrido por un fluido cualquiera se opone a la circulación del mismo dos tipos de resistencia: una localizada en ciertos puntos, la otra distribuida a lo largo del circuito.

### Resistencia distribuida

#### Línea de succión

La caída de presión por unidad de longitud está expresada por:

$$\Delta P / L = f \cdot (1/d) \cdot (\rho_o/2) \cdot V^2$$

donde:

f factor de fricción

$\rho_o$  densidad del fluido

L longitud

d diámetro interno de la línea

V velocidad promedio

$\nu$  viscosidad cinemática

El coeficiente de resistencia f y, en consecuencia el valor de la pérdida de carga, está determinado por el tipo de régimen según el cual se produce la circulación del líquido en los diferentes tramos. Se distinguen dos tipos de régimen: el laminar y el turbulento.

La condición de régimen laminar propia de las bajas velocidades en ductos lisos, se caracteriza por el movimiento rectilíneo y paralelo de los cilindros ideales de flujo, concéntricos y de espesor infinitesimal, en los que puede imaginarse descompuesto el flujo total. El coeficiente de resistencia está dado por:

$$f = 64/R_e$$

Donde  $R_e$  es el número de Reynolds. Para simplificar se considerará una velocidad media, supuesta constante en toda la sección de flujo.

$$R_e = V \cdot d / \nu$$

Al sobrepasar el valor límite (velocidad crítica), que depende de las características del líquido y del diámetro de la tubería, el régimen se torna turbulento.

$$f = 0,332/R_e^{0.25} \quad (\text{flujo turbulento})$$

Línea de succión:

$$R_e = V \cdot d / \nu$$

$$\begin{aligned} R_e &= 1,5 \cdot 0,00306 / 0,000004 \\ &= 1.148 \end{aligned}$$

Como  $R_e < 2.500$  entonces el  
flujo es laminar

$$f = 0,056$$

$$\begin{aligned} \Delta P/L &= 1.792 \text{ N/m}^2 \cdot 1/\text{m} \\ &= (0,01792 \text{ bar/m}) \end{aligned}$$

Líneas de distribución

$$\begin{aligned} R_e &= 4,5 \cdot (0,002101) / 0,00004 \\ &= 2.364 \end{aligned}$$

Como  $R_e < 2.500$  entonces el flujo  
es laminar

$$f = 0,027$$

$$\begin{aligned} \Delta P/L &= 11.405 \text{ N/m}^2 \cdot 1/\text{m} \\ &= (0,1141 \text{ bar/m}) \end{aligned}$$

#### 3.4.6. Válvula reguladora de presión.

Pertenece al grupo de válvulas de control de presión, su función es la de crear entre la entrada y salida de la válvula una

disminución de presión que permita mantener constante el valor de ésta antes de la servoválvula.

Flujo máximo	1,60-10 m /s
Rango de presión ajustable	250 - 310 bar

#### 3.4.7. Válvula de seguridad

Tiene la función de establecer comunicación entre la línea de presión ( a la cual se halla conectada en derivación) y el depósito, cuando se alcanza el valor límite fijado de antemano. De tal forma se evitan a los órganos y a las líneas de conducción los desperfectos que podría ocasionarles un aumento incontrolado de presión.

Flujo máximo	1,60-10 m /s
Rango de presión	310 - 350 bar

#### 3.4.8. Filtro

En el paso a través de los diversos elementos y de las tuberías, al aceite se le incorporan impurezas que, de forma general son de dos tipos: partículas producto del desgaste de los elementos en movimiento que

tienen contacto con él, y partículas de diversa naturaleza (lodos). Esto señala que además de la renovación de un aceite por envejecimiento, es necesario contar con equipos que reduzcan las posibilidades de incorporación de agentes que perjudiquen la calidad del fluido de trabajo. Esta función la cumplen los filtros.

Número de malla: menor o igual a 10 micrones

Flujo máximo 1,60-10 m /s

Diferencia de presión 10,00 bar

### 3.5. DETERMINACION DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA

Corresponde combinar las ecuaciones desarrolladas para llegar a una expresión que relacione la variable de salida y entrada.

Igualando las ecs. 1 y 5, obtenemos:

$$A \cdot dx(t)/dt + c \cdot (P_1(t) - P_2(t)) + V_1/B \cdot dP_1(t)/dt = K_q \cdot i(t) - K_c \cdot P_1(t) \quad (7)$$

de ecs. (2) y (6):

$$A \cdot dx(t)/dt + c \cdot (P_1(t) - P_2(t)) - V_2/B \cdot dP_2(t)/dt = K_q \cdot i(t) + K_c \cdot P_2(t) \quad (8)$$

sumando ecs. (7) y (8)

$$2K_q i(t) - K_c (P_1(t) - P_2(t)) = 2A \cdot dx(t)/dt + 2c (P_1(t) - P_2(t)) + \\ + 1/B \cdot (V_1 \cdot dP_1/dt - V_2 \cdot dP_2(t)/dt) \quad (9)$$

Reemplazando la diferencia de presiones de la ecs. (4) en (9), tomando transformadas de Laplace tenemos:

$$K_q / A \cdot I(s) = K_c / 2A^2 \{ [Ms^2 + fs]X(s) + F_r(s) \} + c/A^2 \{ [Ms^2 + fs]X(s) + F_r(s) \} + \\ + Vs/4A^2 B \{ [Ms^2 + fs]X(s) + F_r(s) \} + sX(s)$$

Al agrupar términos obtenemos:

$$X(s) = \frac{\frac{K_q}{A} I(s) - \frac{K_c}{2A} \left( 1 + \frac{c}{2K_q} + \frac{V}{2K_c B} s \right) F_r(s)}{\frac{M}{2B} \frac{V}{A^2} s^3 + \left( \frac{K_c M}{2A^2} + \frac{cM}{A^2} + \frac{Vf}{4A^2 B} \right) s^2 + \left( \frac{K_c f}{2A^2} + \frac{cf}{A^2} + 1 \right) s}$$

En donde se ha tomado  $V_1 = V_2$ , debido a:

La frecuencia natural hidráulica está dado por

$$\omega = \left[ \frac{2BA}{M} + \left( \frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \right]^{0.5}$$

El valor mínimo ocurre cuando  $V_1 = V_2$ , lo que ocurre en la posición centrada del pistón, de ahí

$$\omega = \left[ \frac{4BA^2}{MV} \right]^{0.5}$$

donde  $V$  es el volumen total de aceite en el cilindro.

Las fugas de aceite entre pistón y camisa del cilindro y entre cabezal del cilindro y vástago se evitan por medio de juntas dinámicas; las fugas entre cabezales y camisa de cilindro, así como el pistón y su vástago, mediante juntas estáticas, dándose por construcción un factor de fugas nulo Fig.12.

El término  $K_C f/2A^2 \ll 1$  (13) Con estas simplificaciones resulta:

$$X(s) = \frac{\frac{K_q}{A} I(s) - \frac{K_C}{2A^2} \left(1 + \frac{V}{2K_C B} s\right) F_R(s)}{\frac{M V}{4 B A^2} s^3 + \frac{K_C M}{2 A^2} s^2 + s}$$

El Factor de amortiguamiento resulta ser directamente dependiente del coeficiente presión - flujo ( $K_C$ ) en ausencia de otro tipo de amortiguamiento.

### 3.5.1. Estimación de constantes

La función de transferencia debe ser conocida por los valores numéricos, con el fin de poder cuantificar el comportamiento del sistema.

#### 3.5.1.1. Frecuencia natural

De forma similar a un resorte, actúa el fluido que está entre el pistón

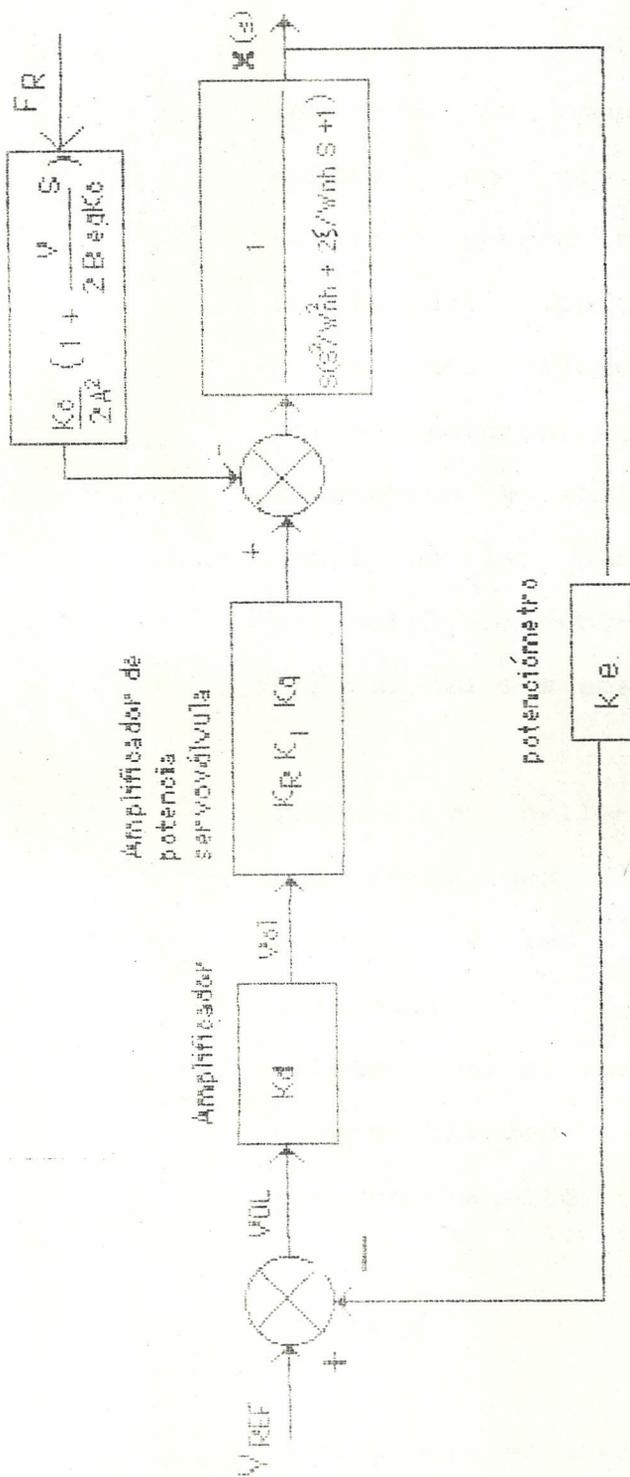


Fig. 12 REPRESENTACION DEL DIAGRAMA DE BLOQUES DEL SERVOSISTEMA

y cilindro sometido a presión, debido a la compresibilidad que existe en el fluido. Fenómeno similar ocurre en el aire no disuelto del aceite y en el cuerpo mismo del cilindro. Conociendo éstos factores, el volumen en compresión y la masa equivalente total de las partes en movimiento es factible encontrar la frecuencia natural del sistema.

Debemos de hallar el módulo de compresibilidad equivalente<sup>(9)</sup>, debido a las energías de deformación almacenadas que existen en: el cuerpo del cilindro, compresibilidad del aceite y el aire no disuelto.

### Cilindro

Debido a la expansión en el cuerpo del cilindro sometido a presión, se almacena energía de deformación, la cual es cuantificada por el módulo

de compresibilidad de éste que es estimado por:

$$\frac{1}{B_c} = \left( \frac{D_{ex}^2 + D_{in}^2}{D_{ex}^2 - D_{in}^2} + \nu \right) \frac{2}{E}$$

donde:

$$\text{relación de Poisson} = 1/3$$

El diámetro exterior es desconocido, se hará una estimación llegándose a obtener un valor mínimo, con el cual se estima el menor valor de frecuencia hidráulica natural. A medida que éste sea mayor la frecuencia también lo será. El diámetro exterior es determinado por (11):

$$\frac{D_{ex}}{D_{in}} = \left( \frac{(\sigma_{ad} + 0,4P)}{(\sigma_{ad} - 1,3P)} \right)^{0,5}$$

donde:

E: módulo de Young                      9-10  $10^{10}$

N/m<sup>2</sup>

P: presión                                  310 k p/cm<sup>2</sup>

$\sigma_{ad}$ : esfuerzo admisible 2.000  
kp/cm<sup>2</sup>

$D_{in}$  diámetro int. cilindro  
0,064 m

$D_{ex}$  diámetro ext. cilindro

$$\frac{D_{ex}}{D_{in}} = 1,15$$

$$D_{ex} = 0,0697 \text{ m}$$

Remplazando éste valor en la ecuación del módulo de compresibilidad se obtiene:

$$B_c = 6,11 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$

#### Fluido

La compresibilidad del fluido es definida como el cambio en volumen por unidad de cambio de presión. El módulo de volumen es el recíproco de la compresibilidad, el valor característico para el aceite es:

$$B_f = 14,0 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

#### Aire

El módulo efectivo de compresibilidad se ve reducido drásticamente

por la presencia de aire no disuelto en el aceite. Por lo general para ser conservativos se supone que esto ya es parte de las condiciones de operación.

Asumiendo que existe un 1% de volumen de aire no disuelto, se tiene

$$\begin{aligned} 1/B_a &\approx (V_{\text{aire}} / V_{\text{aceite}}) \cdot (1/P) \\ &\approx (1/100) \cdot (1/310 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2) \end{aligned}$$

$$B_a \approx 3,10 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$

de donde el módulo de compresibilidad equivalente es:

$$\begin{aligned} 1/B_{\text{eq}} &= 1/B_A + 1/B_a + \\ &+ 1/B_C \end{aligned}$$

$$B_{\text{eq}} = 8,37 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

#### Masa equivalente

En el sistema intervienen tres masas inerciales que son:

a.- La masa de la estructura de la placa generadora de olas.

b.- La que corresponde a la fuerza inercial producida por el agua.

c.- La masa de aceite que fluye por las tuberías con una aceleración  $A/a$  veces la del pistón.

La primera puede ser ya cuantificada, las siguientes se las estima a continuación.

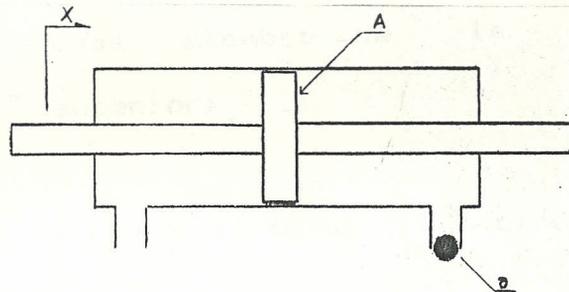


Fig. 13 Influencia del aceite en compresión

a: sección de la manguera

A: área neta del émbolo

m: masa promedio de fluido en compresión

Para la línea de sección a que contiene una masa m de fluido, la

cual se traslada con una razón de cambio de velocidad de  $dV/dt = d^2 Y(t)/dt^2$ . El fluido se mueve con una aceleración  $A/a$  veces la del vástago; por tanto, aplicando la segunda ley de Newton:

$$P_2 - a = m \cdot A/a - d^2 X(t)/dt^2$$

$$P_2 = m \cdot A/a + d^2 X(t)/dt^2$$

si multiplicamos por  $A$  en cada miembro de la ecuación anterior:

$$P_2 \cdot A = m \cdot (A/a) + d^2 X(t)/dt^2$$

$m \cdot (A/a)$  es la masa equivalente de aceite

$M_{\text{equi T}}$  masa equivalente total

$M$  masa a mover

$$M_{\text{equi T}} = M + m \cdot A^2/a^2$$

$a$  aceleración promedio del vástago

$$a = 3,77 \text{ m/s}^2$$

$$M = F_{II} / a$$

$$M = 143,67 \cdot 4,6/3,77 = 175,36 \text{ Kg.}$$

$$m = (A \cdot s + a \cdot L)$$

$L$  longitud de manguera = 2,0 m

$m = 0,95$  Kg

$A^2 / a^2 = 4,02$

$M_{\text{equi T}} = 175,36 + 4,02 \cdot 0,95$

= 179,18 kg

Colocando éste valor en la fórmula de la frecuencia natural hidráulica se tiene:

$\omega_n = 160,97$  rad/s

Para que las condiciones de operación sean satisfactorias es necesario que la frecuencia de trabajo sea mucho menor que la frecuencia natural del sistema. En nuestro caso comparando con la frecuencia de trabajo (3,14 rad/s) se espera un comportamiento aceptable.

### 3.5.1.2. Factor de amortiguamiento

El factor de amortiguamiento en un sistema Electro-Hidráulico está afectado tanto por el sistema eléctrico como por el hidráulico.

El poder descartar la influencia en éste por parte del sistema eléctrico depende del ancho de banda y de las frecuencias a ensayar en el equipo. En nuestro caso se puede despreciar las características dinámicas de la parte eléctrica.

El factor  $K_C$  en una servoválvula está variando continuamente, en cuanto varíe la posición del manguito distribuidor de caudal. Dando por lo tanto un factor de amortiguamiento variable. Este coeficiente de presión (vs) caudal es mínimo para la posición centrada del carrete y en consecuencia también un factor de amortiguamiento mínimo. Mediciones de los factores de amortiguamiento en la posición centrada dan valores de entre 0,1 y 0,2<sup>(13)</sup> Se asumirá  $\zeta = 0,2$ . De la función de transferencia se tiene:

$$\frac{2\zeta}{\omega_n} = \frac{K_C M}{2A^2}$$

De donde despejando el valor del coeficiente de flujo - presión obtenemos:

$$K_C = 1,952 \cdot 10^{-11} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{N}/\text{m}^2}$$

El determinar razones de amortiguamiento bajas, está justificada por:

- a.- La fricción que en todo sistema real existe aumentan su valor.
- b.- Al incrementar la carrera del carrete de la válvula, se incrementa la velocidad del pistón, el factor de amortiguamiento se incrementa también a un valor mayor que la unidad (13).
- c.- Cuando la presión de carga tiende a aproximarse a la presión de suministro, la ganancia de flujo que está en función de la raíz cuadrada de la presión de suministro baja y ocasiona un pico de resonancia. Esto para entradas sinusoidales a una frecuencia

cercana a la de resonancia.

### 5.5.1.3. Constante de velocidad

Las diferentes ganancias de los dispositivos eléctricos multiplicada por la ganancia hidráulica del sistema es conocida como constante de velocidad.

De la servoválvula HERIDN HDSV 2DH65 1000 A01 con características:

$$Q \text{ caudal} = 1,0833 \text{ lt/s}$$

$$I_{\text{máx.}} = 10 \text{ mAmp.}$$

$K_i - K_q$  ganancia de flujo de la servoválvula en términos de corriente.

Para una de dos etapas está determinada por:

$$K_i - K_q = \frac{Q - (P_s / \Delta P) 0,5}{I_{\text{máx.}}}$$

$\Delta P$  caída total de presión en la servoválvula. En la práctica la diferencia de presiones rara vez

excede los 2/3 de la presión de suministro<sup>(9)</sup> .

$$= \frac{1,0833 \cdot 10^{-3} \cdot (3)^{0,5}}{10 \cdot 10^{-3}}$$

*exponente*

$$= 0,1876 \text{ m}^3 / \text{s} // \text{Amp.}$$

de donde tenemos que la constante de velocidad es:

$$K_{qe} / A = K_r \cdot K_e \cdot K_i \cdot K_q / A$$

donde:

$K_d$  (Vol/Vol) constante del amplificador operacional

$K_e$  (Amp./m) constante de transformación del potenciómetro

$K_r$  (Amp/Vol) constante de transformación del motor de torque de la servoválvula HERION HDSV 2DH65 1000 A01

$$K_r = 1/1000 \text{ Amp/Vol}$$

$$K_d = 10 \text{ Vol/Vol}$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$= \frac{(1/1000) (0,1876) (10) K_e}{8,32 \cdot 10^{-4}}$$

$$= 2,26K_e$$

Debido a que la razón mínima de amortiguamiento está comprendida entre los valores 0,1 y 0,2; la constante de velocidad se encuentra entre 20 y 40% de la frecuencia hidráulica natural (13) . Tomando el 20% tenemos:

$$K_{qe} / A = 0,2\omega_n$$

$$= 32,194 \text{ rad/s}$$

Por tanto en el potenciómetro de retroalimentación se requiere que posea una constante de:

$$K_e = 32,194 / 2,26 = 14,25 \text{ Vol/m}$$

### 3.5.2. Función de transferencia global del sistema

Reemplazando los valores de las constantes encontradas en las funciones de transferencia parciales tenemos:

$$\frac{K_c}{2 A^2} \left( 1 + \frac{V}{2 K_c B} s \right) F(s) = 1,41 \cdot 10^{-5} (1 + 0,016 s)$$

$$\frac{1}{1} \quad \frac{1}{1}$$


---


$$\frac{M V}{4 B A^2} s^3 + \frac{K_c M}{2 A^2} s^2 + s \quad 3,86 \cdot 10^{-5} s + 2,48 \cdot 10^{-3} s + s$$

$$= \frac{25.911,34}{s (s^2 + 64,388 s + 25.911,34)}$$

En la figura 14 se presenta el diagrama de bloques correspondiente.

### 3.6. INFLUENCIA DE LA SEÑAL DE PERTURBACION EN LA RESPUESTA DEL SISTEMA

#### 3.6.1. Señal perturbadora

La fuerza  $F_r(t)$  es un valor que permanece aproximadamente constante para cada frecuencia de ola a generar<sup>(8)</sup>. Por tanto la tomaremos como una señal escalón.  $F_r(t)$  está dada por:

$$F_R = \left\{ \frac{\alpha - 1 + [1 - (\alpha/\theta_0)^2]^{0,5}}{\alpha} \right\}^2 \cdot E$$

donde:

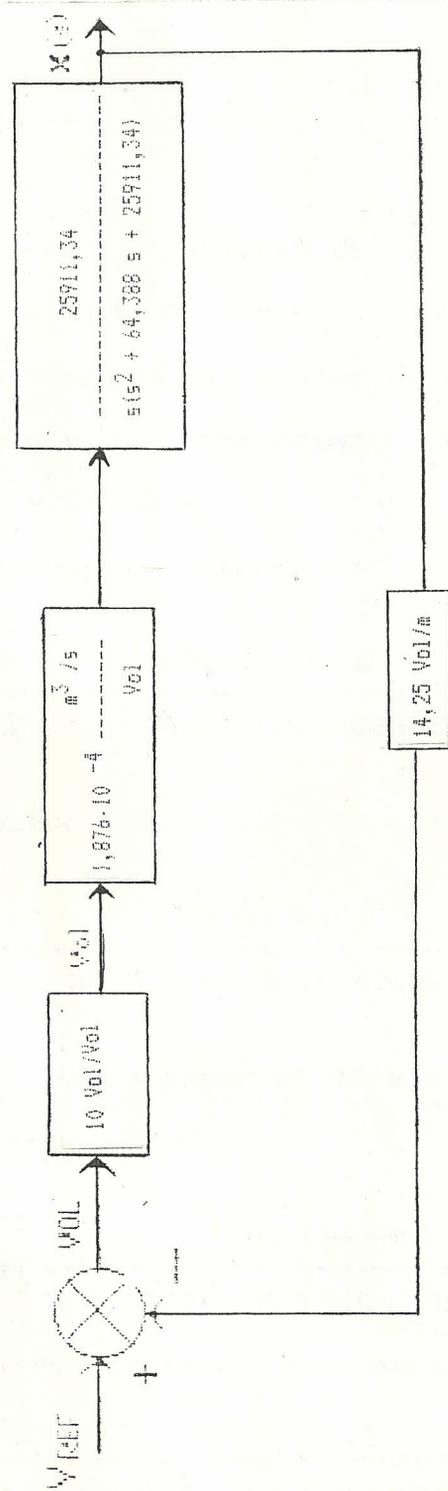


Fig. 14 REPRESENTACION DEL DIAGRAMA DE BLOQUES DEL SERVOSISTEMA SIMPLIFICADO

$$\alpha = \frac{w^2 h}{g}$$

$\theta_0$  es la solución de la ecuación

$$\theta_0 \cdot \tanh \theta_0 = \alpha$$

La frecuencia máxima de ola a ensayar es de 3,14 rad/s, entonces:

$$F_r = 2.130 \text{ N}$$

Con  $V_{ref} = 0$  tenemos:

$$\frac{X(s)}{F_R(s)} = \frac{0,3654 (1 + 0,016 s)}{s(s^2 + 64,39 s + 25.911,34) + 832.628,6}$$

factorando

$$\frac{X(s)}{F_R(s)} = \frac{0,3654 (1 + 0,016 s)}{(s + 33,47) (s^2 + 30,92 s + 24.876,45)}$$

Al descomponer el término de segundo orden tenemos:

$$X(s) = \frac{778,3 (1 + 0,016 s)}{s (s + 33,47) (s + 15,46 - j156,96) (s + 15,46 + j156,96)}$$

Aplicando fracciones parciales

$$= \frac{B_0}{s} + \frac{B_1}{(s + 33,47)} + \frac{B_2}{(s + 15,46 - j156,96)} + \frac{B_3}{(s + 15,46 + j156,96)}$$

al resolver se tiene:

$$B_0 = - 0,000935$$

$$B_1 = 0,000433$$

$$B_2 = - 0,000261 \cdot e^{+2,87 j}$$

$$B_3 = - 0,000261 \cdot e^{-2,87 j}$$

aplicando la antitransformada:

$$\begin{aligned} X(t) &= - 0,000935 + 0,000433 e^{-33,47 t} - 0,000521 e^{-15,46 t} \text{ Sen } (156,96 t - \\ &\quad - 74,44) \\ &= 0,000935 \approx 0 \text{ metros; } (t > 0) \end{aligned}$$

Con el resultado alcanzado, en el análisis subsiguiente no se tomará en referencia la influencia de  $F_R$  en los resultados a obtener, Fig 15.

### 3.7. RESPUESTA A LA FRECUENCIA

Analizando el sistema desde el punto de vista de la respuesta a la frecuencia se tiene la ventaja de obtener el comportamiento del sistema sin haber determinado las raíces de la ecuación característica (14). La función de transferencia de lazo abierto del sistema a analizar es:

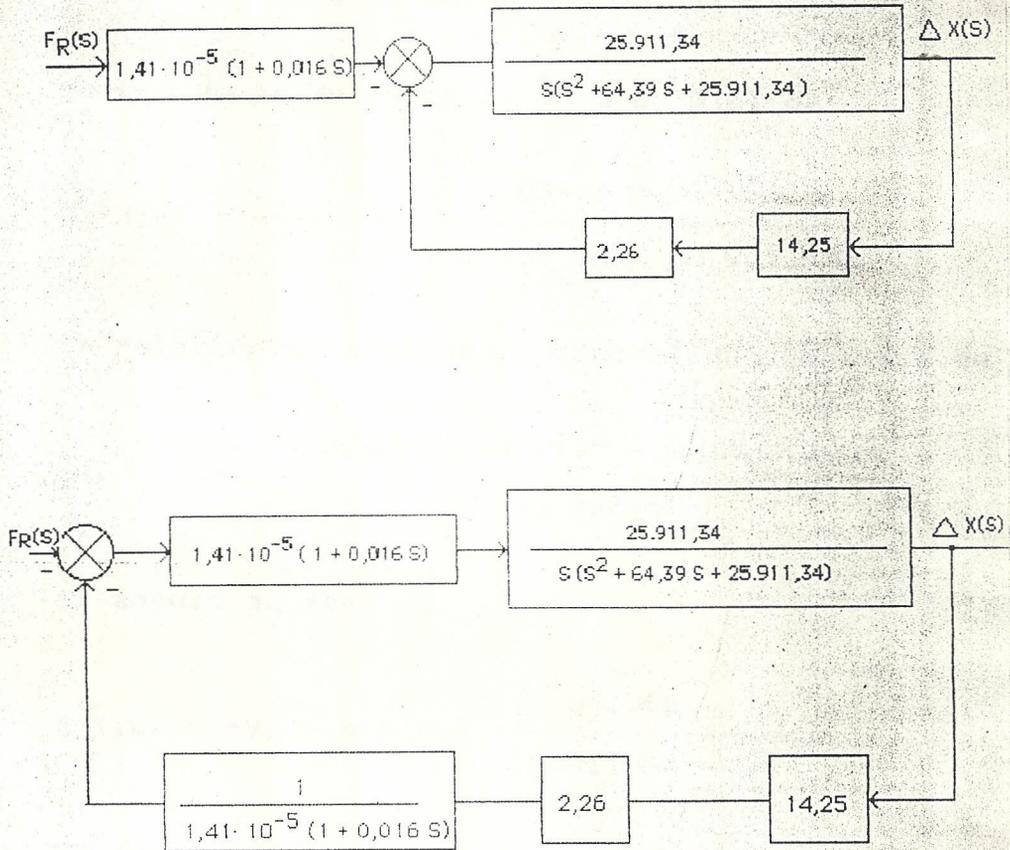


Fig.15 REPRESENTACION DEL DIAGRAMA DE BLOQUES DEL SERVOSISTEMA  
CON PERTURBACION

$$G_1(s) = \frac{834.474,7}{s(s^2 + 64,39s + 25.911,34)}$$

colocando  $jw$  en remplazo de  $s$  en  $G(s)$  da

$$G_1(jw) = \frac{834.474,7}{jw(jw^2 + 64,39jw + 25.911,34)}$$

la relación de amplitud entre salida y entrada es

$$\|G_1(jw)\|_{db} = 20 \log 834.474,7 - 20 \log w - 20 \log [(25.911,34 - w^2)^2 + (64,39w)^2]^{0,5}$$

el ángulo de fase es

$$\varphi(jw) = -90 - \arctan \frac{64,39w}{25.911,34 - w^2}$$

al realizar un barrido de frecuencia, tenemos para la relación de amplitud y ángulo de fase los siguientes valores:

w	1	2	3	4	5	10	20	30
$\ G_1(jw)\ _{db}$	30,16	24,14	20,62	18,12	16,19	10,19	4,26	0,90
$\varphi(jw)$	-90,14	-90,28	-90,43	-90,57	-90,71	-91,43	-92,89	-94,42

w	40	50	60	70	80	90	100	110
$\ G_1(jw)\ _{db}$	-1,38	-3,09	-4,23	-5,12	-5,73	-6,11	-6,26	-6,22
$\varphi(jw)$	-96,05	-97,83	-99,82	-102,11	-104,79	-108,02	-112,03	-117,15

w	120	130	140	150	160
II B(jw) II	-5,99	-5,65	-5,33	-5,3	-5,9
∫ (jw)	-123,87	-132,89	-145,00	-160,5	-178,3

en las figuras 16 - 17 se presentan los diagramas de Bode y Nichols

El sistema presenta un margen de ganancia de 6dB y un margen de fase de 85 grados, valores no recomendados para un sistema de fase mínima. Se logra un funcionamiento satisfactorio con un margen de fase entre 30 y 60 grados y el margen de ganancia debe ser mayor a 6 dB. Para lograr que el sistema opere dentro de estos rangos se presentan tres alternativas:

- 1.- Modificar la dinámica del proceso
- 2.- Variar la ganancia del sistema
- 3.- Introducir un elemento adicional en el sistema

La primera alternativa pone de manifiesto la posibilidad de poder realizar cambios en la dinámica del proceso; por ejemplo, para obtener mejoras en el comportamiento de vuelo de un avión se modifica el diseño mismo del avión, antes de introducir dispositivos que cambien estas

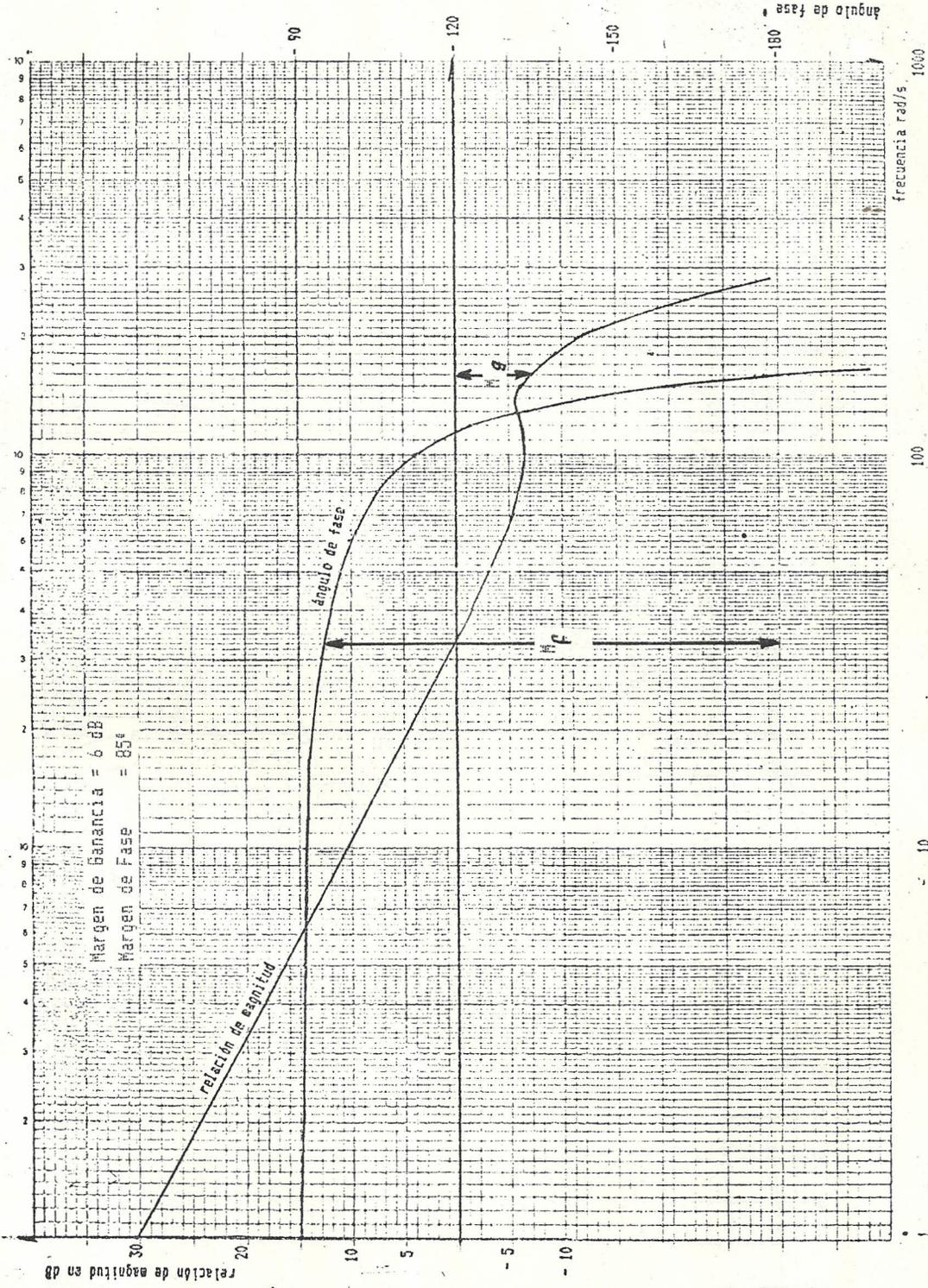


Fig. 16 DIAGRAMA DE BODE DE LAZO ABIERTO DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA ORIGINAL

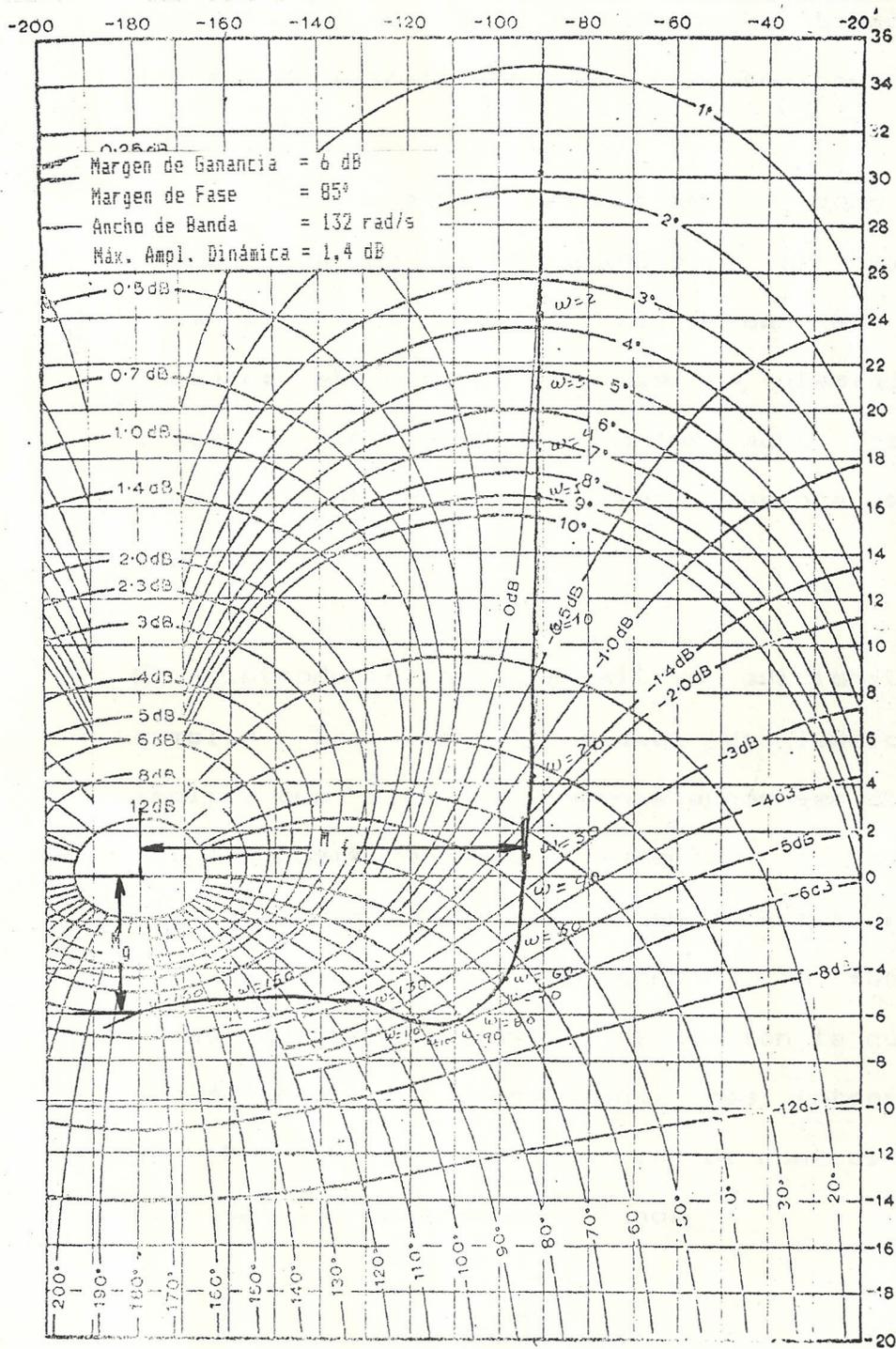


Fig. 17 DIAGRAMA DE NICHOLS DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA ORIGINAL

condiciones. En éste diseño se ha tomado a la función de transferencia del proceso como fija.

Variar la ganancia del sistema, como segunda alternativa no es recomendable; si bajamos la ganancia del sistema el margen de ganancia aumenta; el margen de fase no disminuye para llegar a los valores recomendados, debido al comportamiento asintótico que presenta para bajas frecuencias.

El introducir un dispositivo adicional para cumplir las especificaciones de funcionamiento implica que éste físicamente puede ser obtenible, tal dispositivo debe aumentar el margen de ganancia y disminuir el margen de fase; es decir aumentar un polo y un cero a la función de transferencia original. Tal función la cumple una acción de control proporcional más integral, Fig 18 .Por tanto con la acción de control P + I la F.T. de lazo abierto modificada es

$$G_1(s) = \frac{834.474,7}{T_i} \frac{(T_i s + 1)}{s(s^2 + 64,39 s + 25.911,34)}$$

colocando  $j\omega$  en remplazo de  $s$  en  $G(s)$

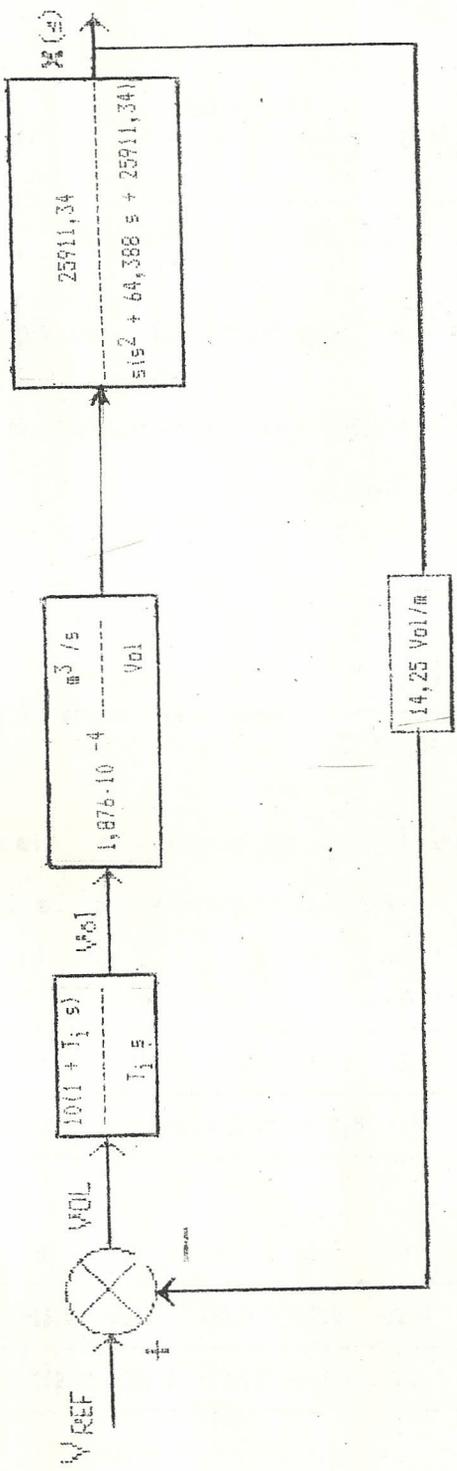


Fig. 18 REPRESENTACION DEL DIAGRAMA DE BLOQUES DEL SERVOSISTEMA MODIFICADO

$$G_1(j\omega) = \frac{834.474,7}{T_i} \frac{(T_i j\omega + 1)}{j\omega(j\omega^2 + 64,39 j\omega + 25.911,34)}$$

la relación de amplitud es

$$\|G_1(j\omega)\|_{dB} = 20 \log(834.474,7/T_i) - 40 \log \omega - 20 \log [(25.911,34 - \omega^2)^2 + (64,39\omega)^2]^{0,5}$$

el ángulo de fase es

$$\varphi(j\omega) = -180 - \arctan T_i \omega - \arctan \frac{64,39 \omega}{25.911,34 - \omega^2}$$

para hacer el barrido de frecuencia se asumirá

$T_i = 0,25$  s. de donde resulta

$\omega$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\ G(j\omega)\ $	30,16	23,12	18,12	14,2	11,1	8,4	6,1	4,1	2,2
$\varphi(j\omega)$	-153,17	-143,6	-135,6	-129,4	-124,5	-120,7	-117,7	-115,2	-113,2

$\omega$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\ G(j\omega)\ $	-9,7	-16,6	-21,4	-25,0	-27,8	-30,0	-31,8	-33,2	-34,2
$\varphi(j\omega)$	-104,2	-102,0	-101,8	-102,4	-103,6	-105,4	-107,7	-110,6	-114,6

$\omega$	110	120	130	140
$\ G(j\omega)\ $	-35,0	-35,5	-35,9	-36,2
$\varphi(j\omega)$	-119,2	-125,8	-134,7	-146,6

Si bien se ha logrado disminuir el margen de fase y aumentar el margen de ganancia, el sistema no se ajusta a los valores recomendados. Con los valores de  $T_i$  en el rango de 0,02 - 0,07 se opera en condiciones satisfactorias, se escogio  $T_i = 0,03$  por dar un  $M_{pw}$  bajo, valor necesario para obtener una buena respuesta transitoria, Figs. 19-20. A continuación se presentan los valores de relación de magnitud y ángulo de fase.

w	4	5	6	7	8	9	10	15	20
II B(jw)	36,5	32,7	29,5	26,8	24,5	22,5	20,6	13,6	8,7
∠ (jw)	-173,7	-172,2	-170,7	-169,1	-167,6	-166,2	-164,7	-157,9	-151,9

w	30	40	50	60	70	80	90	100
II B(jw)	1,8	-3,0	-6,5	-9,3	-11,6	-13,3	-14,7	-15,8
∠ (jw)	-142,4	-135,9	-131,5	-128,9	-127,6	-127,4	-128,3	-130,5

w	30	40	50	60	70	80	90	100
II B(jw)	1,8	-3,0	-6,5	-9,3	-11,6	-13,3	-14,7	-15,8
∠ (jw)	-142,4	-135,9	-131,5	-128,9	-127,6	-127,4	-128,3	-130,5

w	110	120	130	140	150	160	170
II B(jw)	-16,6	-17,1	-17,5	-17,8	-18,8	-19,5	-21,4
∠ (jw)	-134,0	-139,4	-147,3	-158,4	-173,1	-190,0	-206,4

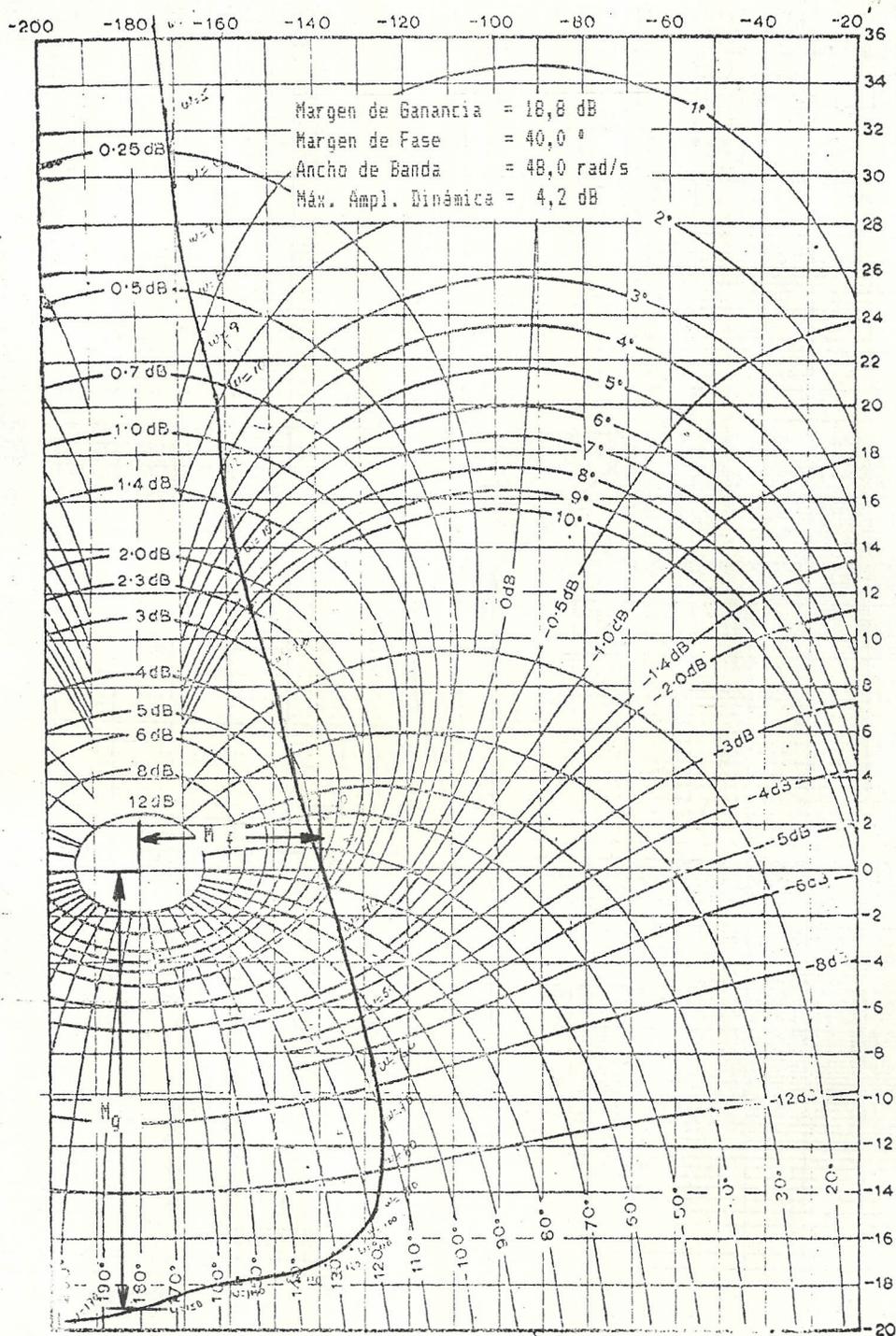


Fig. 19 DIAGRAMA DE NICHOLS DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA MODIFICADA

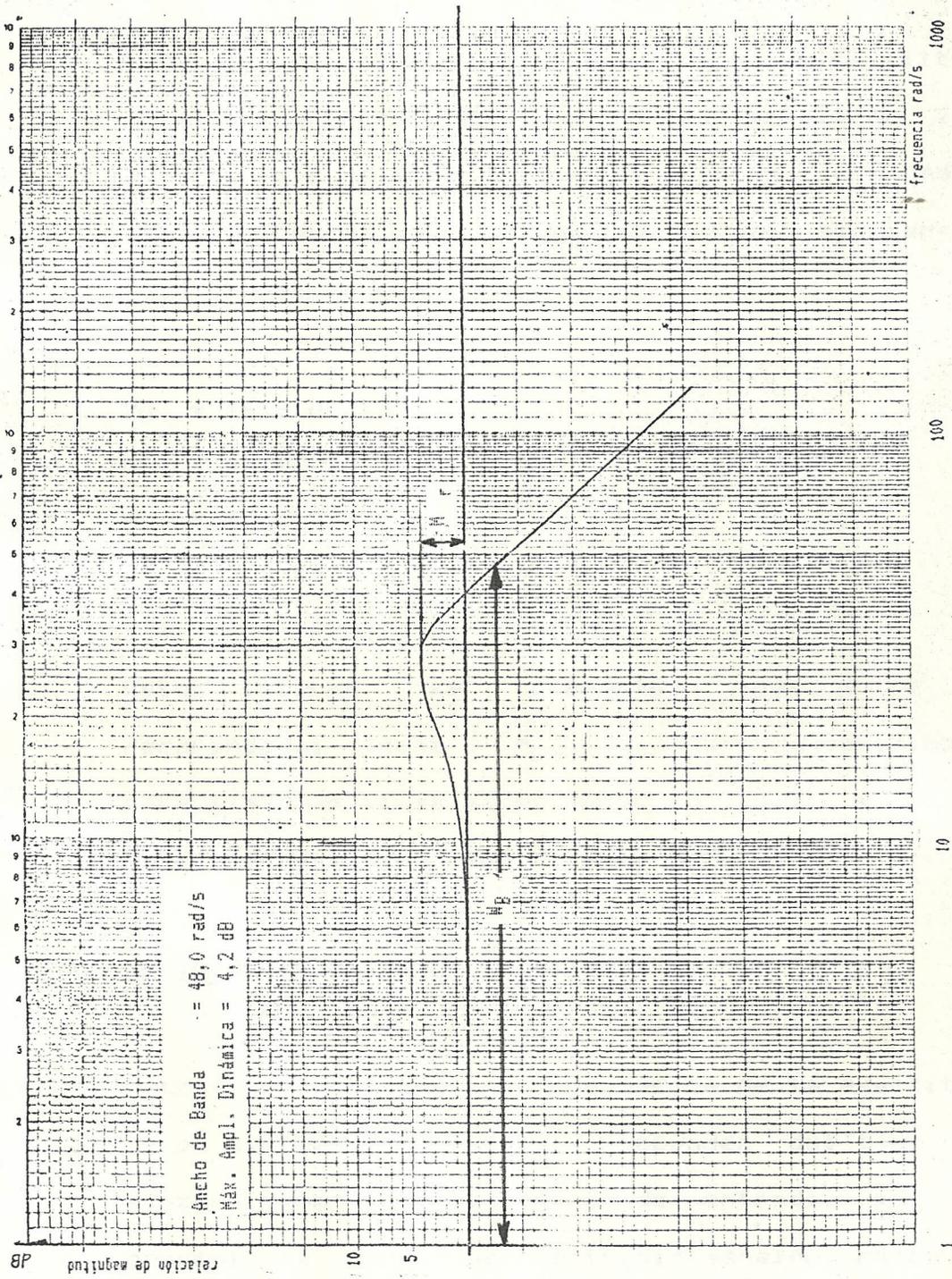


Fig.20 DIAGRAMA DE BODE DE LAZO CERRADO DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA MODIFICADA

En sí la compensación cumple el papel de un filtro cuyas características tienden a establecer las características deseables en el proceso. Con éste valor de  $T_i$  se han obtenido las siguientes condiciones de operación:

$$M_g = 18,8 \text{ dB}$$

$$M_f = 40,03^\circ$$

$$\omega_B = 48 \text{ rad/s}$$

$$M_{pw} = 4,2 \text{ dB}$$

Estos valores se presentan dentro de lo recomendado; excepto  $M_{pw}$  cuyo valor aconsejable para sistemas lineales es menor o igual a 3 dB ante entradas tipo escalón.

### 3.8. COEFICIENTES DE ERROR ESTÁTICO

Estos coeficientes son una medida de la exactitud de un sistema de control y dependen del tipo del sistema como de la señal de entrada, por lo general se prueba para entradas escalón, rampa y parabólica (14).

#### 3.8.1. Coeficiente estático de error de posición

El error estacionario de un sistema para una entrada escalón es

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s}{1 + G(s) H(s)} \frac{1}{s}$$

El coeficiente de error estático de posición es definido por

$$K_p = \lim_{s \rightarrow 0} G(s) H(s)$$

de donde

$$e_{ss} = \frac{1}{1 + K_p}$$

Para el caso estudiado

$$K_p = \infty$$

por tanto

$$e_{ss} = 0$$

lo que indica que el sistema puede seguir a una señal escalón con un error de cero.

### 3.8.2. Coeficiente estático de error de velocidad

No es un error en la velocidad sino un error de la posición debido a una entrada rampa, es dado por

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s}{1 + G(s) H(s)} \frac{1}{s^2}$$

$$= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{G(s) H(s)}$$

El coeficiente estático de error de velocidad es definido por

$$K_V = \lim_{s \rightarrow 0} s G(s) H(s)$$

entonces

$$e_{ss} = \frac{1}{K_V}$$

con la F.T. modificada se tiene

$$K_V = \infty$$

y por tanto

$$e_{ss} = 0$$

el sistema sigue también a una señal rampa con un error nulo

### 3.B.3. Coeficiente estático de error de aceleración

Este coeficiente mide la capacidad del

sistema de seguir a una señal de entrada tipo parabólica, viene dado por

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s}{1 + G(s)H(s)} \frac{1}{s^3}$$

$$= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{s^2 G(s)H(s)}$$

El coeficiente estático de aceleración  $K_a$  está definido por

$$K_a = \lim_{s \rightarrow 0} s^2 G(s)H(s)$$

de donde

$$e_{ss} = \frac{1}{K_a}$$

En nuestro caso

$$K_a = 1073,5$$

de donde

$$e_{ss} = 9,31 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Esto indica que el sistema puede seguir a una señal parabólica con un error de posición finito.

## CONCLUSIONES

1.- El análisis de alternativas para la selección del generador de olas, señaló al de placa plana inmersa como la alternativa apropiada, por las siguientes razones:

a- Se tiene un canal de pruebas hidrodinámicas considerado como profundo, con el estudio de la ley final de movimientos provenientes de la curva de calibración es posible obtener olas de buena calidad con este generador.

b- Presenta las factibilidades tecnológicas para construirlo en el medio. Por su sencillez.

c- Manifiesta el menor consumo de energía para producir una ola, lo que implica una reducción de los costos de operación (10).

d- Con la selección de los materiales no corrosivos para la placa, el nivel de mantenimiento se ve reducido al mínimo.

2.- La selección del mecanismo óptimo dio como resultado al actuador hidráulico lineal de doble efecto con doble vástago como la alternativa idónea, por los siguientes motivos:

a- Da facilidades de selección del patrón de olas a generar dentro del rango de frecuencias a ensayar.

b- Es posible introducir modificaciones a los patrones de generación, realizando los arreglos en el voltaje comando introducido al sistema. En otras palabras, es factible lograr olas de comportamiento irregular.

3.- De los tres métodos de cálculo, he seleccionado el dado por :Gilbert G., Thompson D.M., Brewer A.J., para el presente diseño, ya que éste da mayores detalles del comportamiento mismo del sistema generador lo que facilita el diseño. Además el valor de potencia necesaria para producir una ola, obtenido se encuentra cercano a los valores de potencia de los generadores de N.H.L. Chauton y Osaka University que presentan las características más proximas a nuestro generador (15).

4.- La ley de movimiento seleccionada para el estudio es sinusoidal, teniendo presente que será modificada de acuerdo a las curvas de calibración.

5.- El comportamiento de la servoválvula se lo tomo como proporcional no se considero las características dinámicas del sistema eléctrico, en vista de que sus curvas de comportamiento para bajas frecuencias dan una relación de magnitud

de 0 dB y un ángulo de fase de 0 grados para frecuencias de hasta 30 rad/s. El sistema trabajará a una frecuencia máxima de 3,14 rad/s. En el caso de servomecanismos Electro-Hidráulicos los dispositivos eléctricos tienen una respuesta que toma lugar instantaneamente con un nivel de potencia muy bajo. Así una rápida y precisa respuesta para éstos dispositivos ocurre para señales que estan cambiando con frecuencias de hasta 100 Hz.

6.- Debido a la baja caída de presión en los ductos de aceite menor o igual a 0,1141 bar/m y las cortas longitudes de manguera, las pérdidas de presión en las tuberías no se consideraron.

7.- Es necesario modificar la función de transferencia original a fin que su comportamiento se ajuste a los valores recomendados de  $M_g$ ,  $M_f$  y  $M_p$  recomendados, se logró ésto al cambiar la acción de control por una proporcional más integral. Se obtuvo los siguientes valores:

$$M_g = 18,8 \text{ dB}$$

$$M_f = 40,0^\circ$$

$$M_p = 4,2 \text{ dB}$$

Los valores de  $M_g$  y  $M_f$  están dentro del rango

recomendado;  $M_p$  ocurre a una frecuencia de 30 rad/s, su valor recomendado es menor o igual a 3 dB, debido a que la frecuencia máxima de oscilación del sistema es de 3,14 rad/s se justifica ésta condición de operación.

8.- Los coeficientes de error estático indican que el sistema puede seguir hasta señales parabólicas con un error finito.

9.- Debido a los efectos de carga de los cuales no se tiene una interpretación realista, a las fuerzas viscosas, alinealidades que existen y que no han sido tomadas en cuenta, el funcionamiento del sistema probablemente va a diferir de las predicciones teóricas. Por tanto el proyecto en su fase práctica deberá pasar por una etapa de ajustes hasta que el sistema cumpla con las especificaciones.

## RECOMENDACIONES

- 1.- Las características de las olas que se van a producir deben guardar relación con el movimiento del actuador lineal, por tanto es necesaria una retroalimentación de las olas, ello lleva a que en el dispositivo sumador deben existir tres canales de entrada, con lo cual se dan las facilidades para la modificación en el patrón de movimientos.
- 2.- La frecuencia natural hidráulica del sistema debe ser lo más alta posible, por lo en que la instalación del sistema deben de tomarse en consideración los siguientes factores:
  - 1.- Colocar la servoválvula lo más cercana al actuador lineal.
  - 2.- Utilizar conecciones y tuberías rígidas en lo posible.
- 3.- Con el fin de tener una aspiración segura sin burbujas (aire no disuelto), en la tubería de aspiración debería tenerse un cabezal positivo o una pérdida de carga no mayor a 0,5 bar.
- 4.- La temperatura de trabajo en el sistema hidráulico

no deberá superar los 55 - 60 °C con el fin de no producir mayores variaciones en las propiedades del aceite y por tanto en las condiciones de operación del equipo.

- 5.- El fluido transmisor de la presión recomendado es un aceite mineral de base parafínica, ya que son poco afectados por el envejecimiento y tienen una curva de viscosidad relativamente plana en el rango de temperatura de trabajo ( 40 - 60 °C ). Un aceite con éstas características es el Texaco Rando Oil HD 46.

## A P E N D I C E

Para llevar a efecto el sistema presentado se resume en la siguiente tabla las características de los dispositivos empleados en el sistema.

## A P E N D I C E

## A P E N D I C E

Para llevar a efecto el diseño presentado se resume en la siguiente tabla las características de los dispositivos empleados en el sistema.

ESPECIFICACIONES DE LOS ELEMENTOS UTILIZADOS EN EL SISTEMA

DISPOSITIVO	CONDICIONES DE OPERACION	OBSERVACIONES
Motor eléctrico	Potencia Velocidad	38,00 Kwatt 1800,00 R.P.M.
Bomba	Flujo mínimo Presión de descarga Velocidad	$1,10 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 330,00 bar 1800,00 R.P.M.
		De pistones y desplazamiento fijo. Unión universal
Actuador hidráulico lineal	Fuerza a desarrollar Desplazamiento neto Area neta	17203,73 N 0,60 m $8,32 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
		De doble efecto con doble vástago
Válvula reductora de presión	Flujo máximo Rango de presión ajustable	$1,60 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 250 - 310 bar
Válvula de seguridad	Flujo máximo Rango de presión	$1,60 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 310 - 350 bar

## Mangueras

Succión  
diámetro int. 3,0 - 4,0 cm

Distribución  
diámetro int. 2,0 - 3,0 cm

## Acumulador Oleoneumático

Presión de precarga 217,00 bar

Presión mínima de trabajo 310,00 bar

Presión máxima de trabajo 414,00 bar

Volumen del acumulador 1,45 lt

## Filtro

Menor o igual a 10 micrones

Flujo máximo  $1,60 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Diferencia de presión 10,00 bar

## Servoválvula

Flujo máximo  $1,60 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Presión de suministro 310,00 bar

De doble etapa, con control de presión interna. La relación de amplitud y ángulo de fase deben ser de 0 dB y 0 grados respectivamente hasta la frecuencia de 50 Hz.

## Amplificador operacional

Rango de ganancia 2 - 10 volt/volt

Potenciometro lineal      Rango de ganancia      10 - 20 volt/m

Elemento integrador      Rango del tiempo integral      0,02 - 0,07 s

## B I B L I O G R A F I A

1. C. PREYSLER., Teoria del Buque., Editorial Naval Madrid, pp, 3 - 4.
2. R. BHATTACHARYYA., Dynamics of Marine Vehicles , Wiley - Interscience Publication , pp 14-18
3. F. BIESEL, F. SUQUET., ST Anthony Falls Hydraulic Laboratory University of Minnesota, Project Report N 39 Laboratory Wave - Generating Apparatus, pp, 3 - 5, 10 - 12, apen E. PEREZ., E. RODRIGUEZ., generador
4. M. CORSO., Introducción a la Ingeniería de Proyectos. Limusa, S.A. México, 1972, pp, 113 - 125.
5. E. CUCALON., Variabilidad Oceanográfica Frente a las Costas del Ecuador 1981 - 86., Instituto Nacional de Pesca Guayaquil - Ecuador
6. KOWALSKI T. Report on Work Performed During a Sabbatical Stay at the ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL during july - december 1.986

- 7.- C. MARISCAL., E. JO., T. KOWALSKI., Facultad de Marítima y Ciencias del Mar, ESPOL - Guayaquil.
- 8.- GILBERT G., THOMPSON D.M., BREWER A.J., Desing Curves for Regular and random Wave Generators Report N 81 july 1.977.
- 9.- STRINGER J., Hydraulic Systems Analysis an Introduction. Departament of Mechanical Engineering University of Sheffield, cap 7, 9 - 10.
10. N.A. PEREZ., E. RODRIGUEZ., Generador de Olas Tanque de Pruebas de Valdivia. Instituto Profesional de Valdivia, Departamento de Construcción Naval.
11. SPEICH H., BUCCIARELLI A., Oleodinámica Principios Elementos Componentes Circuitos ., Editorial Gustavo Gili S.A.
12. McCloy D., Martin H.R., Control of Fluid Power: Analysis and Design 2nd edition
13. Merritt H.E., Hydraulic Control Systems., cap. 4 - 7 - 8 - 9.

14. K. OGATA., Ingeniería de Control Moderna. Editorial Prentice Hall Internacional., caps 9 - 10.
  
15. HUDSON,R.V. et al, Coastal Hydraulic Models U.S. Army, Corp. of Engineers, SR.-5 may 1979, pp 350 - 360