

Lij. 69

Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA



DISEÑO DE EQUIPO AUTONOMO
DE BUCEO

T E S I S

Que para obtener el Título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P r e s e n t a:

MANUEL VALERIO LANDA ORTEGA



México, D. F.

1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

	Pag.
CAPITULO 1.	
Resumen _____	1
1.1) Que es el buceo. _____	2
a) Buceo autónomo.	
b) Buceo no autónomo.	
1.2) Equipo básico de buceo. _____	4
a) Visor.	
b) Tubo respirador o snorkel.	
c) Aletas.	
d) Chaleco compensador de flotabilidad.	
e) Cinturón de lastre.	
f) Traje isotérmico.	
g) Tanque de aire comprimido.	
h) Regulador de aire.	
j) Equipo opcional.	
1.3) Leyes físicas del buceo. _____	14
a) Efectos de la presión en una inmersión.	
b) Ley de Boyle.	
c) Ley de Charles.	
d) Composición química del aire.	
e) Ley de Dalton.	
f) Ley de Henry.	
g) Teoría de Haldane.	
h) Efectos de la presión sobre la respiración.	

1.4) Que es un regulador de buceo. _____ 27

- a) Regulador de un solo paso de presión.
- b) Regulador de dos pasos de presión.
- c) Reguladores que utilizan dos mangueras.
- d) Descripción del funcionamiento de un regulador de un solo paso de presión y dos mangueras.
- e) Reguladores que utilizan una sola manguera.
- f) Descripción del funcionamiento de un regulador de dos pasos de presión y una manguera.

CAPITULO 2

Resumen. _____ 41

2.1) Funciones que intervienen en el esfuerzo de respiración. _____ 41

2.2) Válvulas de exhalación de los reguladores de buceo. 49

2.3) Introducción a las válvulas de escape. _____ 50

2.4) Instalación experimental. _____ 51

2.5) Resultados experimentales. _____ 53

- a) Forma y material de la válvula.
- b) Efecto de la forma del asiento.
- c) Efectos por arreglos de válvulas adyacentes.
- d) Efecto del collar de exhalación.
- e) Nuevos desarrollos en el diseño de válvulas de escape.
- f) Conclusiones.

CAPITULO 3

Resumen. _____	80
3.1) Introducción. _____	80
3.2) Nomenclatura. _____	82
3.3) Diseño de un regulador convencional. _____	83
3.4) Análisis del sistema regulador convencional. _____	85
3.5) Modelo matemático de un regulador convencional. _____	85
3.6) Análisis del modelo mediante la teoría del control clásica. _____	86
3.7) Optimización dinámica del regulador convencional. _____	94
3.8) Procedimiento de cálculo. _____	97
3.9) Análisis de la respuesta en el tiempo. _____	114
3.10) Análisis y obtención de los parámetros de diseño. _____	115

CAPITULO 4

Resumen. _____	120
4.1) Introducción. _____	120
4.2) Nomenclatura. _____	122
4.3) Diseño de un regulador servocontrolado. _____	123
4.4) Análisis del sistema regulador servocontrolado. _____	125
4.5) Modelo matemático de un regulador servocontrolado. _____	126
4.6) Análisis del modelo mediante la teoría del control clásica. _____	128
4.7) Optimización dinámica del regulador servocontrolado. _____	135
4.8) Procedimiento de cálculo. _____	140
4.9) Análisis de la respuesta en el tiempo. _____	159
3.10) Análisis y obtención de los parámetros de diseño. _____	161

CAPITULO 5

Conclusiones.	168
---------------	-----

APENDICE 1

Criterios y formas estandarizadas de análisis.	173
--	-----

Criterio I.T.A.E.	187
-------------------	-----

Obtención de funciones de transferencia normalizadas.	190
---	-----

APENDICE 2

Programa COPC. FOR.	194
---------------------	-----

Programa DDS. FOR.	196
--------------------	-----

Programa RTC. FOR.	198
--------------------	-----

Programa PDC. FOR.	200
--------------------	-----

Programa COPS. FOR.	202
---------------------	-----

Programa SENL. FOR.	204
---------------------	-----

Programa RTS. FOR.	210
--------------------	-----

Programa PDS. FOR.	212
--------------------	-----

REFERENCIAS.	215
--------------	-----

OFERTA

Técnicas de Buceo.

1

RESUMEN:

Este capítulo brinda la información básica necesaria para la comprensión efectiva del buceo, cuales son las actividades que se pueden realizar en el buceo tanto deportivo como comercial, cual debe ser el equipo básico que tiene que portar un buzo para impedir que le sucedan accidentes por desarrollar actividades en un medio diferente al cual esta acostumbrado a efectuarlas. También se mencionarán cuales son las principales leyes físicas que restringen las actividades subacuáticas, así como los principales accidentes a los que esta expuesto un buzo por no poner la atención necesaria a estas, cuando efectua una inmersión.

Finalmente se hace una descripción detallada del componente más importante del equipo de buceo, el regulador, ya que este dispositivo es el encargado de suministrar el aire necesario que requiere un buzo durante una inmersión, por lo que si este aparato falla la vida del buzo lamentablemente se perdería. Aquí reside la gran importancia que tiene este aditamento, así como la necesidad de poder diseñar un regulador que sea 100 % confiable.

Conforme se van dando las explicaciones para cada uno de los temas se muestran figuras encaminadas a que el lector se vaya familiarizando con el tema y adquiriera un conocimiento integral sobre las actividades subacuáticas de tal forma que cuando en los capítulos subsiguientes se analizen las componentes básicas del regulador de buceo se tenga un conocimiento de causa firme que permita la mejor comprensión de este estudio.

1.1) QUE ES EL BUCEO:

El buceo es una actividad por medio de la cual el hombre penetra en el mar, un lago, un río o cualquiera otro lugar con agua (presas, tanques, drenajes etc.) con el fin de desarrollar una actividad deportiva, comercial, de investigación, científica o militar.

TECNICAS DE BUCEO:

Las técnicas de buceo se dividen en las siguientes ramas:

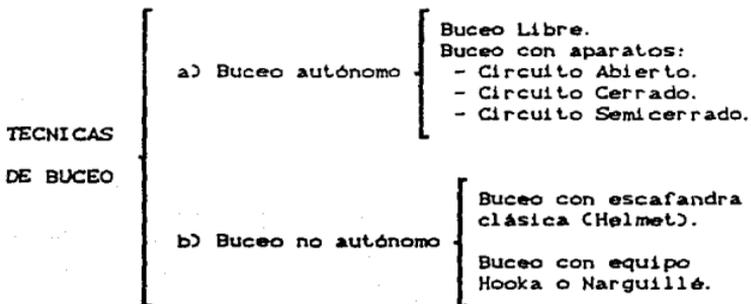
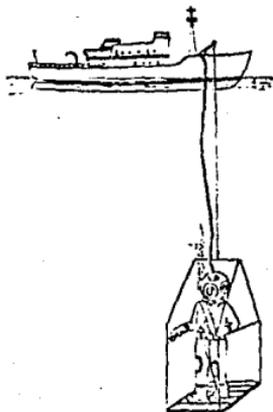


Fig. 1

a) Buzo autónomo.

b) Buzo no autónomo.



a) Buceo autónomo: Es aquel en que el buzo se desplaza libremente en el agua sin ninguna conexión con la superficie e incluye el buceo libre o a pulmón y el buceo con aparatos (tanque, regulador, etc.). Dentro de la técnica del buceo autónomo con aparatos se encuentran básicamente los siguientes tipos de equipos:

i) Equipo de circuito abierto:

Es un equipo en el cual el aire exhalado por el buzo es totalmente expulsado al agua formando las clásicas burbujas. Funciona exclusivamente con aire comprimido y es el que se usa en el buceo deportivo.

ii) Equipo de circuito semicerrado:

Es un equipo que funciona exclusivamente con oxígeno puro. Los gases exhalados son depurados en el interior del sistema para ser nuevamente aspirados, no desprendiendo burbujas de aire al exterior. Se emplea a profundidades no mayores de 10 metros y tiene generalmente usos militares, por la ventaja de no liberar burbujas que delaten la presencia del buzo. Este equipo se utiliza por personal altamente capacitado y no es utilizado por buzos deportivos.

iii) Equipo de circuito semicerrado:

Es un equipo en el cual el aire exhalado por el buzo es parcialmente expulsado al agua y la cantidad sobrante del aire exhalado que queda dentro del sistema es recirculado, purificado y reoxigenado, con el fin de volver a ser respirado. Se usa en inmersiones profundas donde se respira con mezcla de gases. No es utilizado en el buceo deportivo común, ya que se requiere de personal altamente capacitado.

b) Buceo no autónomo:

Es aquel que el aire o la mezcla de gases que respira el buzo se proporciona por medio de una manguera conectada a un compresor o a un tanque estacionario que se encuentran en la superficie, permitiendo inmersiones de larga duración pero limitando los desplazamientos del buzo bajo el agua. Esta técnica es muy usada en el buceo comercial e incluye los equipos denominados Hooka, Narquillé y el de escafandra clásica conocido también como Helmet o cabezote.

1.2) EQUIPO BASICO DE BUCEO:

La industria comercial del buceo está en constante desarrollo, debido a esto los equipos se encuentran sujetos constantemente a cambios e inovaciones, razones por las cuales un buzo debe de conocer cual es el funcionamiento primordial de su equipo basico a fin de saber cuales son sus características y funciones principales para poder seleccionar el equipo adecuado por más que este cambie. El equipo básico de un buzo consta de las siguientes partes:

- a) Visor.
- b) Tubo respirador o snorkel.
- c) Aletas.
- d) Chaleco compensador o de flotabilidad.
- e) Cinturón de lastre.
- f) Traje isotérmico.
- g) Tanque de aire comprimido.
- h) Regulador de aire.
- i) Accesorios varios.



Fig. 2 Equipo básico de buceo. (1)

a) VISOR:

El propósito de un buen visor es interponer un espacio de aire entre el agua y los ojos con el fin de ver con claridad en ella, además impide la entrada de esta en la nariz y ojos, evitando irritaciones o infecciones. Existen tres tipos comerciales de visores que son los siguientes:

- i) Visor de poco volumen.
- ii) Visor de visión panorámica.
- iii) Visor de uso general.

Un buen visor debe de tener las siguientes características:

1) El vidrio del visor debe de ser templado e inastillable, ya que el vidrio común podría romperse con facilidad causando graves accidentes.

2) El visor debe de ser cómodo y que ajuste perfectamente a la forma de la cara y debe incluir la nariz para exhalar en su interior, para evitar el efecto de succión (squeeze) al descender.

3) La correa debe de ser resistente y corrugada para que no se deslice en las hebillas; además abierta y ancha en la parte que queda atrás de la cabeza para lograr una mejor fijación.

4) Las hebillas y los anillos metálicos deben de ser de material inoxidable. El hule natural de color negro, por lo general dura más que el de colores. Cuando uno va a adquirir un visor es necesario hacer la siguiente prueba; se coloca el visor sobre la cara (sin ponerse la correa), se aspira por la nariz haciendo succión, si queda adherido a la cara, es el visor correcto, si no hay que probar otro que ajuste en la forma correcta.

b) TUBO RESPIRADOR O SNORKEL:

Este aditamento permite respirar con la cabeza sumergida en el agua en forma descansada y ver el fondo cuando se nada en la superficie. Un buen snorkel debe de reunir las siguientes dos características; debe de ser cómodo y no presentar resistencia a la entrada del aire, por ejemplo si el snorkel es largo y diámetro pequeño, ofrecerá resistencia al aire que estamos inhalando y además más contenido de aire viciado producido por la exhalación, lo cual cuasará agotamiento. Las medidas de un snorkel son 30 cm. de largo por 2 cm. de diámetro, debe de ser flexible para evitar que se atore y que produzca vibraciones dentro del agua al nadar. El snorkel debe de sujetarse del lado izquierdo del visor por una pequeña correa de hule y debe tener en el extremo superior una franja de color vivo fluorescente, para distiguir al buzo con facilidad cuando nada en la superficie. Los tipos principales de snorkel son el "J", el "L" y el corrugado, los cuales se muestran en la fig. 3.

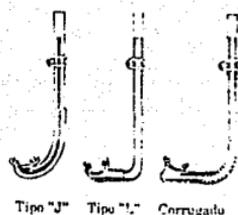


Fig. 3 Diferentes tipos de SNORKELS. (1)

c) ALETAS:

El propósito de las aletas es aumentar la eficiencia y potencia del nado bajo el agua, para que el buzo tenga un mejor desempeño de sus actividades subacuáticas. Se fabrican por lo general de hule negro o de colores y de silicón. Existen dos tipos básicos de aletas.

i) De pie completo; similar a un zapato y se fabrican en tamaños diferentes (fig.4).

ii) De correa fija o ajustable; viene en los siguientes cuatro tamaños: pequeña, mediana, grande y extragrande (fig.4).

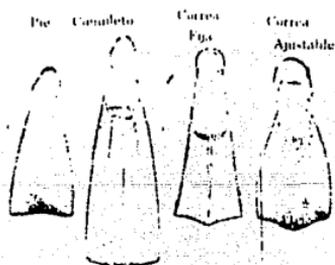
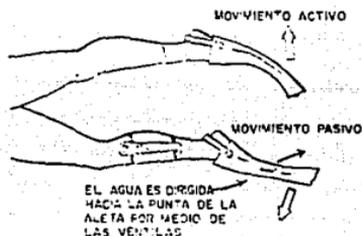


Fig. 4 Tipos de aletas. (1)

Para ambos tipos de aletas existe un diseño que tiene ventilas en la superficie de impulso, se les denomina a este tipo de aletas como aletas turbo. La ventaja que posee este modelo de aletas es el siguiente; cuando se nada con aletas hay dos movimientos, el que va hacia arriba (activo) y el de regreso que va hacia abajo (pasivo). En el movimiento de regreso de la aleta, el agua entra por las ventilas dirigiéndose su flujo hacia la punta de la aleta dando un impulso horizontal extra y ofreciendo menos resistencia al agua, por lo que se produce más avance con menor esfuerzo, como se puede observar en la fig.5.

Fig. 5
Efecto de retropropulsion en el nado con aletas turbo. [1]



d) CHALECO COMPENSADOR DE FLOTABILIDAD:

Las funciones principales de un chaleco compensador son básicamente dos; mantener la flotabilidad neutra de un buzo a determinada profundidad para que pueda desplazarse sin ninguna dificultad y la segunda es mantenerlo a flote en la superficie en caso de alguna emergencia hasta que llegue alguien a auxiliarlo.

Es por esta función de seguridad que el chaleco se considera como una de las partes más importantes del equipo que debe de usar un buzo y por ende indispensable para cualquier tipo de inmersión.

En las siguientes figuras (fig.6a, fig.6b) se muestran un chaleco compensador austero y el despiece de un chaleco compensador

de inflado por medio de cápsula de CO₂, con boquilla para inflarse con el aire de exhalación y con una manguera de conexión para inflarse con aire a presión del tanque.

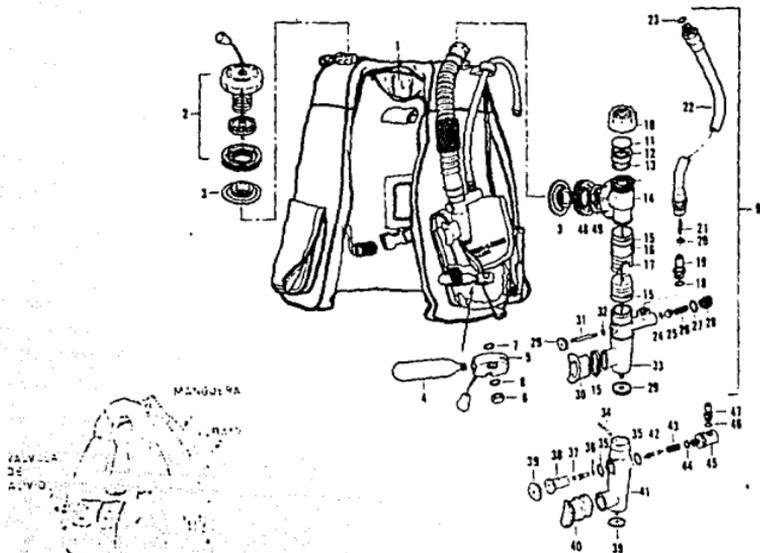


Fig. 6A chaleco compensador austero. (1)

FIG. 6B DESPIECE DE UN CHALECO COMPENSADOR DE INFLADO MULTIPLE DE U.S. DIVERS. CO. (3)

Los chalecos se pueden clasificar por la forma de inflarse en tres tipos:

- i) Oral: de inflado controlado por la boca.
- ii) Cápsula de CO: Su inflado es incontrolado, tiene un cartucho de bióxido de carbono que infla el chaleco al ser perforado

por un mecanismo localizado al frente. El mecanismo se activa jalando un cordón.

iii) Inflado por tanque: Su inflado es controlado con aire del tanque que usa el buzo para respirar. Este tipo de chalecos son los más recomendados cuando se bucea con aparatos (tanque, regulador, etc.) siendo el más utilizado aquel que se infla por medio de una manguera especial, con aire del tanque que respira el buzo.

e) CINTURON DE LASTRE:

El cinturón de lastre es necesario para regular la flotabilidad del buzo en la superficie. La flotabilidad positiva natural producida por el cuerpo humano y el traje de neopreno debe de ser compensada con lastre hasta obtener una flotabilidad neutra y poder hundirse sin esfuerzo, esto se logra por medio del cinturón de plomos. El cinturón de plomos debe de tener hebilla de soltado rápido con el fin de que en cualquier emergencia se pueda arrojar inmediatamente utilizando una sola mano. Es el último dispositivo del equipo que debe de ponerse y revisar que no este atorado con alguna correa o sea que el cinturón debe de quedar por encima de cualquier equipo. El peso del cinturón varia si la inmersión es en agua dulce (río, lago, etc.) o en agua de mar, necesitandose mayor lastre cuando se bucea en agua de mar, también varia el peso si se va a usar traje de neopreno o no y con el tipo de traje.

f) TRAJE ISOTERMICO:

La pérdida de calor puede ser peligrosa para el buzo aunque sea en aguas regularmente templadas. La pérdida de calor en el agua es 3 veces mayor que en el aire a igual temperatura, debido a esto

se recomienda que el buzo use traje isotérmico en aguas con temperaturas inferiores a 25 grados centígrados. Existen tres tipos de trajes isotérmicos que son:

i) Tipo húmedo: Fabricado con espuma de neopreno este material permite la entrada de una pequeña cantidad de agua entre el traje y la piel, de tal manera que en un intervalo de tiempo pequeño el agua que penetró adquiere la misma temperatura que la del cuerpo.

ii) Tipo seco: Este traje evita la entrada de agua entre el traje y la piel, esta generalmente hecho de hule delgado y tiene cierres herméticos en los puños, piernas y en el cuello. Son poco aislantes por si mismos y se tiene que usar abajo ropa interior de lana. Este tipo de trajes son ya obsoletos.

iii) Tipo inflable: Este traje también es hecho de neopreno, sellado en los puños piernas y cuello, se infla en la misma forma que el chaleco compensador. Este tipo de traje ha desplazado al traje seco para bucear bajo el hielo, con la ventaja de que también se puede controlar la flotabilidad como con el chaleco compensador.

Los trajes más utilizados son los de tipo húmedo hechos de neopreno de 1/8, 3/16, y 1/4 de pulgada de espesor. El traje completo esta compuesto de chamarra, pantalones, botas, guantes y capucha.

El traje isotérmico también sirve para proteger al buzo de raspaduras contra corales, rocas y del contacto con algunos animales y plantas urticantes. El principio de funcionamiento de este tipo de trajes se basa en que el neopreno contiene muchas pequeñas burbujas de gas (aire) que son malas conductoras del calor y le dan al traje su propiedad aislante. Cuando el buzo comienza a su-

mergirse la presión comienza a compactar las burbujas disminuyendo su volumen y por ende el traje comienza a perder sus propiedades aislantes.

g) TANQUE DE AIRE COMPRIMIDO:

Este aditamento también es conocido como cilindro o botella de aire comprimido y es un recipiente diseñado para almacenar aire a alta presión en su interior con un gran margen de seguridad. Los tanques de aire comprimido se pueden clasificar en base a su tamaño y a su material de construcción. En cuanto a su tamaño se manejan los siguientes volúmenes comerciales: 0.51 m³ (18 ft³), 1.13 m³ (40 ft³), 1.42 m³ (50 ft³), 2.02 m³ (71.2 ft³) y 2.27 m³ (80 ft³).

En la fig.7a se pueden observar las configuraciones de estos tanques. Y en lo que respecta a materiales de fabricación se usan el aluminio y el acero. Las presiones a las que se llenan estos tanques para máxima capacidad varían de 12,424.45 a 20,707.42 kPa. (manométricos). La ventaja de usar un tanque de aluminio o de acero radica principalmente en su forma de oxidación.

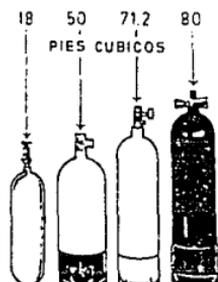


Fig. 7a Tamanos de tanques. (1)

En los tanques de acero el contacto directo con el aire hace que se oxide su interior, acelerándose este proceso si le entra humedad o agua salada. Para prevenir esto, los tanques se cubren en su interior con pintura epóxica y en el exterior se galvanizan.

Los tanques de aluminio en cambio, en contacto con el aire forman una película protectora de óxido que impide que el aire siga en contacto con el aluminio, impidiendo por lo tanto que este continúe oxidándose. Debido a que los tanques se encuentran sometidos a presiones elevadas en su interior, deben de cumplir los requisitos que fijan las agencias de control de calidad en cada país. Por ejemplo en los Estados Unidos de Norteamérica (U.S.A.) es el departamento de transportación (DOT).

Esta agencia de control, marca en la parte superior del tanque unos números, letras y símbolos que describen las características del tanque. En la figura.7b se muestra su significado:

Fig. 7b (11)

DOT - Agencia de control
SP0498 - Tipo de metal
3000 - Presión de trabajo
P114572 - Número de Serie
USD - Marca
A - Símbolo del fabricante
4 76 - Fecha de fabricación



Sin estas marcas el tanque se considera ilegal y no podrá ser llenado por ninguna agencia o tienda que se encargue del recargado de los tanques.

h) REGULADOR DE AIRE:

Este dispositivo sirve para poder suministrar aire a una presión adecuada según sea la profundidad en que se encuentre el bu-

zo y en una cantidad apropiada dependiendo de la demanda de este.

Este se tratará con más detalle y en forma más amplia al final de este capítulo.

j) EQUIPO OPCIONAL:

El equipo adicional consta de los siguientes componentes:

- i) Medidor de presión o manómetro.
- ii) Reloj sumergible.
- iii) Medidor de profundidad o profundímetro.
- iv) Brújula.
- v) Tablas de descompresión o descompresionímetro.
- vi) Cuchillo.

1.3) LEYES FISICAS DEL BUCEO:

a) EFECTOS DE LA PRESION EN UNA INMERSION:

En este inciso se analizarán los factores que afectan al buzo y a su equipo durante una inmersión, debidos a la presión que el medio ambiente ejerce sobre el mismo. Es del dominio universal que en la superficie de la tierra a cualquier nivel, la atmósfera, debido al peso del aire ejerce una presión, esta presión al nivel del mar es igual a una atmósfera de presión, equivalente en unidades del sistema internacional a 1.01325 bars = 1.01325×10^5 Pa.

Cuando un buzo desciende en un medio acuático, éste siente que la presión ejercida sobre su cuerpo aumenta conforme va descendiendo. En el mar esta presión debida al peso del agua aumentará aproximadamente una atmósfera (1.01325 bars) por cada 10 metros de profundidad. Esto significa que a 30 metros de profundidad el

cuerpo humano está expuesto a 4 atmósferas (4.053 bars) de presión absolutas. Debido a que el cuerpo se encuentra sometido a cambios de presión, cuando estos son bruscos o no son bien compensados se pueden causar lesiones debidas a la presión. A este tipo de lesiones se les denomina barotraumas, estos pueden ser de dos tipos:

i) Los causados por menor presión en el interior de una cavidad que la exterior, estos se producen durante el descenso y en el lenguaje del buceo se les conoce como squeeze o golpe de ventosa.

ii) Los causados por mayor presión en el interior de una cavidad que en el exterior, estos se producen durante el ascenso y se conocen como sobrepresiones internas.

El cuerpo humano tiene espacios que contienen aire; los oídos, los senos paranasales, los pulmones, las vías respiratorias, el estómago y los intestinos que responden a los cambios de presión aumentando o disminuyendo su densidad. En la superficie de la tierra las presiones del interior de las cavidades o espacios del cuerpo humano se encuentran en equilibrio con la presión ambiente y por ende no se siente molestia alguna. Pero al sumergirse por ejemplo, 10 metros la presión ambiente es ahora de dos atmósferas, mientras que la presión interior de las cavidades permanece a una atmósfera, esta diferencia de presiones hace que por ejemplo, el tímpano se deflexione causando molestias, si la diferencia de presiones llega a ser mayor puede causar la ruptura de este (squeeze)

Esto se puede evitar haciendo una igualación (compensación) de presiones, de la siguiente manera:

i) Que el espacio reduzca de volumen, como es el caso de las cavidades con paredes flexibles (estómago, intestinos y pulmones).

ii) Inyectar más aire en la cavidad para aumentar la presión, esto se hace en el caso de paredes con cavidades rígidas y semirígidas (oidos, senos paranasales y visor). Las figuras 8a y 8b muestran como se efectua una compensación para oído y seno paranasal y para visor respectivamente.

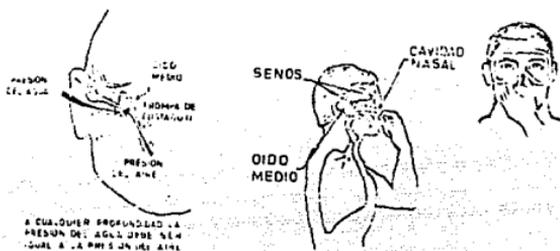


Fig. 8a Compensación de oído y seno paranasal. (1)

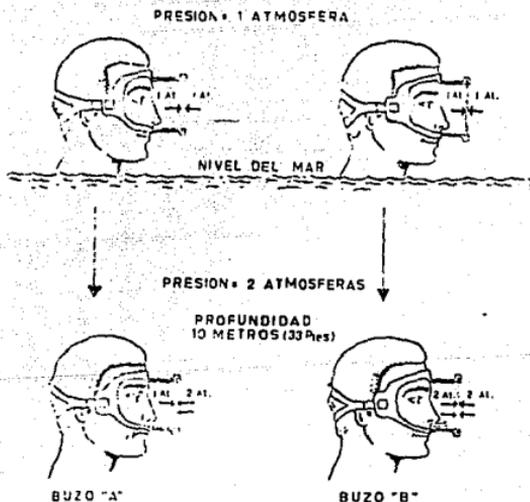


Fig. 8b Compensación de visor
 Buzo "A" sin compensar. Buzo "B" efectua compensación. (1)

Con todo lo anterior se concluye que para evitar cualquier lesión durante una inmersión, simplemente debe prestarse atención en la compensación de los espacios interiores de aire en nuestro cuerpo con la presión exterior del medio ambiente. Los barotraumas que se presentan en el buceo son los siguientes:

- 1) Barotrauma o squeeze de oído.
- 2) Barotrauma o squeeze de senos paranasales.
- 3) Barotrauma o squeeze de pulmón.
- 4) Barotrauma o squeeze de visor.
- 5) Compresión de intestino y estómago.

b) LEY DE BOYLE:

Esta ley es muy importante en el buceo pues explica como afectan los cambios de presión a los espacios de aire, que se encuentran en el cuerpo humano y en el equipo que se lleva puesto. La ley de Boyle básicamente establece que el volumen de un gas varía en forma inversamente proporcional a la presión absoluta aplicada, mientras que la densidad varía en forma directamente proporcional a la presión absoluta. Esto se puede observar en la figura.9.

De lo anterior se puede pensar que un buzo que practica buceo libre (sin tanque de aire comprimido), cuando realiza una inmersión sus pulmones se comprimen durante el descenso, reduciendo su volumen y aumentando la densidad del aire. Si el buzo descendiera a mucha profundidad estaría expuesto a sufrir un barotrauma de pulmón (el pulmón se comprime a un volumen igual al del aire residual y no vuelve a recuperar su volumen normal), pero al ascenso no hay el más mínimo peligro de ruptura del pulmón, debido a que

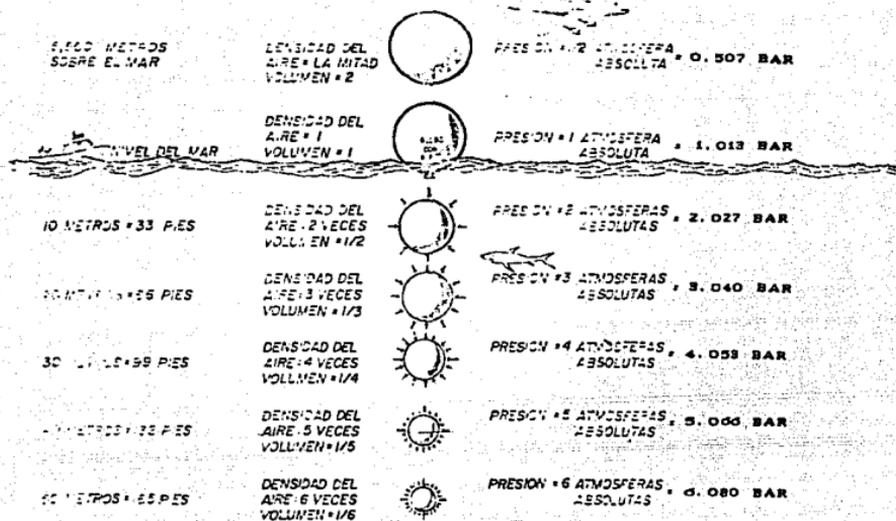


Fig. D Dibujo que explica los efectos de la ley de Boyle. (1)

la cantidad de aire que tomó el buzo en la superficie se comprime en el descenso y al ascender se expandirá sin consecuencia por ser la misma cantidad de aire que tomó en la superficie.

En el caso del buzo que usa tanque de aire comprimido, con regulador de demanda, sucede algo diferente a lo anterior. El volumen o tamaño de los pulmones permanece igual desde la superficie hasta la profundidad que el buzo desee llegar y la presión de los pulmones siempre será igual a la presión ambiente, esto se logra mediante el regulador de demanda. Por ejemplo, un buzo que se encuentre a una profundidad de 20 metros, respira triple cantidad de aire que en la superficie y tres veces más denso, siendo la presión interior de los pulmones de tres atmósferas.

La pregunta es entonces; ¿ Cuanto dura el tanque de aire ?

La duración de un tanque de aire depende de muchos factores como: Tamaño y presión del tanque, condición física del buzo, profundidad, tipo de trabajo que desarrolle (ligero o pesado), experiencia del buzo, temperatura del agua, pérdidas de aire por compensaciones (cavidades huecas del cuerpo, purgas e inflado del chaleco de compensación), estado emocional entre los más importantes. Es muy difícil contemplar todos estos factores en conjunto considerando los que tienen una mayor importancia, el análisis se puede reducir a la consideración de los siguientes factores; profundidad y consumo de aire por minuto del buzo. Suponiendo que un buzo se encuentra nadando tranquilamente en la superficie y consume un pie cúbico de aire por minuto, un tanque que contenga 60 pies cúbicos le durará 60 minutos en la superficie. Si el mismo buzo mantiene su ritmo de respiración y desciende a una profundidad de 10 metros (dos atmósferas), como la densidad del aire se duplica entonces el consumo del aire también se duplica por lo que un tanque de la misma capacidad del anterior le durará 30 minutos, esta variación se observa claramente en la figura 10.

Todo esto considerando que el ritmo del nado se mantiene constante, si éste aumenta, el consumo del aire sera mayor, entonces la duración del tanque disminuye (es menor de los 30 minutos).

Lo anterior indica que los movimientos de un buzo dentro del agua deben de ser lentos para obtener una mayor duración del aire del tanque y con esto disfrutar más de la inmersión.

TANQUE REGULADOR PULMONES

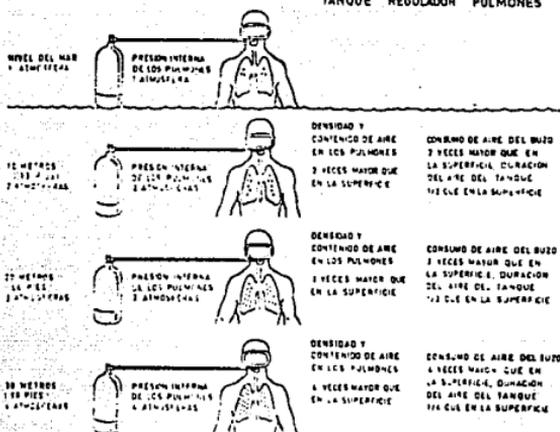


Fig. 10 Relación de presión, volumen, densidad y consumo de aire del buzo respirando con equipo de aire comprimido. (1)

c) LEY DE CHARLES:

Esta ley establece que si un volumen de aire permanece constante, la presión variará directamente proporcional a la temperatura es decir lo siguiente.

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

Esta ley explica el comportamiento del aire dentro del los tanques de buceo en relación con la variación de la temperatura, por esto se tiene una atención especial en no dejar los tanques de aire comprimido (llenos) expuestos al sol, puesto que al aumentar la temperatura la presión interna también aumenta. Si el aumento de presión es bastante grande puede explotar el tanque o la válvula de seguridad.

d) COMPOSICION QUIMICA DEL AIRE:

Cuando se habla del aire generalmente se considera como si fuera un solo gas y no una mezcla de gases. El aire para la respiración humana está compuesto de los siguientes elementos químicos, en relación con su porcentaje en peso:

78 % NITROGENO.

21 % OXIGENO.

.03 % BIOXIDO DE CARBONO.

.97 % OTROS GASES (MONOXIDO DE CARBONO, ARGON, NEON, HELIO.)

En el buceo los gases que tienen mayor importancia son el nitrógeno y el oxígeno. Estos gases tienen las siguientes características:

NITROGENO:

Es un gas inerte y no se combina químicamente con el cuerpo, su principal característica es que se diluye en la sangre y en los tejidos del cuerpo, cuando este se encuentra sometido a presiones altas, tiene efectos narcóticos peligrosos a profundidades mayores de 30 metros (4 atmósferas).

OXIGENO:

La vida de la mayoría de los seres vivos depende del oxígeno ya que las células lo utilizan continuamente para la producción de energía y el sostenimiento de los procesos vitales (metabolismo).

A una presión mayor de dos atmósferas el oxígeno puro que un ser humano respira causa efectos tóxicos algunas veces mortales, el porcentaje de oxígeno contenido en el aire que se aspira al nivel del mar causa efectos tóxicos a partir de 90 metros de profundidad (10 atmósferas).

e) LEY DE DALTON:

Esta ley establece que cada gas ejerce su propia presión parcial en proporción al porcentaje del gas presente en la mezcla total de los gases, o sea que para encontrar la presión parcial de un gas específico dentro de una mezcla de gases simplemente se multiplica la presión total a la cual se encuentra sometida la mezcla de los gases por la fracción mol de ese gas.

Por ejemplo si se inhala aire a una atmósfera de presión las presiones parciales que se ejercen dentro del pulmón son las siguientes; el nitrógeno ejerce 0.78 atmósferas, el oxígeno 0.21 atmósferas y el 0.1 de atmósferas restante es ejercida por el resto de los gases que componen la mezcla de aire. La tabla 1 muestra el incremento de las presiones parciales conforme aumenta la profundidad, cabe señalar que conforme aumenta la presión mayor cantidad de estos gases respiramos y a una determinada profundidad cada uno de estos gases tienen efectos tóxicos para el ser humano.

LEY DE DALTON DE LAS PRESIONES PARCIALES				
		PRESION PARCIAL [Bar]		
PROFUNDIDAD	PRESION	N2	O2	Ar
NIVEL MAR	1.013 Bar	0.79034	0.21278	0.010133
10 METROS	2.027 Bar	1.58067	0.42557	0.020265
20 METROS	3.040 Bar	2.37101	0.63835	0.030398
30 METROS	4.053 Bar	3.16134	0.85113	0.040530
40 METROS	5.066 Bar	3.95168	1.06391	0.050663
90 METROS	10.13 Bar	7.90335	2.12783	0.101325

N₂ = NITROGENO O₂ = OXIGENO Ar = ARGON.

TABLA 1

f) LEY DE HENRY:

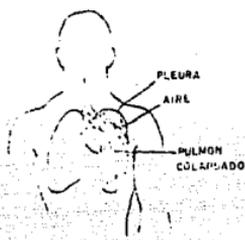
Esta ley dice que un gas se disuelve en un líquido en forma directamente proporcional a la presión que ejerza este gas. Debido a que el cuerpo humano contiene gran cantidad de líquidos y el buzo que usa tanque respira aire a presión, según sea la profundidad el nitrógeno y el oxígeno comenzarán a diluirse en la sangre y en los tejidos. El oxígeno se consume rápidamente por las células para los procesos vitales, sin embargo el nitrógeno (gas inerte) se almacena en los tejidos y en el torrente sanguíneo, conforme más se desciende se tiene una mayor concentración de nitrógeno en el cuerpo. El nitrógeno disuelto en el cuerpo no es peligroso, siempre y cuando permanezca en solución, pero si se reduce bruscamente su presión, el nitrógeno disuelto escapará de la sangre y los tejidos en forma de pequeñas burbujas, las cuales continuarán aumentando de tamaño (volumen) a medida que el buzo ascienda, produciendo un accidente de descompresión. Estas burbujas bloquean la circulación de la sangre en los vasos capilares de una o más partes del cuerpo, esto impide que el oxígeno llegue a las células causando en algunas ocasiones daños irreversibles. Las zonas más peligrosas para un accidente de este tipo son el sistema nervioso central y el cerebro. Además hay que señalar que el corazón es un equipo de bombeo que no está diseñado para manejar y bombear un fluido en dos fases.

Cuando ocurre un accidente de descompresión el tratamiento es efectuar una descompresión en una cámara hiperbárica con el objeto de reducir las burbujas y volver a diluir el nitrógeno en la sangre para eliminarlo normalmente por la respiración. La prevención de este tipo de accidentes consiste en planear las inmersiones.

evitando buceos con descompresión, controlar profundidades y tiempo en el fondo, apegándose a los procedimientos de las tablas de descompresión. A continuación se muestran un conjunto de figuras que ilustran las diferentes consecuencias que acarrea un accidente por descompresión.

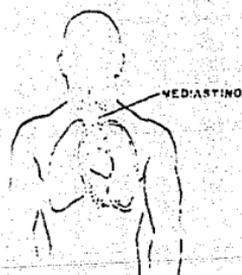


Fig. 11a Formación de burbujas en el cuerpo humano. (1)



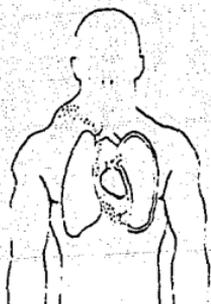
LAS BURBUJAS DE AIRE SALIEN DE LOS PULMONES Y SE ALOJAN ENTRE ESTOS Y LA PLEURA.

Fig. 11b Neumotorax. (1)



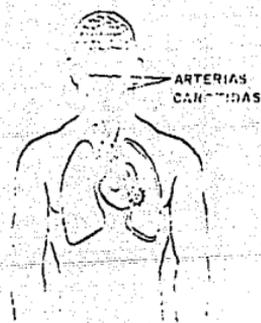
LAS BURBUJAS DE AIRE QUE SALIEN DE LOS PULMONES Y SE ALOJAN EN EL ESPACIO DEL CORAZÓN Y LA TRQUEA LLAMADO MEDIASTINO

Fig. 11c
Enfisema
mediastinal (1)



LAS BURBUJAS DE AIRE SALIEN DE LOS PULMONES Y SE ALOJAN BAJO LA PIEL EN EL CUELLO.

Fig. 11d
Enfisema
subcutáneo (1)



LAS BURBUJAS DE AIRE PASAN DE LOS PULMONES AL CORAZÓN Y ESTE LAS BOMBEEA A TRAVÉS DE LAS CARÓTIDAS AL CEREBRO.

Fig. 11e Aireoembolia. (1)

g) TEORIA DE HALDANE:

Esta teoría fue desarrollada por el doctor J.S. Haldane en el año de 1907, este determinó que la sangre y los tejidos del cuerpo pueden mantener en solución (diluido) el nitrógeno sin causar problemas siempre y cuando la presión de la profundidad a la que ascienda el buzo directamente no sea reducida a menos de la mitad de la presión a la que se encontraba, de lo contrario el nitrógeno se liberará en forma de burbujas, produciendo en el buzo un accidente de descompresión. O sea que un buzo que se encuentra a seis atmósferas, 50 metros de profundidad puede ascender directamente hasta tres atmósferas de presión, 20 metros de profundidad. En esta teoría están basadas las tablas de descompresión de la marina de los E.U.A. en uso por un gran número de buzos deportivos y comerciales.

h) EFECTOS DE LA PRESION SOBRE LA RESPIRACION:

Cuando una persona se encuentra en la superficie, la presión que actúa sobre ella (1 ATA.) se distribuye uniformemente sobre todo el cuerpo y la presión interior de sus pulmones es la misma que la del exterior, es por esto que la respiración no causa esfuerzo. Si a una persona se le sumerge en el agua hasta que esta le llegue al cuello la presión que actúa sobre este es la presión atmosférica más la presión del agua. Esta última es directamente proporcional a la profundidad, por lo que, la distribución de la presión sobre el cuerpo ya no es uniforme (fig.12). Como la persona tiene la cabeza fuera del agua respira aire de la superficie y la presión en el interior de sus pulmones es una atmósfera, mientras que la presión exterior que actúa sobre el tórax y el abdomen

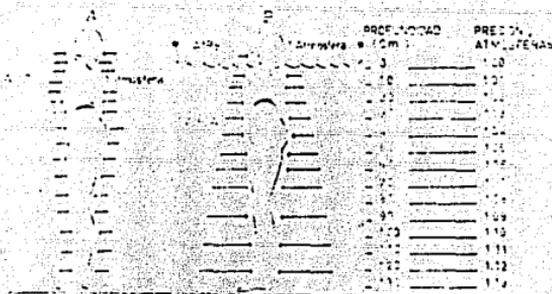


Fig. 12 Efectos de la presión sobre la respiración. III

es mayor que la interior, lo que origina una reducción del volumen de los pulmones y una respiración dificultosa, la cual llega a producir fatiga. Esta es la razón por la cual no se puede respirar aire de la superficie a través de una manguera, a partir de cierta profundidad, sin la ayuda de un compresor o tanque de aire comprimido, que suministrarán aire a los pulmones del buzo por medio de un regulador a una presión igual a la del medio circundante, para que le permita respirar con facilidad (esta es la importancia del papel del regulador de aire).

La presión también tiene efectos sobre la respiración cuando se bucea con tanques de aire comprimido, estos efectos se hacen notorios, cuando cambia la posición del regulador en relación con los pulmones del buzo (fig.13). Al descender un buzo verticalmente con la cabeza hacia abajo, la boquilla se encuentra a mayor profundidad y presión que los pulmones, lo que hace que el regulador le suministre mayor cantidad de aire que la requerida y el resultado es una aspiración fácil, el mismo efecto sucede cuando el buzo nada en posición horizontal normal. Durante el ascenso vertical,

como el buzo mira hacia la superficie, la boquilla del regulador se encuentra a menos profundidad que la de sus pulmones, por lo que el regulador suministra menor cantidad de aire que la requerida y hace la inhalación difícil, lo que produce una fatiga respiratoria.

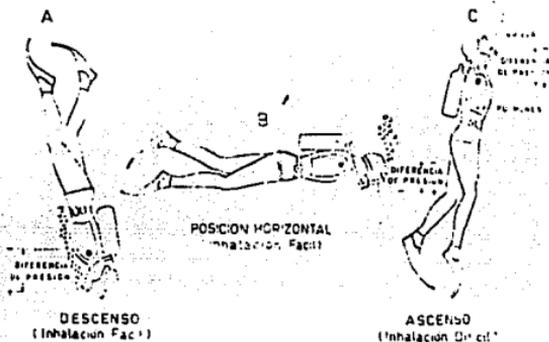


Fig. 43 Efectos de la presión sobre la respiración cuando se bucea con tanque de aire comprimido y un regulador de una manguera. (1)

Hay que tomar en cuenta que entre más profundo se encuentre el buzo, más denso y pesado es el aire que respira. Este incremento en la densidad y peso del aire en los reguladores de mala calidad hace que aumente la resistencia al flujo de aire en su interior y esto desemboca en un esfuerzo de respiración mayor, todo esto en forma independiente de la posición en que se encuentra el buzo. En reguladores de buena calidad, el suministro de aire es constante y de fácil aspiración a cualquier profundidad y sólo se verá afectado por las posiciones del buzo antes mencionadas.

1.3) QUE ES UN REGULADOR DE BUCEO:

Un regulador es un dispositivo que funciona mediante un sistema mecánico que comunica la boca del buzo con el tanque de aire

comprimido suministrándole justamente la cantidad de aire que demanda, a la presión adecuada según sea la profundidad en que se encuentre el buzo y en el momento en que este lo desee. Además de proporcionar esto, un buen regulador debe de tener las siguientes características:

- 1) Suministrar el volumen de aire necesario sin que el buzo aumente el esfuerzo de aspiración.
- 2) Igual esfuerzo de aspiración del buzo, con el tanque a su máxima o mínima capacidad.
- 3) Igual esfuerzo de aspiración a cualquier profundidad.
- 4) Debe de permitir respirar sin dificultad, con la mayor suavidad y regularidad al surtir de aire al buzo que lo usa, cualesquiera que sea su posición.
- 5) Debe de ser lo bastante ligero, tal que permita al buzo mantener su flotabilidad neutra sin mucho esfuerzo.

Existen varios tipos básicos de reguladores convencionales, según su número de pasos de regulación de presión se pueden clasificar de la siguiente manera:

- i) De un solo paso de presión: De dos mangueras.
- ii) De dos pasos de presión

{	De una manguera.
	De dos mangueras.

Los reguladores de una o dos mangueras son como su nombre lo indica, aquellos que conectan el regulador a la boquilla con una o dos mangueras, entre ambos tipos existen ventajas y desventajas que se mencionan cuando se describan estos reguladores. El número de pasos de regulación de presión significa lo siguiente.

a) REGULADOR DE UN SOLO PASO DE PRESION:

Este tipo de regulador cuenta con una sola válvula para poder controlar la salida del aire a presión del tanque, por tener pocas partes es de manufactura económica. Generalmente es de respiración suave, aunque cuando la presión del tanque de aire comprimido disminuye, el esfuerzo de aspiración tiende a aumentar. Esto se debe a que se aplica el principio de venturi en su mecanismo para hacer fluir el aire a través del regulador (fig.14a).

b) REGULADOR DE DOS PASOS DE PRESION:

El principio de funcionamiento para regular la presión que sale del tanque de aire comprimido de este tipo de reguladores consiste en intercalar dos válvulas conectadas en serie. La primera reduce la presión aproximadamente a 965 kPa manométricos. La segunda válvula reduce la presión del aire de demanda a la presión del medio ambiente circundante. El esfuerzo de aspiración se mantiene constante aunque baje la presión del tanque de aire comprimido, siendo esta la principal ventaja de este equipo. Se recomienda para inmersiones de más de 30 metros (fig.14b).



Fig. 14a Regulador de un paso de presión. [1]

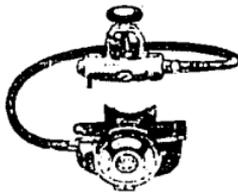


Fig. 14b Regulador de dos pasos de presión. [1]

c) REGULADORES QUE UTILIZAN DOS MANGUERAS:

Estos reguladores comunican la boquilla de aspiración mediante dos mangueras, pero solo una de éstas es la que proporciona aire, la otra se usa para la evacuación del aire de exhalación hacia la parte posterior del regulador y de ahí al medio ambiente. Por lo general la manguera que surte de aire al buzo es la del lado derecho. Una ventaja de este tipo de regulador es su mayor tamaño y por lo tanto un mayor tamaño del diafragma de control (regulación), que le confiere una mayor suavidad al aspirar, salvo cuando baja la presión del tanque. Además posee ventajas de comodidad pues proporciona tensiones iguales en la boquilla impidiendo que esta se ladee, también evita las burbujas en la cara que para algunos buzos son molestas, ya que estas son evacuadas por la parte posterior del cuerpo del regulador (a espaldas del buzo), así como el ruido de las mismas cerca del oído. Sus desventajas son su volumen y dificultad de mantenimiento y limpieza.

d) DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO DE UN REGULADOR DE UN SOLO PASO DE PRESION Y DOS MANGUERAS.

En este regulador (fig.15a, fig.15b) el aire a alta presión del tanque de aire comprimido pasa a través de una válvula de aire reductora de presión (F), la cual baja la presión aproximadamente a unos 7 Kg/cm^2 manométricos (709.275 kPa.), el aire ocupa entonces la cámara de alta presión (E), después el aire atraviesa la válvula de baja presión (D) que es accionada por un mecanismo de palanca cuando el diafragma de control se deflexiona.

El funcionamiento del regulador a la demanda es el siguiente; la aspiración del buzo produce una caída de presión en la cámara

de baja presión (A) situada en contacto con el diafragma de control (B), este se deflexiona hacia el interior de la cámara de baja presión debido a la presión que ejerce el medio ambiente sobre la otra cara del diafragma. Esta deflexión acciona la leva (C) que abre la válvula de baja presión (D), a consecuencia de esto disminuye la presión en la cámara de alta presión (E) que determina la abertura de la válvula reductora (F), con lo cual el buzo recibe el aire que necesita de manera automática. El aire exhalado se escapa a través de una válvula de no retorno en pico de pato (G), hacia la cámara (H) que esta en contacto con el medio ambiente (agua) por medio de unos orificios. Este ciclo se repite cada vez que el buzo requiere una nueva demanda de aire.

e) REGULADORES QUE USAN UNA SOLA MANGUERA:

La diferencia estriba en que la manguera de exhalación se suprime por lo que el aire de deshecho se elimina directamente por la boquilla, esto permite que el sistema sea pequeño ya que la cámara de respiración puede estar en proporción al diámetro de la manguera. Esta geometría del regulador hace que los diafragmas sean más pequeños y para disminuir el esfuerzo de aspiración se requiere aumentar el diámetro del orificio de suministro principal de aire. Sus ventajas consisten en que son muy prácticos y manio-
rables, para algunos tipos de trabajos bajo el mar son muy recomendables. Su principal desventaja es su baja resistencia: normalmente el primer paso esta montado en el yugo del tanque, viene a continuación la manguera y después el segundo paso. Si por algún defecto o por descuido llegará a fallar el primer paso, el aire a presión llenaría la manguera de suministro que solo tolera un má-

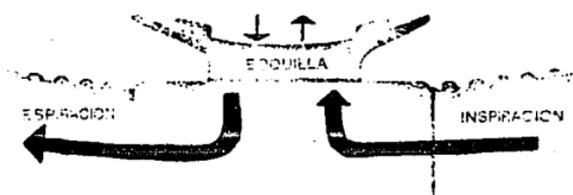
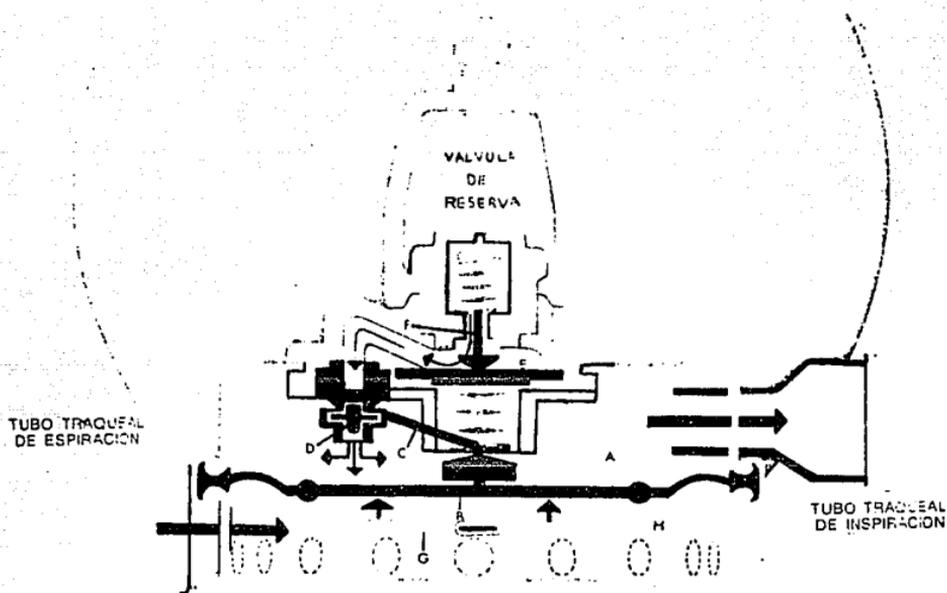


Fig. 15a y Fig. 15b Dibujos esquematicos y principios de operacion de un regulador de un paso de presión.

ximo de 2760 kPa. manométricos, lo que produciría su rotura inmediata, dejando sin aire al buzo. Como se puede notar la consecuencia sería un grave accidente en el mejor de los casos. Con esto se deduce que el diseño debe ser 100% confiable para evitar en lo posible este tipo de percances.

f) DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE UN REGULADOR DE DOS PASOS DE PRESIÓN Y UNA MANGUERA.

Este tipo de regulador es el más popular en el buceo deportivo debido a su simplicidad, fácil mantenimiento, aditamentos que pueden acoplársele y más que nada su pequeño volumen y facilidad de manejo. Su funcionamiento es el siguiente; el primer paso de presión o cámara de alta presión está contenido en un yugo cilíndrico que se fija al tanque, la función del primer paso es reducir la alta presión con que sale el aire del tanque a una presión menor, aproximadamente de 965 kPa. manométricos. El segundo paso se encuentra en el cuerpo que compone la boquilla de aspiración, su función consiste en reducir la presión intermedia (965 kPa.) que suministra el primer paso a una presión igual a la de la profundidad a la que se encuentre el buzo (medio ambiente), con el objeto de que la presión dentro de los pulmones sea igual a la que ejerce en forma externa el agua sobre ellos, permitiéndole al buzo respirar con facilidad.

Existen dos diseños utilizados en el primer de los reguladores de una sola manguera; uno a base de un diafragma de control y otro a través de un pistón. Las fig.16a y fig.16b muestran las componentes de ambos diseños.

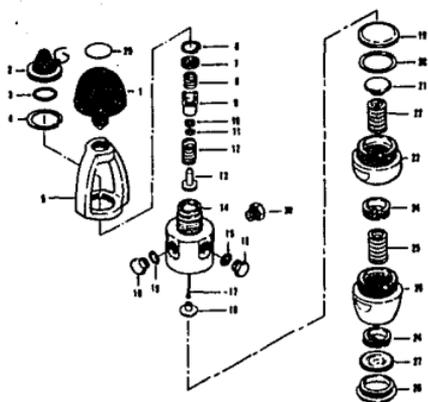


FIG. 16A DESPIECE DEL PRIMER PASO DE PRESION, DE UN SISTEMA A BASE DE DIAFRAGMA. REGULADOR CONSHOLF 20 SUPREME de U.S. DIVERS. (S)

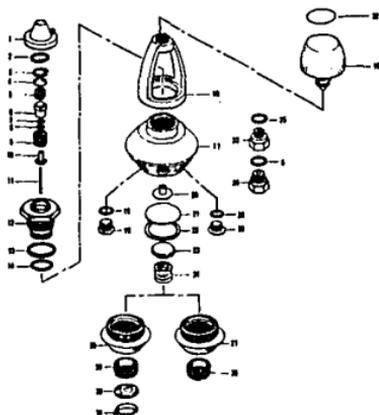


FIG. 16A' DESPIECE DEL PRIMER PASO DE PRESION, DE UN SISTEMA A BASE DE DIAFRAGMA. REGULADOR J.M. COUSTEAU ROYAL de U.S. DIVERS. (S)

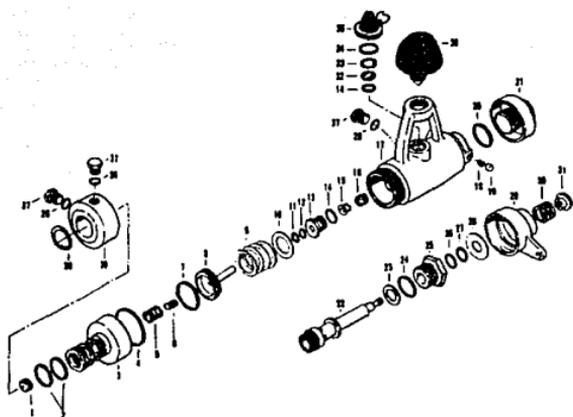


FIG. 10B DESPIECE DEL PRIMER PASO DE PRESION, DE UN SISTEMA A BASE DE PISTON. REGULADORES CALYPSO VI y J de U.S. DIVERS. (2)

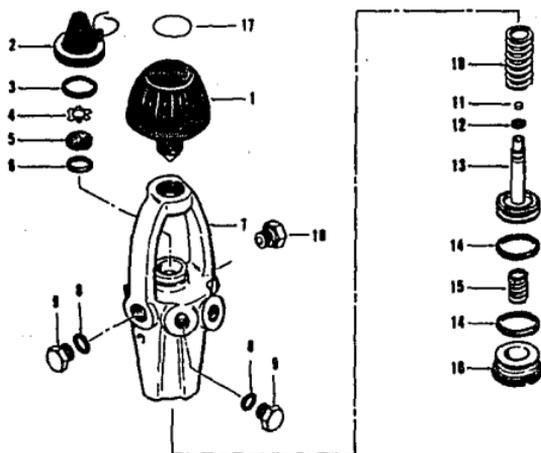


FIG. 10C DESPIECE DEL PRIMER PASO DE PRESION, DE UN SISTEMA A BASE DE PISTON. REGULADORES AQUARIUS 1 y 2 de U.S. DIVERS. (2)

A continuación se describe el funcionamiento de un regulador de dos pasos de presión y una manguera, que utiliza como elemento regulador de presión en el primer paso un pistón.

1) En un principio el regulador se encuentra en equilibrio y presurizado, el primer paso consta de un pistón con un vástago de centro hueco que sirve de válvula entre la cámara de alta presión (conexión directa con el tanque) y la cámara de presión intermedia (conexión a la manguera). Una cara del pistón esta en contacto con aire a presión, 965 kPa., en la cámara de presión intermedia. Sobre esta cara actúa la presión intermedia. La cara posterior del pistón esta en contacto con el agua, ya que esa parte del cilindro posee unos orificios por medio de los cuales se transmite la presión ambiente a esa cara del cilindro. Además de la presión ambiente, actúa también la presión de un resorte sobre la cara posterior del cilindro. El pistón se mantiene en equilibrio cuando la cámara de presión intermedia alcanza 965 kPa.

2) Por medio de una manguera se transmite la presión intermedia (965 kPa.) al segundo paso, que consta de una cámara de presión intermedia (conexión a la manguera) y otra cámara de presión ambiente, esta última tiene comunicación directa con la boquilla por donde el buzo aspira. Una válvula controla el flujo de aire entre las dos cámaras, su funcionamiento depende de un mecanismo con una palanca y un resorte que son accionados por la deflexión de un diafragma que se encuentra sometido a la presión ambiente.

El esquema del regulador presurizado se muestra en la fig.17a.

La válvula permanecerá cerrada siempre que el diafragma esté en equilibrio o sea que la presión ejercida sobre las dos caras sea la misma (presión ambiente).

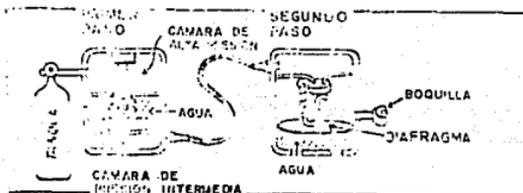


Fig. 17a Dibujo esquemático de un regulador en equilibrio. (1)

En la figura 17.b el buzo aspira por la boquilla y crea una caída de presión en la cámara de respiración haciendo que el diafragma se deflexione y accione el mecanismo que abre la válvula de aire de suministro principal (permitiendo que el buzo aspire la cantidad de aire que necesite); de inmediato esta caída de presión se transmite por medio de la manguera al primer paso de presión, haciendo que el pistón se deslice y permita el flujo de aire del tanque hacia la cámara de presión intermedia hasta que el buzo deje de aspirar y equilibre otra vez el sistema.

Al exhalar el buzo (fig.17c), el aire se evacua directamente de la cámara de respiración por medio de una o varias válvulas de escape (de no retorno) que permanecen abiertas durante la salida del aire y se cierran inmediatamente después que el aire deja de fluir al exterior, evitando con esto la entrada de agua a la cámara de respiración.



Fig. 17b Dibujo esquemático del regulador durante la aspiración. (1)

A continuación se muestra un despiece de tres segundos pasos de regulación construidos por la U.S. DIVERS.



Fig. 17c Dibujo esquemático del regulador durante la exhalación. (1)

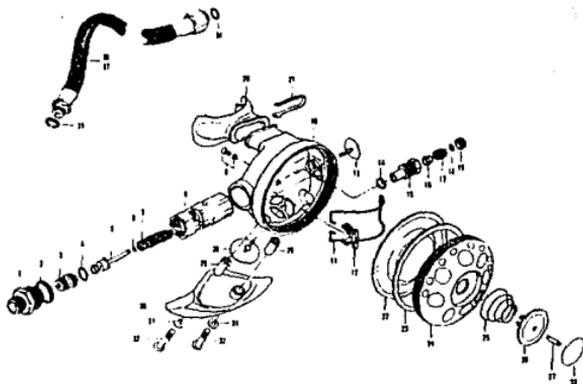


FIG. 18A SEGUNDO PASO DE REGULACION DE PRESION.
REGULADOR J. M. COUSTEAU ROYAL AQUALUNG de U.S. DIVERS. (3)

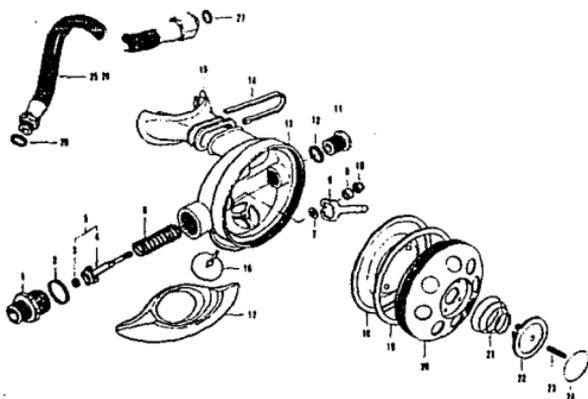


FIG. 18B SEGUNDO PASO DE REGULACION DE PRESION.
 REGULADORES CONSHELF 20 SUPREME y AQUARIUS 2 de U. S. DIVERS. (B)

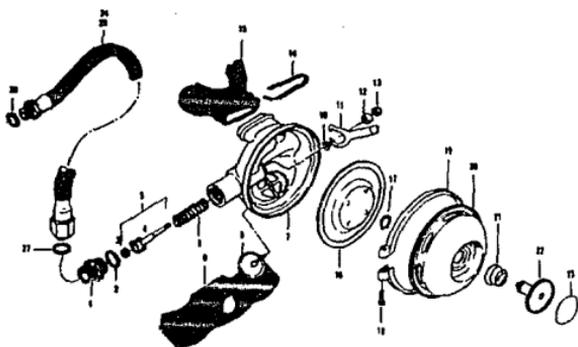


FIG. 18C SEGUNDO PASO DE REGULACION DE PRESION.
 REGULADORES CALYPSO VI y AQUARIUS 1 de U. S. DIVERS. (B)

OPERATION

2

Valvulas
de
Escape.

RESUMEN:

El estudio que se hace en este capítulo tiene por objeto mostrar cual es el estado actual de desarrollo de los reguladores en lo que se refiere al segundo paso de presión. El punto esencial tratado en este capítulo gira en torno al esfuerzo de exhalación que se tiene que vencer para expulsar el aire de deshecho, cabe señalar que los esfuerzos actuales en el diseño de reguladores están enfocados a reducir al mínimo este tipo de esfuerzo. La reducción del esfuerzo de exhalación está en función de las válvulas de escape (exhalación) del aire de expulsión. A su vez el diseño de una buena válvula de escape está en función de dos factores que son los siguientes:

1) Forma y material de construcción de la válvula.

2) Forma del asiento de la válvula.

Un estudio hecho por A. BAZ.¹⁰ en el que cuantifico en forma experimental el valor del esfuerzo de exhalación que tienen las válvulas de escape de los principales reguladores comerciales que hay en el mercado, fue de gran ayuda para poder evaluar en forma indirecta este tipo de esfuerzo. Aunado a esto existe una tendencia mundial para estandarizar el valor del esfuerzo de exhalación en 15 cm. de columna de agua (reguladores convencionales), para tratar de que todos los reguladores operen dentro de este rango.

2.1) FUNCIONES QUE INTERVIENEN EN EL ESFUERZO DE RESPIRACION:

Como las técnicas de buceo y los equipos han llegado a ser más sofisticados, las relaciones existentes entre los mecanismos y los efectos psicológicos debidos al esfuerzo de respiración y a las presiones negativas de respiración, han recibido un incremento en

la atención. El propósito de este estudio es recalcar esta necesidad para poder entender mejor los problemas del esfuerzo de respiración que presentan los reguladores comunes (convencionales) de buceo y proveer recomendaciones para bucear en forma segura dentro de los límites de estos.

Silverman⁴ en el desarrollo de un trabajo estudio el flujo de aire aspirado, bajo esfuerzos variables en diferentes trabajos, encontró que el flujo de aire máximo crece en forma exponencial con el incremento del rango de trabajo. Cain y Otis⁵ notaron que los modelos de respiración tienden a cambiar cuando la resistencia se incrementa, es decir, existe un incremento en las fases del tiempo de respiración. El flujo de aire máximo se reduce y por lo tanto hay un decremento del flujo medio, mientras que la presión de aspiración y exhalación se incrementan a su punto máximo, con el trabajo de aspiración siendo más grande que el trabajo de exhalación. Este y otros estudios han desembocado hacia una apreciación de la complejidad de la mecánica de los reguladores de buceo.

Es claro que mientras los buzos tienen una gran capacidad de adaptación al esfuerzo de respiración, ellos sin embargo deben de pagar un precio por este esfuerzo. Cain y Otis notaron también que la práctica da la impresión de incrementar la tolerancia al esfuerzo de respiración. Los esfuerzos de las dificultades externas de respiración se han evaluado efectivamente por Lanphier.⁶ En un análisis de flujo máximo de exhalación en su estudio señala que la compresión dinámica de una vía de aire es casi con certeza un factor importante en la explicación de las limitaciones de la respiración en las profundidades. La observación de que mientras que se requiere un esfuerzo para alcanzar el flujo máximo, una vez que

este se alcanza, un esfuerzo adicional más no da como resultado un incremento en el flujo. Esto trae serias complicaciones para las técnicas de respiración subacuáticas. El también señaló que cuando un volumen individual de gas se exhala por unidad de tiempo se convierte en una limitación para el flujo máximo de exhalación, dadas unas condiciones predeterminadas. Hay solo unas cuantas formas de incrementar el volumen de gas que se puede aspirar o exhalar por unidad de tiempo en un ciclo de respiración.

Una consiste en respirar el volumen (pulmonar) más alto, donde el esfuerzo (independientemente del flujo) es más grande. Esta observación relativa ha conducido a un gran interés acerca de las estipulaciones de presión diferencial que poseen los reguladores (convencionales) comerciales actuales. No hay duda que una válvula ideal de demanda podría proveer una respiración libre de esfuerzo, independientemente de la profundidad. Esto en la actualidad se esta logrando mediante la aparición de una nueva clase de reguladores denominados servocontrolados, con los cuales se puede reducir el esfuerzo de respiración hasta unos 2 cm. de columna de agua.

Una investigación reciente de la funcionalidad de los reguladores convencionales de buceo hecha por H. Egstrom⁷ reveló un interesante despliegue de descubrimientos, los cuales tienen implicaciones para un buceo efectivo y sin riesgo. El estudio se centro sobre las diferencias de presión estipuladas en los reguladores de buceo de diferentes firmas, bajo las siguientes condiciones:

- 1) Ciclos de respiración de 6, 15 y 30 ciclos por minuto con un volumen periódico de 3 litros.
- 2) Profundidades de 0, 10, 20, 40, y 60 metros medidas en una cámara.

3) Presiones manométricas de 13,790; 8,274; 4,137; 2,069 kPa.

4) Sumergidos en agua y en aire.

Se obtuvieron las caídas de presión de 38 reguladores comerciales en el ciclo de aspiración-exhalación. La síntesis de esta evaluación aparece en las tablas siguientes, es general y limitada pero provee una vista funcional del funcionamiento de las válvulas de demanda y exhalación de los reguladores comerciales.

INHALACION
(8,274 kPa.)

PRESION DIFERENCIAL EN CM. AGUA.								
		0-5	5-15	15-25	25-35	35-45	+ 45	
P R O F U N	0	12	26	0	0	0	0	C I C L O S
	10	8	30	0	0	0	0	
	20	6	32	0	0	0	0	
	40	5	31	2	0	0	0	
	60	3	32	3	0	0	0	
D I D A D	0	5	33	0	0	0	0	C I C L O S
	10	4	33	1	0	0	0	
	20	4	31	2	1	0	0	
	40	3	21	12	2	0	0	
	60	1	11	12	5	2	7	
M T S	0	4	31	3	0	0	0	C I C L O S
	10	2	18	13	3	1	1	
	20	0	8	5	5	5	14	
	40	0	1	0	0	3	34	
	60	0	0	0	0	0	38	

TABLA 2

INHALACION
(2,069 kPa.)

PRESION DIFERENCIAL EN CM. AGUA.								
		0-5	5-15	15-25	25-35	35-45	+ 45	
P R O F U N	0	7	29	2	0	0	0	6 C I C L O S
	10	4	32	2	0	0	0	
	20	5	31	2	0	0	0	
	40	4	31	3	0	0	0	
	60	4	20	14	0	0	0	
D I D A D	0	3	35	0	0	0	0	1 5 C I C L O S
	10	3	34	1	0	0	0	
	20	2	25	9	1	1	0	
	40	1	1	2	1	4	29	
	60	0	0	0	0	2	36	
M T S	0	4	31	3	0	0	0	3 0 C I C L O S
	10	2	18	13	3	1	1	
	20	0	9	5	5	5	14	
	40	0	1	0	0	3	34	
	60	0	0	0	0	0	38	

TABLA 2A.

La importancia de estos datos estriba en la apreciación hecha por Reimers⁸ quien desarrollo una propuesta proponiendo una estandarización para el límite del esfuerzo de inhalación (Cspiración) en los equipos de respiración subacuática. El revisó los investigaciones disponibles a nivel mundial y desarrolló una corriente racional para lograr una estandarización, en la cual no se podría exceder una caída de presión (ΔP) de 15 cm. de columna de agua,

EXHALACION
(8,274 kPa.)

		PRESION DIFERENCIAL EN CM. AGUA.						
		0-5	5-15	15-25	25-35	35-45	+ 45	
P R O F U N	0	37	1	0	0	0	0	8 C I C L O S
	10	35	3	0	0	0	0	
	20	31	7	0	0	0	0	
	40	18	20	0	0	0	0	
	60	8	32	0	0	0	0	
D I D A D	0	17	21	0	0	0	0	1 5 C I C L O S
	10	7	31	0	0	0	0	
	20	1	36	1	0	0	0	
	40	0	30	8	0	0	0	
	60	0	23	7	2	0	8	
M T S	0	0	35	2	1	0	0	3 0 C I C L O S
	10	0	23	14	1	0	0	
	20	0	7	22	3	1	5	
	40	0	0	4	4	0	30	
	60	0	0	0	0	0	38	

TABLA 3

recomendadas por Bradley^P en un estudio, además se puede observar en las tablas 1 y 1A que la mayoría de los reguladores comerciales convencionales operan dentro de este rango. Si se desea aplicar con mayor severidad este criterio, entonces se hace notable que se requiere un mayor refinamiento en la construcción de los reguladores convencionales y en la enseñanza del buceo para apreciar las

limitaciones de los reguladores actuales. Uno de los conceptos más importantes a esclarecer, es aquel del punto máximo del flujo de aire. A fin de mover un volumen medio de aire a través de su trayectoria es necesario producir grandes picos (puntos máximos) de flujo para compensar los flujos bajos que ocurren al principio y al final de las fases de aspiración y exhalación. Por ejemplo un trabajo duro en la superficie podría tener una cantidad de aire respirada de 100 - 120 lt/min. con picos de flujo de 300 lt/min. Así a fin de promediar un flujo dado de aire, es necesario producir picos de flujo 2 o 3 veces más grandes que el flujo deseado, si estos incrementos de flujo son grandes, suficientes para causar una restricción dinámica en el conducto de aire por la reducción de la vena contracta entonces se presentan esfuerzos adicionales dando como consecuencia reducciones adicionales en la vena contracta antes que más flujo.

Esto es obviamente una circunstancia que un buzo entrenado podría evitar. Un buzo prudente puede establecer un modelo de respiración que reducirá dramáticamente los picos de flujo, si las fases de inhalación y exhalación se extienden sobre una base más grande de tiempo. Esta técnica en las fases de inhalación y exhalación más grande o más pequeña se usa por muchos buzos de gran experiencia, pero raramente se usa o se entiende por buzos que carecen de experiencia, los cuales están obligados a desarrollar un modelo empírico de respiración. Hasta que se investiguen, desarrollen y produzcan mejores reguladores será necesario entrenar buzos para que operen dentro de las limitaciones que tienen los reguladores convencionales actuales. Una comprensión de las limitaciones de los reguladores convencionales, dejan al buzo con la responsa-

bilidad de desarrollar hábitos, que le haran posible trabajar en forma segura y efectiva. Se recomiendan las siguientes consideraciones para lograr una inmersión eficiente y segura:

i) Aunque el entrenamiento del buzo debe desarrollar un modelo confortable de respiración que debe de ser compatible con las limitaciones del regulador y las condiciones del medio ambiente. Extendiendo las fases de tiempo de inhalación y exhalación da como resultado una onda cuadrada, este tipo de modelo reduce los picos de flujo.

ii) Desarrollar sensibilidad para el reconocimiento del incremento del trabajo de respiración. Intervalos de respiración elevada e incrementos en el esfuerzo de respiración deben de ser reconocidos como indicaciones de amenaza de problemas, ya que a fin de duplicar el flujo uno debe de vencer 4 veces el esfuerzo de respiración. El valor de la energía adicional para vencer este esfuerzo de respiración se ha estimado como 8 veces más grande que el valor normal de aspiración.

iii) Planear trabajo y buceadas con el objeto de estar dentro de una caída de presión (ΔP) de 15 cm. de columna de agua para un gasto volumétrico de 1 lt/mín. Estos límites se recomiendan para estar dentro del rango de operación confiable del regulador.

Otros factores que parecen importantes se detallan a continuación:

1) Los reguladores tienen una tendencia distinta a desajustarse estando un tiempo almacenados, no es raro medir varios cms. de variación en la caída de presión especificada por el fabricante

como un resultado de los procesos de almacenamiento. Es también recomendable que los reguladores sean chequeados después de cada 15 o 20 buceadas con el fin de garantizar que conservan los límites deseados.

2) La oxidación y la corrosión se forman en superficies pulimentadas y pueden dar como resultado variaciones en la caída de presión de unos 2 cm. de columna de agua. Un mantenimiento adecuado es necesario para un mejor funcionamiento del regulador.

3) La introducción de unas cuantas gotas de agua de mar en el primer paso de presión (alta presión) del regulador, específicamente en el asiento, es suficiente para causar deterioro en casi todos los reguladores después de 4 o 5 buceadas.

Estos factores son argumento para un incremento en el énfasis sobre los cuidados requeridos durante el almacenamiento y mantenimiento. Un análisis de reguladores involucrados en accidentes graves revela una alta incidencia de mantenimiento inadecuado.

Aunque un regulador sea funcionalmente bueno su calidad de operación se deteriora por efectos de corrosión, exceso de lubricante contaminado con arena, incrustaciones de sal, diafragmas endurecidos, etc. Es difícil identificar a estos como los agentes causantes de los accidentes pero es improbable que hagan el buceo o las emergencias menos penosas.

2.2) VALVULAS DE EXHALACION DE LOS REGULADORES DE BUCEO:

Este análisis presenta la cuantificación del esfuerzo de exhalación que poseen las válvulas convencionales de exhalación usadas en los principales reguladores comerciales. La evaluación del es-

fuerzo de exhalación es de suma importancia para la cuantificación de los efectos debidos a los parámetros de diseño principales de las válvulas de escape. El análisis se basa en un estudio hecho por A. Baz¹⁰, que analiza diferentes tipos de válvulas, como lo son, estandares, delgadas, reforzadas. Así como la influencia que tienen los diversos tipos de materiales de construcción, las diferentes configuraciones geométricas de los asientos, que varían desde el asiento de agujeros multicirculares hasta los asientos más imaginativos tipo POSIDEN-LIKE. Se probaron en detalle válvulas de exhalación triangulares, multi-quadrant, así como diafragmas completos de exhalación.

También se analizaron los nuevos diseños de válvulas de escape tipo vórtice (VORTEX ASSISTED) y tipo boquilla asistida (NOZZLE ASSISTED).

2.3) INTRODUCCION A LAS VALVULAS DE ESCAPE:

Las válvulas de los reguladores de buceo han recibido recientemente una atención considerable por el hecho de que es más difícil exhalar contra una resistencia fija que aspirar contra la misma resistencia. Por muchos años los reguladores austeros de una sola manguera han utilizado una válvula simple de escape de 2.9 cm de diámetro, tal es el caso del regulador AQUARIUS de U.S. Divers. (1972). Otros fabricantes han reducido el esfuerzo de exhalación de sus reguladores por medio de la utilización de dos válvulas adyacentes de escape, este es el caso del regulador PACER (1979) de DACOR Co. Desarrollos recientes en el diseño de válvulas de escape apuntan al incremento del área de exhalación como la ingeniosa válvula POSIDEN que incorpora 13 orificios de $D = 0.635\text{cm}$. y la

circunferencia completa de exhalación utilizada en el regulador PILOT (1976) de SCUBAPRO. Esta válvula de escape es la más elegante de todas las que se utilizan comercialmente ya que además de ser una válvula de escape, tiene la función básica de accionar el mecanismo de aspiración. Hasta antes de que A. Baz efectuara sus investigaciones, todos los desarrollos y modificaciones que han dado lugar al diseño de nuevas válvulas de escape se basaban en la intuición ingenieril. Puesto que no existía ningún tipo de información acerca de la dificultad que oponen las válvulas de escape, el propósito de este capítulo es proporcionar información sobre cual es la relación del esfuerzo de exhalación con los diferentes parámetros de diseño de las válvulas de escape, para hacer un proyecto completo del funcionamiento del regulador con la válvula de escape como una parte primordial de él. Además esta información debe de permitir sugerir nuevos diseños que reduzcan el esfuerzo de exhalación que se da en las válvulas de escape.

2.4) INSTALACION EXPERIMENTAL:

La fig.19 muestra el arreglo del dispositivo de prueba utilizado por A.BAZ¹⁰ para la cuantificación del esfuerzo de exhalación que se da en las válvulas de escape en las diferentes configuraciones de los reguladores de buceo (segundo paso de regulación).

La descripción de la instalación experimental usada es la siguiente; el aire fluye a través de un conducto, regulandose el flujo de este por medio de una válvula de control de flujo (A), el gasto volumétrico se detecta por medio de un medidor de gasto de placa de orificio (B), acoplado a un manómetro inclinado (C). La presión del flujo de aire se detecta por un micromanómetro (D),

justo antes de que fluya a través de la válvula de escape (E), bajo estudio. La válvula de escape (E), esta montada en un asiento de diseño predeterminado, de tal forma que ambos se encuentran sumergidos bajo el agua, con una presión estática conocida.

La presión estática se mantiene constante a lo largo de las mediciones. El flujo a través de la válvula se incrementa en intervalos, la caída de presión resultante (ΔP) a lo largo del arreglo válvula-asientos se registra a fin de cuantificar el esfuerzo de exhalación y además obtener su relación con la demás variables de diseño (material y forma de la válvula, forma del asiento, gasto volumétrico etc.).

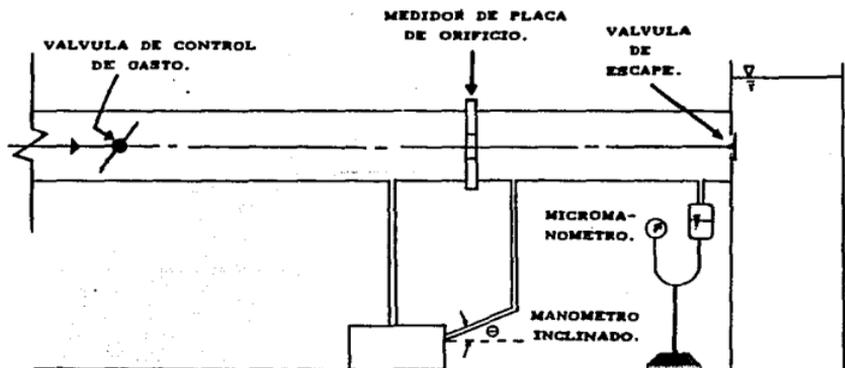


FIG. 19 DIBUJO ESQUEMATICO DE LA INSTALACION EXPERIMENTAL DE PRUEBA PARA LA MEDICION DEL ESFUERZO DE EXHALACION DE VALVULAS DE ESCAPE PARA REGULADORES DE BUCEO. (10)

2.5) RESULTADOS EXPERIMENTALES:

Se observó que el efecto de los parámetros de diseño de la válvula de escape y de la forma de su asiento en el esfuerzo de exhalación, estaban en función de los siguientes componentes:

a) Forma y material de la válvula:

La fig.20 muestra 5 válvulas de escape construidas con diferentes materiales y diferentes configuraciones, que se mencionan a continuación;

- 1) Diafragma estandar de hule suave gris.
- 2) Diafragma estandar de hule duro negro.
- 3) Diafragma de silicón con la parte posterior adelgazada y reforzada.
- 4) Diafragma de hule negro duro con la parte posterior adelgazada y reforzada.
- 5) Diafragma de silicón con los bordes rebajados (adelgazados).

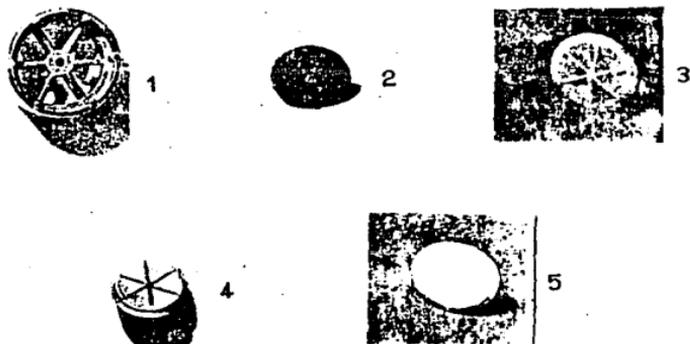


FIG. 20 VALVULAS DE ESCAPE TÍPICAS. (140)

Estas válvulas se construyeron con un diámetro de 2.9 cm. y se montaron en un asiento circular de 6 triángulos y en un asiento de 4 orificios circulares.

i) La fig.21a muestra que el diafragma de hule gris suave, ofrece el esfuerzo de exhalación mínimo entre las 5 válvulas consideradas para flujos volumétricos menores de 135 lt/min. Para flujos más altos el diafragma de silicón reforzado llega a ser más efectivo.

También se puede observar que el diafragma de hule negro reforzado tiene el esfuerzo de exhalación mayor, esto se debe a la alta rigidez del material y a los refuerzos de la parte posterior.

ii) La fig.21b muestra también el esfuerzo de exhalación, cuando el asiento de la válvula está constituido por 4 orificios circulares cada uno con diámetro de 0.835 cm. Se puede observar otra vez que el diafragma de hule suave gris tiene el esfuerzo mínimo de exhalación y el diafragma de hule negro reforzado la mayor.

Una comparación sobrepuesta entre las figuras 21a y 21b muestra que el acoplamiento de diafragmas y asiento de válvula de 6 triángulos, tiene menor esfuerzo de exhalación, que el arreglo de diafragmas con asiento de válvulas de 4 orificios.

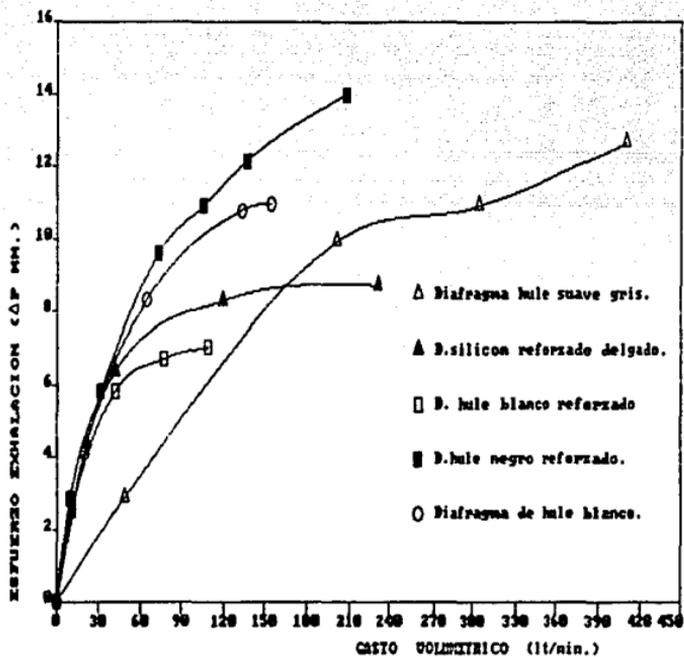


Fig. 21a Curvas esfuerzo-gasto para diferentes valvulas de escape montadas en un asiento de seis triangulos. 1501.

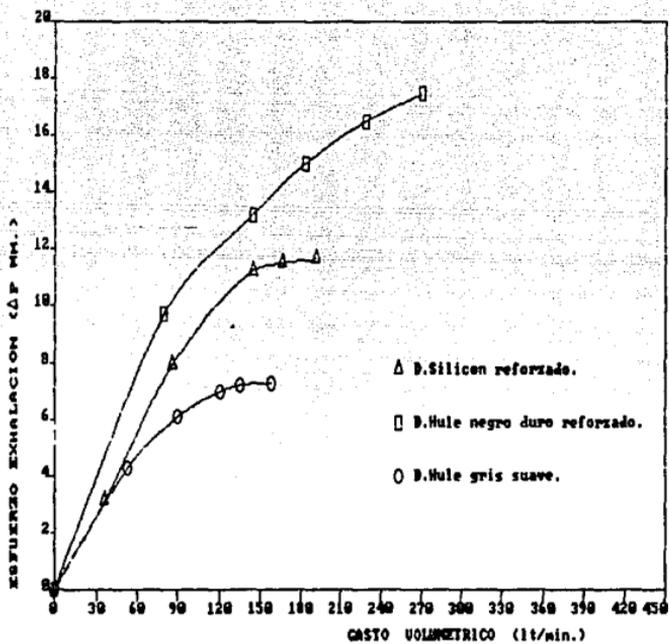


Fig. 21b Curvas esfuerzo-gasto para diferentes valvulas de escape montadas en un asiento de 4 orificios ($D = 0.635$ cm.). (50)

b) EFECTO DE LA FORMA DEL ASIENTO:

i) Asientos con 4 cuadrantes circulares:

La fig.22a muestra las curvas esfuerzo-gasto para este tipo de asientos, para tres diferentes configuraciones de válvulas. Se observa que la combinación de un asiento de cuatro sectores circulares y un diafragma de hule gris suave delgado presentan el esfuerzo mínimo de exhalación. La fig.22b indica el esfuerzo de exhalación de una versión de este tipo de válvula el cual esta montado en el diafragma principal del regulador. Tal diseño se ha usado en los reguladores CALYPSO (1961) de U.S. DIVERS. CO. Sobreponiendo ambas gráficas se nota que esta válvula tiene un esfuerzo de exhalación que la situa entre la válvula de hule suave delgada y la válvula de silicón.

ii) Asientos con 3 sectores circulares de 120 grados:

La fig.23 muestra el esfuerzo de exhalación de este tipo de asiento, para tres formas diferentes de válvulas. La gráfica indica que aquí también el diafragma de hule gris suave delgado es el que mejor se adapta a este tipo de asiento, pues posee el esfuerzo de exhalación mínimo. El diafragma de silicón le sigue en segundo lugar y en el tercero el diafragma estandar de hule suave gris.

iii) Asiento con 4 orificios, con diámetro (d) de 0.475 cm.:

Las curvas esfuerzo-gasto de este tipo de asiento se muestran en la fig.24 para tres diferentes tipos de válvulas, también aquí se mantienen las mismas tendencias que en la gráfica anterior. El diafragma delgado de hule suave gris tiene el esfuerzo mínimo de exhalación entre las 3 formas de válvulas consideradas.

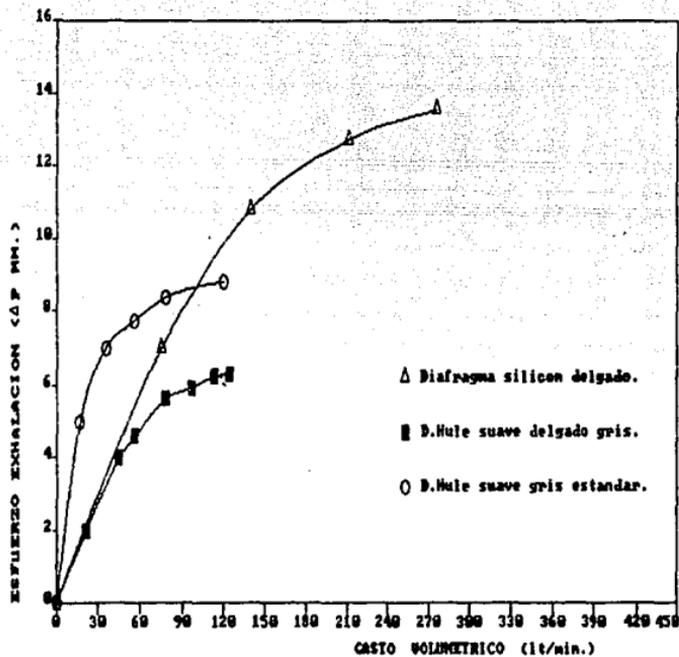


Fig. 22a Curvas esfuerzo-gasto para diferentes valvulas de escape montadas en un asiento de 4 cuadrantes circulares. (50)

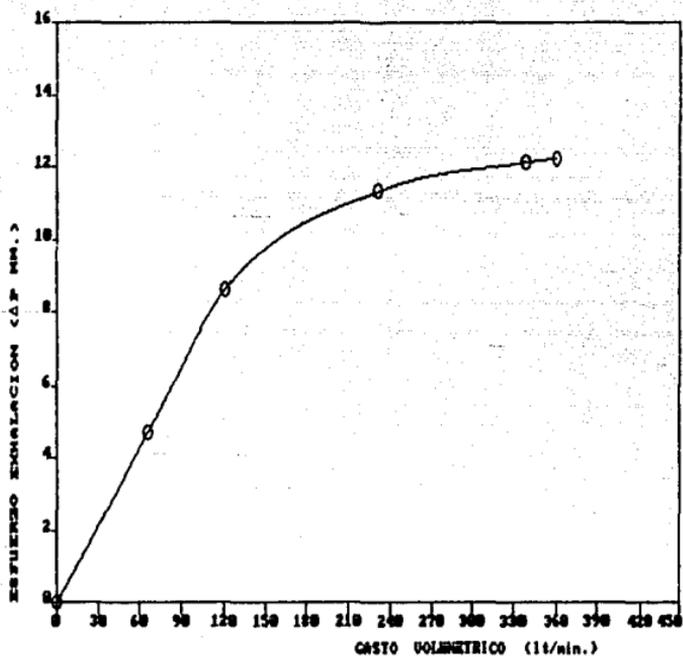


Fig. 22b Curva esfuerzo-gasto de la valvula de escape del regulador CALYPSO montada en un asiento de 4 cuadrantes circulares. (50)

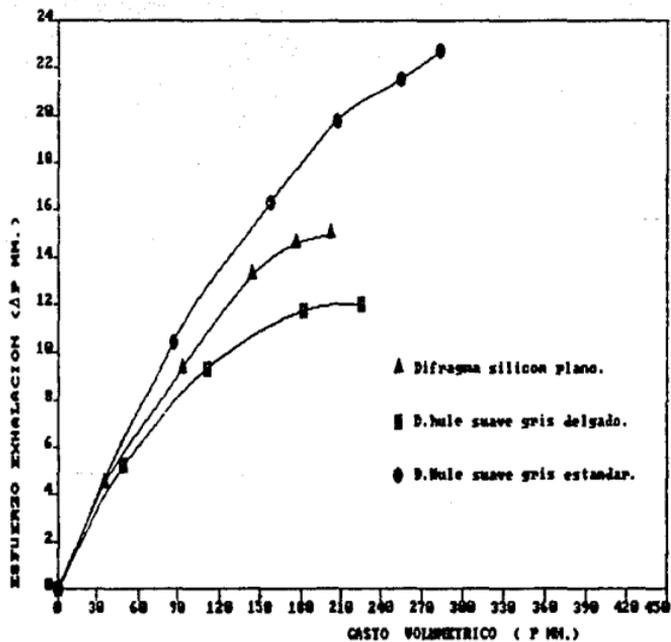


Fig. 23 Curvas esfuerzo-gasto para diferentes valvulas de escape montadas en un asiento de 3 sectores circulares de 120 grados. (10)

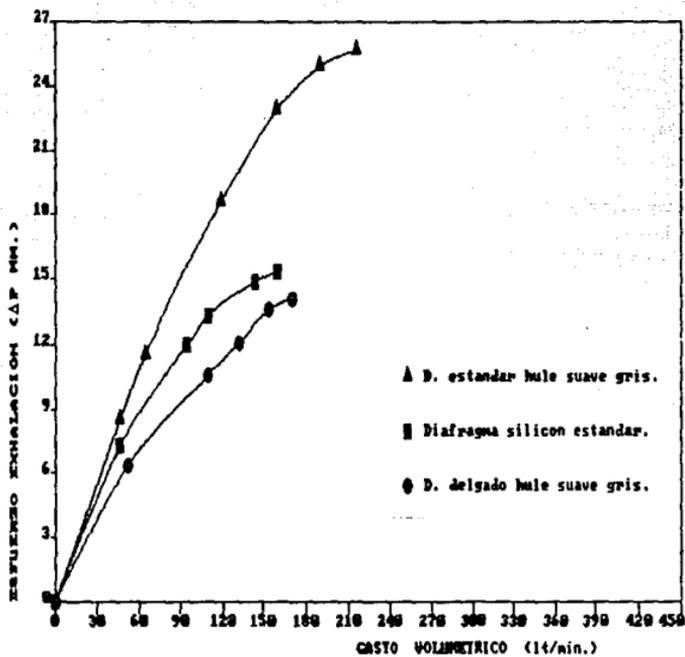


Fig. 24 Curvas esfuerzo-gasto para diferentes valvulas de escape montadas en un asiento de 4 orificios circulares (D = 0.475 cm). (40)

iv) Asiento POSIDEN-LIKE (circunferencia completa de exhalación):

La fig.25a muestra las dimensiones geométricas principales y el principio de operación del asiento POSIDEN-LIKE. En la fig.25b se puede observar el efecto de la variación del número de orificios de exhalación, cada uno con un diámetro de 0.638 cm., en las curvas de esfuerzo-gasto de la válvula. La gráfica indica que el esfuerzo mínimo de exhalación se alcanza cuando el número de orificios son 13, y el esfuerzo de exhalación más alto se presenta cuando el número de orificios es de 2. Cabe mencionar que un número grande de orificios llega a ser efectivo particularmente para un flujo medio de exhalación por abajo de 90 lt/min. Por ejemplo el esfuerzo de exhalación se reduce a la mitad si el número de orificios se incrementa de 6 a 13 orificios.

v) Asiento PILOT-LIKE (circunferencia completa de exhalación):

La fig.26a ilustra los rasgos principales de este asiento, así como sus principios de operación. En tal diseño el área de exhalación es la más grande entre todas las válvulas comercialmente disponibles y por lo tanto su esfuerzo de exhalación es muy pequeño en comparación con los otros diseños comerciales. La fig.26b muestra que el esfuerzo de exhalación permanece siempre abajo de 4 mm. de columna de agua para flujos de exhalación cercanos a 180 lt/min dicha resistencia es cerca del 72 % menor, que la del ingenioso asiento POSIDEN-LIKE de 13 orificios.

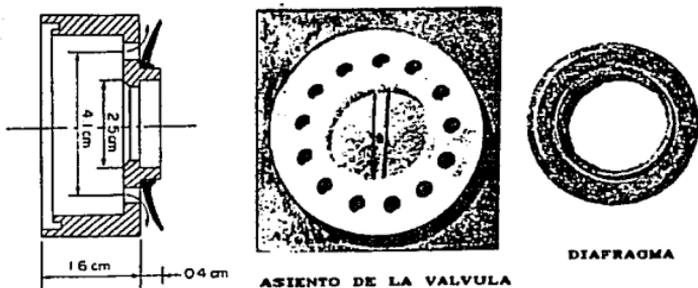


Fig. 25a Dimensiones geometricas principales y principio de operacion de la valvula FOSIDEN-LIKE. (10)

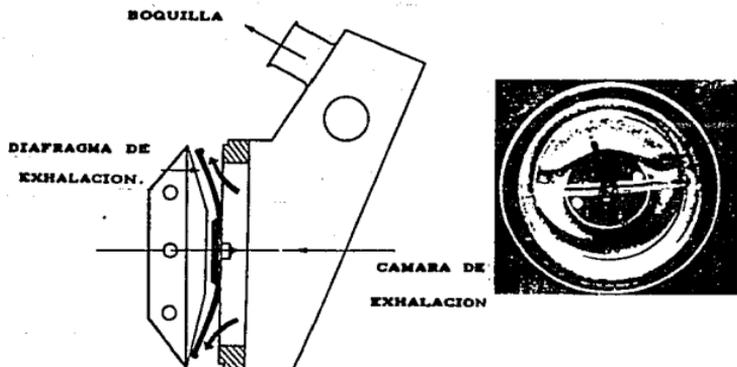


Fig. 26a Principio de operacion y caracteristicas geometricas principales de la valvula de escape tipo PILOT. (10)

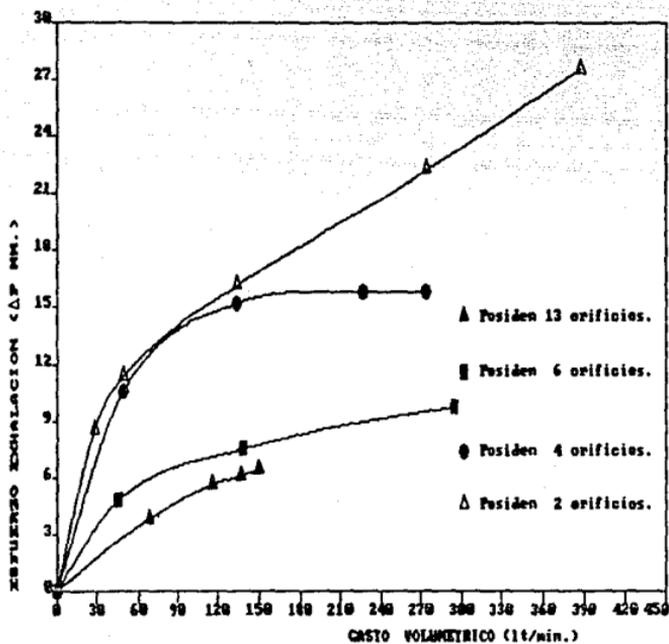


Fig. 25b Curvas esfuerzo-gasto de la valvula POSIDEN-LIKE para diferentes configuraciones (numero de orificios). (50)

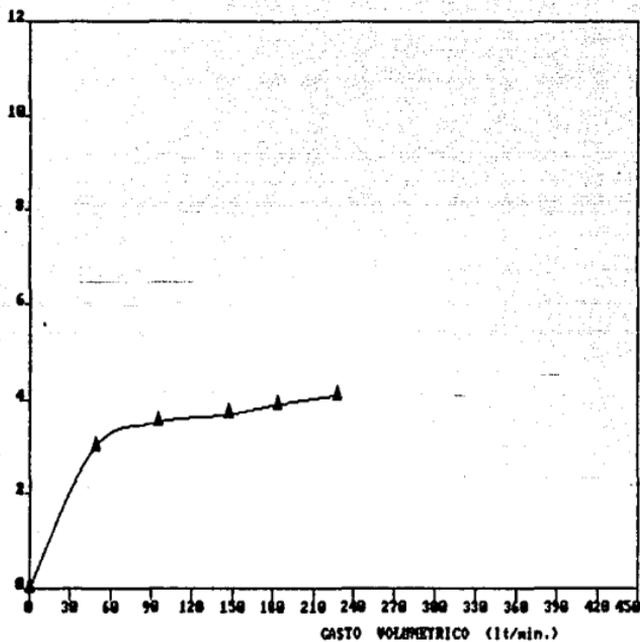


Fig. 26b Curva esfuerzo-gasto de la valvula de escape del regulador PILOT. (10)

c) EFECTOS POR ARREGLOS DE VALVULAS ADYACENTES:

Los asientos dobles de válvulas de exhalación se han usado intensivamente en muchos reguladores, como en el regulador PACER de DACOR CO. El efecto de interacción de las válvulas en el esfuerzo de exhalación se estudia para varias configuraciones de asientos, así como un montaje especial de 2 válvulas de diámetro diferente para evaluar como afecta la variación del diámetro en el esfuerzo de exhalación, los diámetros probados fueron de 2.27 cm. y 3 cm.

Ambas válvulas tienen los bordes rebajados y están hechas de hule suave gris. Se seleccionó dicho tipo de válvula porque fue la que tuvo en las pruebas de arreglos sencillos, los esfuerzos de exhalación mínimos.

i) Asientos con 4 sectores circulares:

La fig.27a muestra el esfuerzo de exhalación de dos válvulas colocadas en forma adyacente, se puede observar que la válvula de diámetro mayor ofrece menos resistencia que la válvula de diámetro menor.

ii) Asientos con tres sectores circulares de 120 grados:

En la fig.27b se observa una tendencia similar al inciso anterior para este tipo de arreglo, teniendo la válvula de diámetro mayor, un esfuerzo de exhalación más pequeño que la diámetro menor.

iii) Asientos con 4 orificios, con 0.478 cm. de diámetro:

En este caso la válvula de diámetro menor se encuentra superior a la válvula de diámetro mayor en la resistencia que presentan al esfuerzo de exhalación (fig.27c). Este efecto reversivo puede deberse al factor de que el asiento de 4 orificios probó ser experimentalmente el que produce más turbulencias en los modelos de

flujo, estas turbulencias pueden crear flujos que ayuden a la apertura de la válvula de escape. También se nota que esta configuración posee una alta resistencia (igual que en el caso del arreglo sencillo), pero como existe una interacción entre las 2 válvulas el efecto de la resistencia se amplifica. El análisis de estos arreglos, indica que el arreglo de 2 válvulas con 4 cuadrantes circulares posee el esfuerzo de exhalación mínimo, usando 2 válvulas de 3 cm. de diámetro.

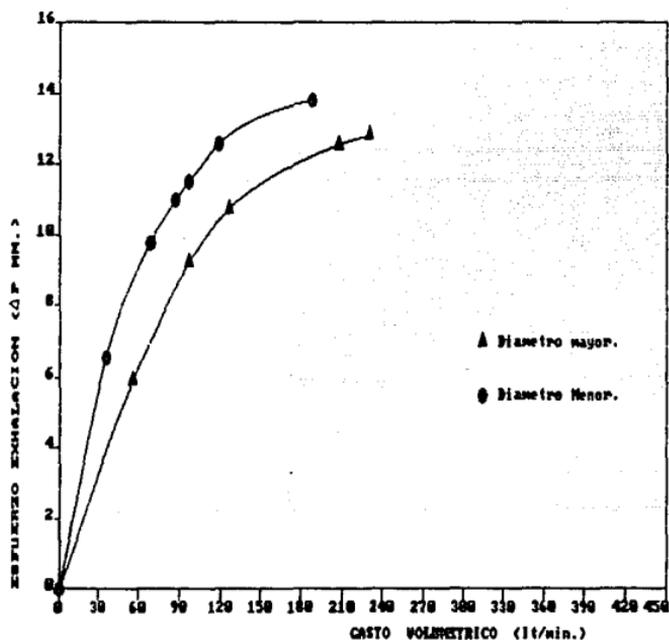


Fig. 27a Curvas esfuerzo-gasto para válvulas de escape dobles adyacentes montadas en asientos de 4 cuadrantes circulares. (10)

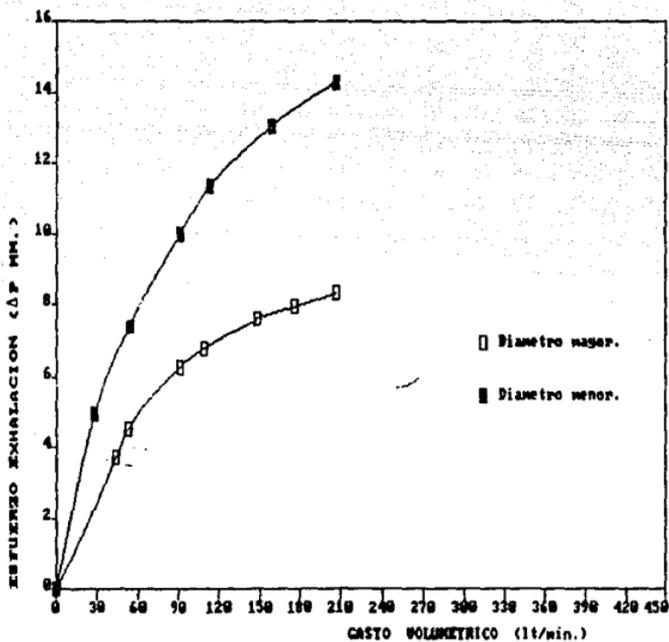


Fig. 27b Curvas esfuerzo-gasto para valvulas de escape dobles adyacentes montadas en asientos con 3 sectores circulares de 120 (40)

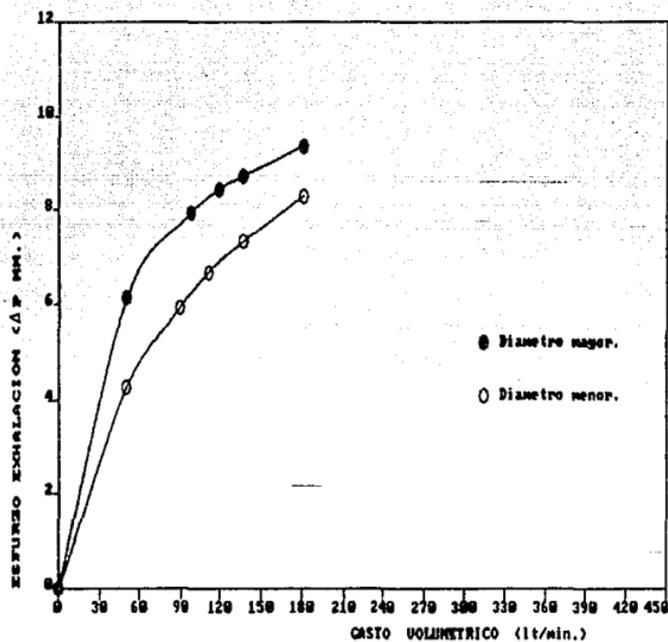


Fig. 27c Curvas esfuerzo-gasto para valvulas de escape dobles adyacentes montadas en asientos de 4 orificios ($D = 0.475$ cm). (10)

d) EFECTO DEL COLLAR DE EXHALACION:

Las válvulas de escape con collar de exhalación han sido usadas en muchos reguladores, ya sean de collar superficial (PACER) o de collar profundo (AQUARIUS). La fig.28 muestra un arreglo típico de una válvula de escape con collar de exhalación. El efecto del diámetro y largo del collar fue estudiado con detalle para una válvula de silicón delgada de 2.85 cm. de diámetro, en un intento para determinar las dimensiones del collar que minimizarán el esfuerzo de exhalación.

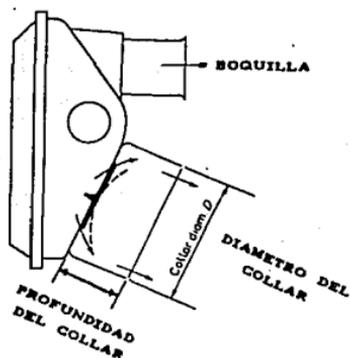


FIG. 28 ARREGLO TÍPICO DE UNA VÁLVULA DE ESCAPE CON COLLAR DE EXHALACION. (10)

i) Efecto del diámetro del collar:

La fig.29 muestra el esfuerzo de exhalación de la válvula de escape considerada, cuando el largo del collar es de 8 mm. y el diámetro es de 30, 35 y 50 mm. La gráfica muestra que el diámetro del collar de 30 mm. que es ligeramente más grande que el diámetro de la válvula, produce el menor esfuerzo de exhalación en comparación con los otros diámetros de collar y cuando no hay collar.

Esto se atribuye definitivamente a las fuerzas que induce el flujo de exhalación en su camino al medio exterior, generalmente cerca de la orilla de la válvula. Dichas fuerzas tienden a abrir el área del flujo de la válvula más que la áreas normales de las válvulas ligeramente confinadas o sin confinar (sin collar), esto para la misma cantidad de gas exhalado. Los efectos del flujo inducen fuerzas que pueden todavía captarse por el diámetro del collar de 35 mm. que indican un esfuerzo de exhalación menor comparado con el caso de la válvula sin collar (sin confinamiento).

Además el incremento del diámetro del collar da como resultado un aumento en el esfuerzo de exhalación debido principalmente a la resistencia causada por los vórtices y remolinos que se forman en las paredes del collar.

ii) Efecto del largo del collar:

El efecto del largo del collar en el esfuerzo de exhalación se muestra en la fig.30 para el diámetro óptimo de collar de 30 mm.

Esta gráfica muestra que también hay un largo de collar óptimo de 8 mm., con el cual el esfuerzo de exhalación es mínimo. La reducción del largo de collar a 5 mm. da como resultado alguna mejoría en el esfuerzo de exhalación, en comparación con el caso de

collar inexistente, pero esta mejoría se limita a cerca del 15 % en contraste con la cercana al 100 % para el caso del largo de collar de 8 mm. Incrementando el largo de collar a 10 mm. se produce un efecto reversivo que da por resultado un aumento considerable en el esfuerzo de exhalación.

Dichos detalles pueden también atribuirse a las fuerzas inducidas por el flujo y por el ángulo por el cual el flujo de gases exhalados escapa a través del espacio que existe entre la válvula y el collar. Para collares cortos los gases fluyen oblicuamente a la dirección de las fuerzas de entrada que abren el diafragma, esto debido al cambio de momentum en las fuerzas, así como por las zonas de presiones negativas que se generan en la orilla del diafragma.

Pero para collares largos el gas fluye a lo largo de las paredes del collar y paralelo a la dirección de las fuerzas de entrada, lo que hace que el cambio de momentum de las fuerzas sea despreciable, por lo tanto el área de flujo llega a ser mucho más pequeña que el caso de paredes de collar más cortas. Esto trae como consecuencia un esfuerzo mayor de exhalación.

e) NUEVOS DESARROLLOS EN EL DISEÑO DE VALVULAS DE ESCAPE:

Con el propósito de reducir el esfuerzo de exhalación en las válvulas de escape, los fabricantes de equipos de buceo han desarrollado dos nuevos diseños de válvulas que poseen un principio de operación simple y reducen en forma considerable el esfuerzo de exhalación.

A continuación se presenta un análisis del esfuerzo de exhalación que tienen estos dos equipos.

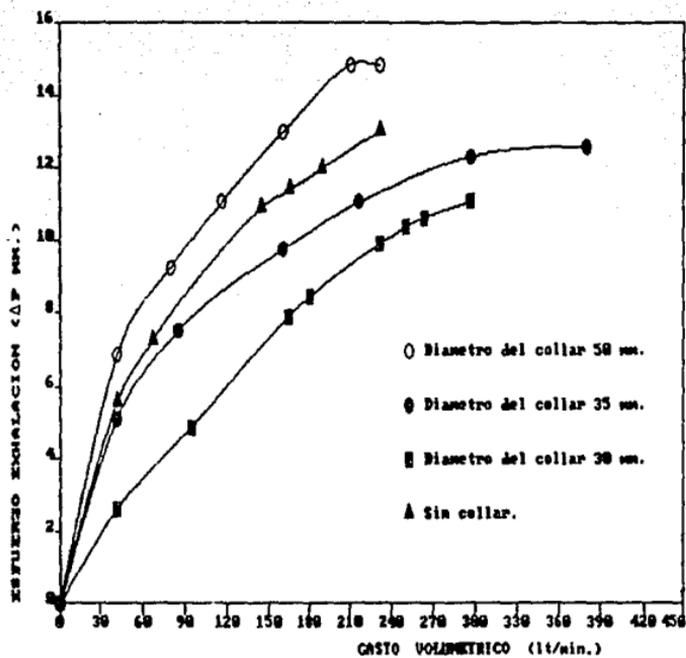


Fig. 29 Curvas esfuerzo-gasto de una valvula de escape para diferentes valores de diametro de collar. (10)

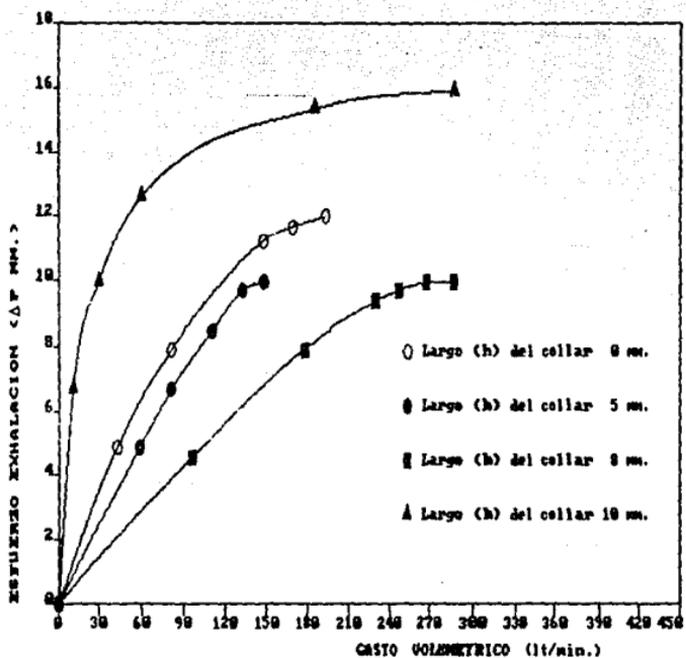


Fig. 30 Curvas esfuerzo-gasto de una valvula de escape para diferentes valores de largo de collar. ISO

1) Exhalación ayudada por vórtices (remolinos):

La fig.31a muestra un dibujo esquemático de una válvula de exhalación ayudada por vórtices, en tal arreglo el vórtice inducido por la exhalación somete al diafragma de la válvula de escape a un estado de baja presión que hace que éste se deflexione un poco más aumentando con esto el área de flujo.

El efecto de la introducción de la ayuda del vórtice en el esfuerzo de exhalación de la válvula se muestra en la fig.31b en donde se logra una considerable reducción en comparación con los casos de válvulas de escape no asistidas. Por ejemplo para un gasto volumétrico de respiración de 180 lt/min. una válvula ayudada por vórtice posee un esfuerzo de exhalación 46 % menor al de una válvula sin asistencia.

ii) Exhalación ayudada por boquilla (Nozzle-assisted):

La fig.32a muestra el principio de la válvula de escape ayudada por boquilla, en donde el vacío generado en la garganta de la boquilla ayuda en el accionamiento del diafragma de la válvula de escape lejos de su asiento, por lo tanto, incrementa el área de flujo. En esta misma figura se observan los parámetros geométricos de este tipo de válvula. La fig.32b muestra una comparación entre la curva esfuerzo- gasto de una válvula con ayuda de boquilla y otra sin ayuda, en esta gráfica se puede apreciar que la válvula con ayuda de boquilla reduce el esfuerzo de exhalación en un 123 % con respecto a una válvula normal, para un gasto volumétrico de 180 lt/min.

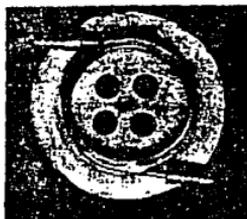
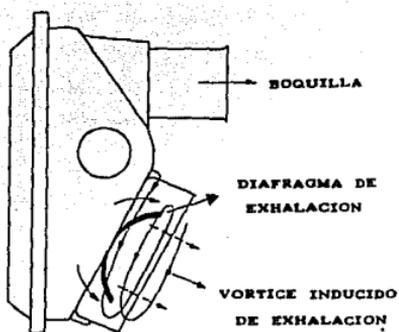


Fig. 21a Dibujo esquemático y principio de operación de una válvula de escape ayudada por vórtices (VORTEX-ASSISTED). (10)

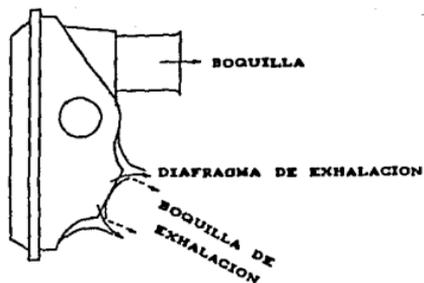


Fig. 22a Dibujo esquemático y principio de operación de una válvula de escape ayudada por boquilla (NOZZLE-ASSISTED). (10)

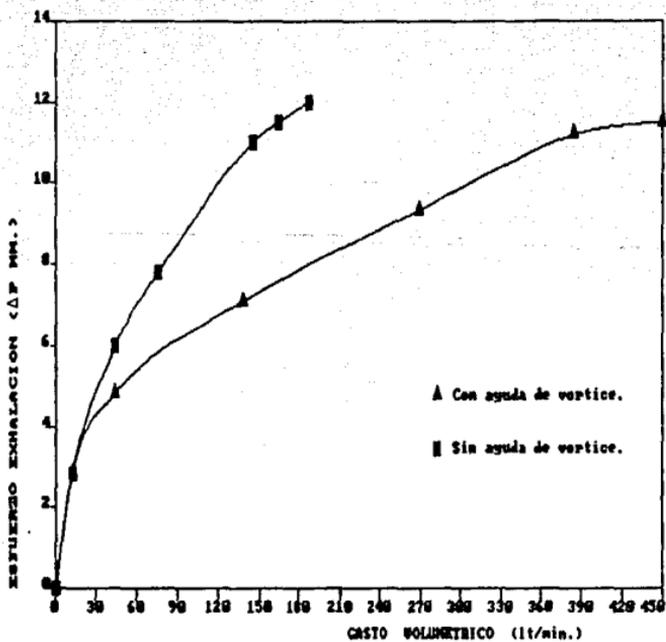


Fig. 81b Curvas esfuerzo-gasto para una valvula de escape ayudada por vortices (VORTEX-ASSISTED). (10)

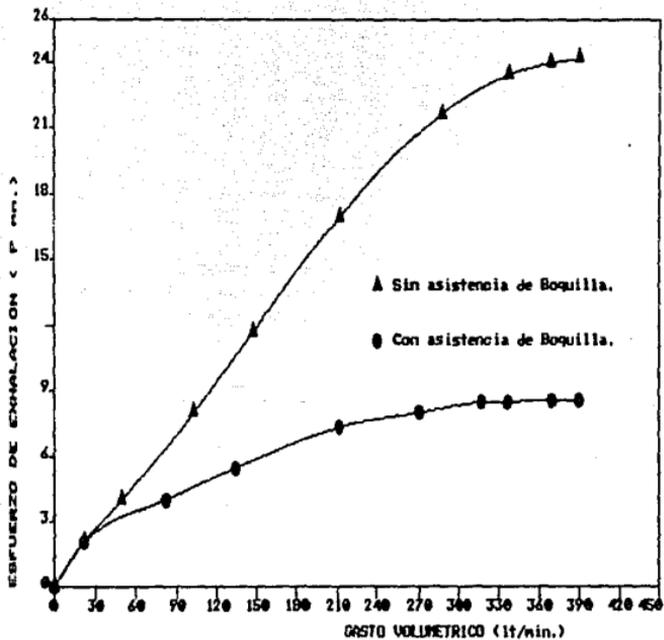


Fig. 32b Curvas esfuerzo-gasto de una valvula de escape tipo boquilla asistida (NOZZLE-ASSISTED), (10)

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

f) CONCLUSIONES:

Este análisis presentó una evaluación experimental del esfuerzo de exhalación de la mayoría de las válvulas comerciales disponibles para los reguladores de buceo (SCUBA). Los resultados obtenidos muestran el efecto sobre el esfuerzo de exhalación en las válvulas de escape, debido a diversos factores como:

- 1) Configuración de la válvula.
- 2) Materiales de construcción.
- 3) Forma del asiento e interacción conjunta con la válvula.
- 4) Largo del collar de exhalación.
- 5) Diámetro del collar de exhalación.

Los resultados presentados tienen como fin dar una orientación y los medios posibles para mejorar las características de exhalación de las válvulas de escape, así como guías de diseño de estas piezas. Este análisis puede ser de gran valía para los diseñadores y fabricantes de reguladores de buceo.

C
A
P
I
T
U
L
O

Análisis de un Regulador Convencional.

8

DISEÑO DEL SEGUNDO PASO DE UN REGULADOR DE BUCEO CONVENCIONAL.

RESUMEN:

Este capítulo presenta el estudio deducción y síntesis del modelo matemático del segundo paso de regulación de presión para un regulador de buceo. Mediante este modelo es posible encontrar los parámetros teóricos del regulador, que son; masa de la válvula de suministro (Mv), constante del resorte de la válvula (Kv), coeficiente de amortiguamiento del aire de aspiración (Bv), área y diámetro del diafragma que acciona el mecanismo que abre la válvula de suministro de aire.

La síntesis de este modelo esta encaminada a proponer guías de diseño para la fabricación nacional de reguladores de buceo, pues el precio internacional de estos dispositivos los hace cada vez menos accesibles a las personas que desarrollan actividades subacuáticas en México.

3.1) INTRODUCCION:

El regulador de respiración de un buzo es la pieza más importante de todo su equipo, ya que controla la presión de aspiración según la profundidad de la inmersión suministrando a los pulmones del buzo el gasto volumétrico necesario a la presión del medio ambiente exterior - para que se pueda vencer la presión que ejerce el agua sobre el cuerpo (caja torácica) del buzo - y de esta forma tener una respiración normal. Es por esto que los reguladores juegan un papel importante para preservar la vida del buzo durante sus incursiones en el medio subacuático.

Los reguladores de buceo fueron diseñados y construidos por primera vez por J. Cousteau y G. Gagnan en 1943. Desde entonces se han efectuado esfuerzos considerables para el mejoramiento de su funcionamiento y del rango de acción de su utilización. Entre estos esfuerzos esta el desarrollo del balanceo de la presión del regulador (2 pasos de presión.), con el fin de eliminar el efecto de la variación de la presión de suministro del tanque en el esfuerzo de respiración del buzo. Los esfuerzos subsiguientes se dirigieron a la minimización del esfuerzo de respiración mediante la introducción de dispositivos que crearan flujos de succión inducidos, que tienen como fin ayudar a la apertura de la válvula de suministro, trayendo como consecuencia una reducción en el esfuerzo de respiración.

Entre estos dispositivos se puede mencionar el venturi simple sin control utilizado en el regulador Leeman's (1977), el venturi de succión controlada usado en los reguladores Pacer de Dacor Co. (1979) y la válvula de vórtice utilizada por los reguladores Tekna (1979). Con estos simples medios ha sido posible reducir los esfuerzos de aspiración y por lo tanto reducir el cansancio del buzo durante inmersiones prolongadas. Cabe señalar que todos estos reguladores operan mediante el mismo diseño de funcionamiento, propuesto por J. Cousteau. Es por esto que de aquí en adelante se les mencionará como reguladores convencionales.

Esto debido a que a partir de 1978 aparece una nueva clase de reguladores, estos son servocontrolados y su principio de funcionamiento se aparta radicalmente del diseño convencional. El primer regulador de este tipo fue introducido por T. Christianson y se denominó The Pilot, el cual es básicamente un regulador de aire

con un servocontrol neumático. En el siguiente capítulo se hará una descripción más detallada de su funcionamiento, así como de su modelo matemático y de la obtención de sus parámetros óptimos.

3.2) NOMENCLATURA:

A_d = Área del diafragma [m^2].

a = Área del orificio de suministro de aire principal [m^2].

B_v = Coeficiente de amortiguamiento de la válvula [$N\ s/m$].

C_{cr} = Coeficiente de condiciones críticas del orificio principal.
[\sqrt{K}/s].

g = Aceleración de la gravedad [m^2/s].

K_v = Constante del resorte de la válvula [N/m].

M_v = Masa de la válvula [Kg].

P_a = Presión del medio ambiente [Pa].

P_{cr} = Presión dentro de la cámara de respiración [Pa].

P_s = Presión de suministro (presión intermedia) [Pa].

R = Constante del aire [$J/Kg\ K$].

T_s = Temperatura del aire de suministro [K].

\dot{M}_{cr} = Gasto másico que fluye a la cámara de respiración [Kg/s].

\dot{M}_a = Gasto másico que fluye a los pulmones del buzo [Kg/s].

\dot{M}_r = Gasto másico que ocupa la cámara de respiración [Kg/s].

V_r = Volumen de la cámara de respiración [m^3].

X_v = Carrera de la válvula [m].

ω_o = Frecuencia característica del sistema regulador [s^{-1}].

ω_v = Frecuencia natural de la válvula [s^{-1}].

ρ = Densidad del aire [Kg/m^3].

3.3) DISEÑO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL:

El principio de funcionamiento de un regulador convencional es el siguiente; Cuando el regulador se encuentra en su posición de equilibrio la presión dentro de la cámara de respiración es igual a la presión del medio ambiente por lo tanto el diafragma se encuentra en su posición normal (equilibrio). El orificio de suministro principal se encuentra cerrado y la posición de la válvula es $X_v = 0$.

Cuando el buzo aspira aire pasa lo siguiente: Se crea una caída de presión dentro de la cámara de respiración (C.R.), esto hace que el diafragma se deflexione hacia el interior de la cámara de respiración debido a la fuerza ejercida por la presión ambiente sobre el otro lado del diafragma (se ha roto el equilibrio). Esta deflexión acciona el mecanismo de brazo de palanca que mueve la válvula, haciendo que esta abra o cierre el orificio principal de aire de suministro.

La válvula se mueve una distancia (X_v) hacia la derecha, permitiendo que aire a la presión de suministro (P_s) fluya dentro de la cámara de respiración y de ahí a los pulmones del buzo, cuando la demanda de este es satisfecha la presión dentro de la cámara de respiración se equilibra y el resorte obliga a que la válvula se desplace una distancia (X_v) hacia la izquierda para cerrar el orificio de suministro cerrándose de esta manera el ciclo de funcionamiento del regulador, comenzando otro nuevo cuando el buzo requiere una nueva demanda de aire. El esquema de funcionamiento se puede observar en la fig.33.

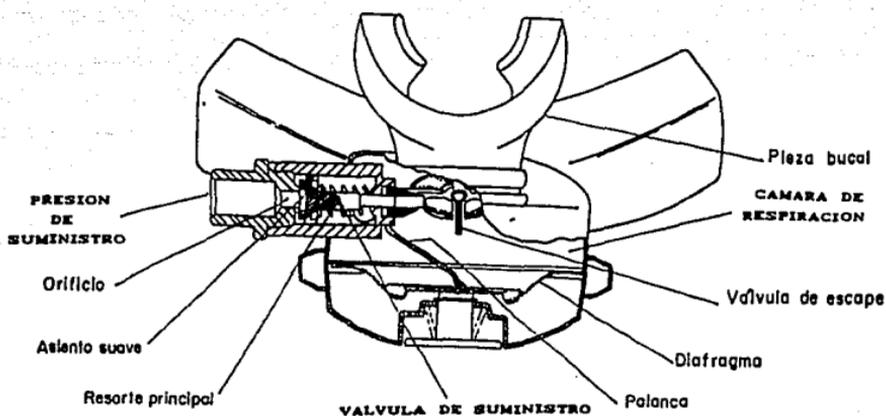


FIG. 33 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL DE BUCO (CORTESIA DE U.S. DIVERS).

3.4) ANALISIS DEL SISTEMA REGULADOR CONVENCIONAL.

Con el propósito de desarrollar un modelo matemático para un regulador convencional se considerarán las siguientes suposiciones estas tienen el fin de simplificar cálculos y están basadas en las experiencias del análisis de la mayoría de los sistemas de control neumáticos existentes. A continuación se listan estas suposiciones

- 1) La presión de suministro (P_s) se considera que permanece constante en cada inmersión pero varía con la profundidad.
- 2) La temperatura de suministro (T_s) se supone constante para todo el rango de buceo.
- 3) El aire de respiración obedece las leyes del gas ideal.
- 4) La temperatura del flujo de aire a través de todo el sistema es igual a la temperatura de suministro (T_s)
- 5) Los dispositivos de control y sus componentes son pequeños.
- 6) Los ductos de conexión de los componentes del sistema son pequeños y de resistencia despreciable.
- 7) El gasto de aire es máximo y el cambio de presión a través del orificio de suministro de aire principal es igual o menor que el cambio en la presión crítica.

3.5) MODELO MATEMATICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL.

Las siguientes ecuaciones proporcionan el comportamiento de cada una de las partes que conforman el sistema:

a) Válvula: Haciendo un análisis dinámico de las fuerzas que actúan en la válvula se tiene;

$$Mv\ddot{X}_v + Bv\dot{X}_v + K_vX_v = \Delta P \cdot A_d$$

(1)

Utilizando la transformada de Laplace:

$$X_v = \frac{\Delta P \cdot A_d}{M_v S^2 + B_v S + K_v} \quad (2)$$

b) Aplicando la ecuación diferencial de la continuidad en la cámara de respiración se obtiene:

$$\dot{M}_v = \frac{d}{dt} (p_r \cdot V_r) \quad (3)$$

Utilizando las relaciones de gas ideal se llega a:

$$\dot{M}_r = \frac{1}{RT_s} \left[-V_r \frac{dP_r}{dt} - P_r A_d \frac{dX_v}{dt} \right] \quad (4)$$

Transformando al dominio de Laplace:

$$M_r = \frac{1}{RT_s} (-V_r \cdot S P_r - P_r \cdot A_d \cdot S X_v) \quad (5)$$

c) Aplicando las condiciones de flujo máximo y las condiciones críticas en el orificio de suministro principal.

$$\dot{M}_{cr} = \frac{C_{cr} P_s \sqrt{a}}{g \sqrt{T_s}} X_v \quad (6)$$

Además:

$$\dot{M}_{cr} = \dot{M}_a + \dot{M}_r \quad (7)$$

$$\dot{M}_a = \dot{M}_{cr} - \dot{M}_r \quad (8)$$

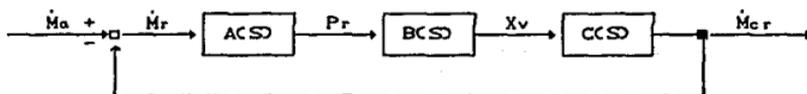
3.6) ANALISIS DEL MODELO MEDIANTE LA TEORIA DE CONTROL CLASICA:

El funcionamiento del regulador a grosso modo es el siguiente; el buzo demanda una cierta cantidad de aire (\dot{M}_a), esta demanda al ser satisfecha con la aspiración crea una caída de presión en la cámara de respiración (ΔP_r), la caída de presión hace que el

diafragma se deflexione accionando este el mecanismo de palanca que controla la válvula de suministro de aire, la válvula se mueve una distancia X_v debido a la caída de presión permitiendo con esto que fluya una determinada cantidad de aire (\dot{M}_{cr}) del tanque a la cámara de respiración, este gasto de aire satisface la demanda del buzo y una pequeña cantidad se queda almacenada dentro de la cámara de respiración (\dot{M}_r), el ciclo se cierra con la exhalación del buzo y comienza uno nuevo cuando el buzo efectúa otra demanda de aire. Con este breve análisis se pueden hacer las siguientes observaciones:

- 1) La entrada del sistema es el gasto de aspiración (\dot{M}_a).
- 2) La salida del sistema es el gasto que fluye a la cámara de respiración (\dot{M}_{cr}).

Si se analiza el problema mediante la teoría del control clásica se obtiene la siguiente función de transferencia de malla cerrada, la cual describe el flujo dentro de la cámara de respiración (\dot{M}_{cr}) para cualquier demanda del buzo (\dot{M}_a).



Esta función de transferencia es una función de transferencia de malla cerrada y de retroalimentación unitaria, cuya forma matemática es la siguiente:

$$\frac{\dot{M}_{cr}}{\dot{M}_a} = \frac{ACS \cdot BCS \cdot CCS}{1 + ACS \cdot BCS \cdot CCS} \quad (9)$$

Si $ACS = \frac{P_r}{M_a}$ entonces desarrollando:

$$ACS = \frac{R T (M_v S^2 + B_v S + K_v)}{V_{ro} M_v S^3 + V_{ro} B_v S^2 + (V_{ro} K_v + P_{ro} A_r^2) S} \quad (10)$$

De igual forma $BCS = \frac{X_v}{P_r}$ sustituyendo valores se tiene:

$$BCS = \frac{A_r}{M_v S^2 + B_v S + K_v} \quad (11)$$

$CCS = \frac{\dot{M}_{cr}}{X_v}$ sustituyendo las ecuaciones (2) y (6)

$$CCS = \frac{C_{cr} P_a \sqrt{a}}{g \sqrt{T_a}} \quad (12)$$

Ya que se tienen los valores de las componentes de la función de transferencia de malla cerrada del sistema, es posible la obtención de ésta. Por lo tanto el diagrama de bloques y la función de transferencia del sistema son los siguientes:

La ecuación (13) es el modelo que representa al regulador convencional, pero analizándola en forma detenida se observa que no tiene solución ya que los coeficientes del denominador y el del numerador están en función de los parámetros (desconocidos) que se desean obtener.

Por otra parte Graham y Lathrop¹¹ (1966) han desarrollado la forma óptima de funciones de transferencia de sistemas entre 3° y 6° orden. Estos resultados están basados en el criterio I.T.A.E.

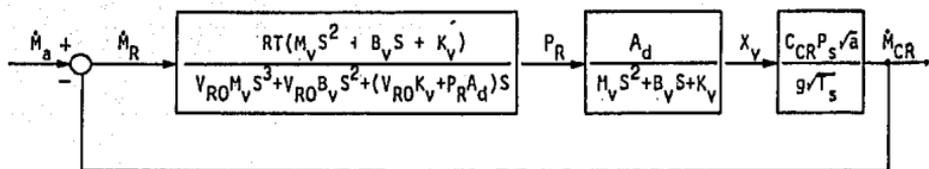


FIG. 34 DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA DEL 2° PASO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL.

$$\frac{\dot{M}_{CR}}{\dot{M}_a} = \frac{\frac{C_{CR} \cdot P_s \sqrt{a} R T_s A_d}{\sqrt{T_s} g V_{RO} M_V}}{S^3 + \left(\frac{B_V}{M_V}\right) S^2 + \left(\frac{K_V}{M_V} + \frac{P_{RO} A_d^2}{V_{RO} M_V}\right) S + \frac{C_{CR} P_s \sqrt{a} R T_s A_d}{\sqrt{T_s} g V_{RO} M_V}}$$

FIG. 35 FUNCION DE TRANSFERENCIA QUE MODELA UN REGULADOR CONVENCIONAL DE BUCKO.

(Criterio de la Integral del Tiempo multiplicado por el Error Absoluto), que se muestra a continuación:

$$\text{Minimiza: } \int |M_o - M_{cr}| \text{ t dt} \quad (14)$$

Este criterio minimiza el error entre la entrada y la salida y garantiza estabilidad absoluta, pues todos los polos se localizan en el lado izquierdo del diagrama de "Root-Locus".

Además cumple con las condiciones de estabilidad del criterio de Routh-Hurwitz. Para una función de transferencia como la que se obtuvo del regulador, los coeficientes óptimos según las formas estandar de Graham y Lathrop serían las siguientes:

$$\frac{\text{Salida}(S)}{\text{Entrada}(S)} = \frac{Q(0)}{S^3 + Q(2)S^2 + Q(1)S + Q(0)} \quad (15)$$

Si el valor de $Q(2) \dots Q(0)$ es:

$$Q(2) = C(2)\omega_o$$

$$Q(1) = C(1)\omega_o^2$$

$$Q(0) = C(0)\omega_o^3$$

Donde el valor óptimo de los coeficientes según las formas estandar de Graham y Lathrop es:

$$C(2) = 1.75$$

$$C(1) = 2.15$$

$$C(0) = 1.00$$

Si los coeficientes de la ecuación (13) son:

$\frac{B_v}{M_v} = 2 \xi_v \omega_v^2$ Si $\xi_v = 0.7071 = 1/\sqrt{2}$ para reducir el error en los sistemas de segundo orden (válvula).

$$\frac{B_v}{M_v} = \sqrt{2} \omega_v^2 \quad (16)$$

$$\frac{K_v}{M_v} + \frac{P_{ro} Ad^2}{V_{ro} M_v} = \gamma_v \omega_v^2 \quad (17)$$

$$\frac{C_{cr} P_a \sqrt{a} R T_s Ad}{\sqrt{T_s} g V_{ro} M_v} = W_s \omega_v^2 \quad (18)$$

Teniendo ω_v , γ_v , W_s los valores siguientes;

$$\omega_v = \sqrt{\frac{K_v}{M_v}} \quad (19)$$

$$\gamma_v = 1 + \frac{P_{cr} Ad^2}{V_{ro} K_v} \quad (20)$$

$$W_s = \frac{C_{cr} P_a \sqrt{a} R T_s Ad^2}{g \sqrt{T_s} V_{ro} K_v} \quad (21)$$

Entonces si se igualan los coeficientes de las ecuaciones (13) y (15) se llega a lo siguiente:

$$1.75 \omega_0 = \sqrt{2} \omega_v^2 \quad (22)$$

$$2.15 \omega_0^2 = \gamma_v \omega_v^2 \quad (23)$$

$$1.0 \omega_0^3 = W_s \omega_v^2 \quad (24)$$

Este sistema de ecuaciones se convierte en un sistema de tres por tres no lineal, si se suponen diferentes ω_0 de prueba, las tres incógnitas serían ω_v , γ_v , W_s . A continuación se muestran unas gráficas en donde se observa la relación existente entre las variables ω_v , γ_v , W_s con respecto a ω_0 .

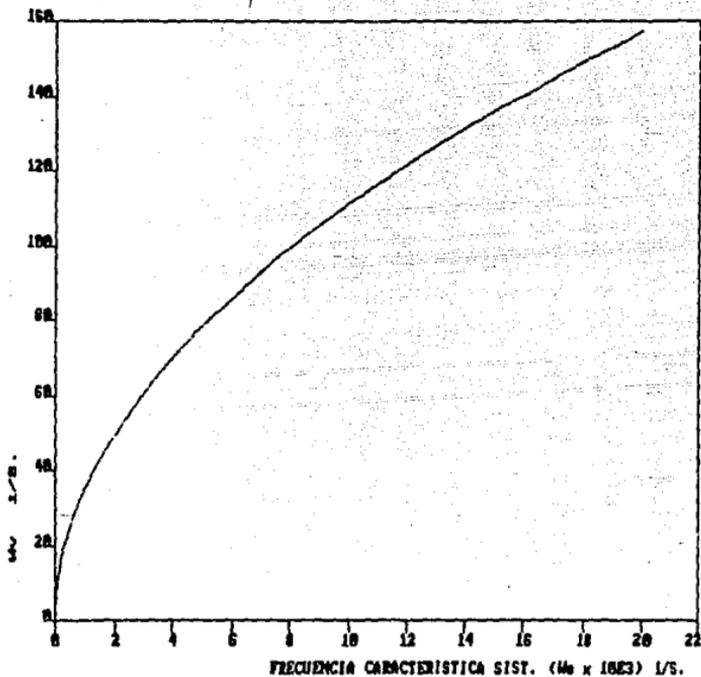


FIG. 90 PARAMETRO DE DISEÑO ωv EN FUNCION DE LA FRECUENCIA CARACTERISTICA DEL SISTEMA (ω_0).

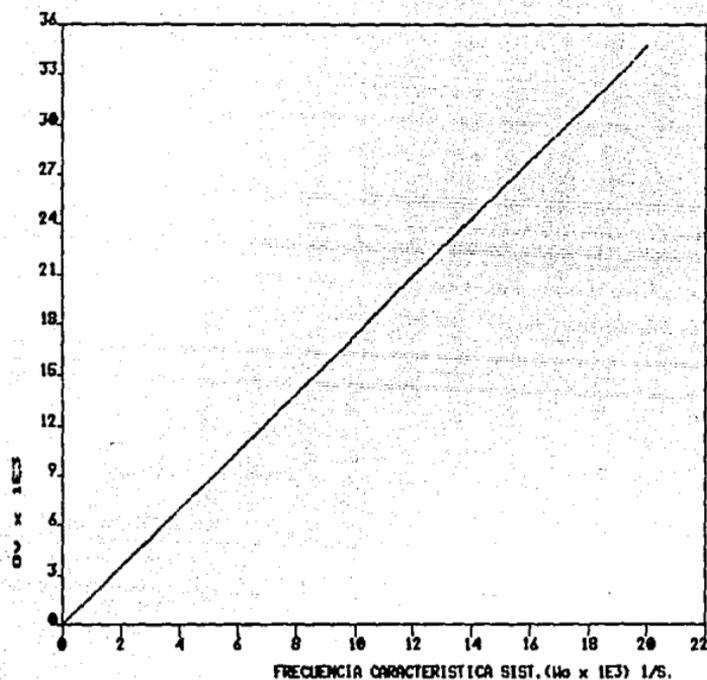


FIG. 37 PARAMETRO ADIMENSIONAL DE DISEÑO γ_v EN FUNCION DE LA FRECUENCIA CARACTERISTICA DEL SISTEMA (ω_0).

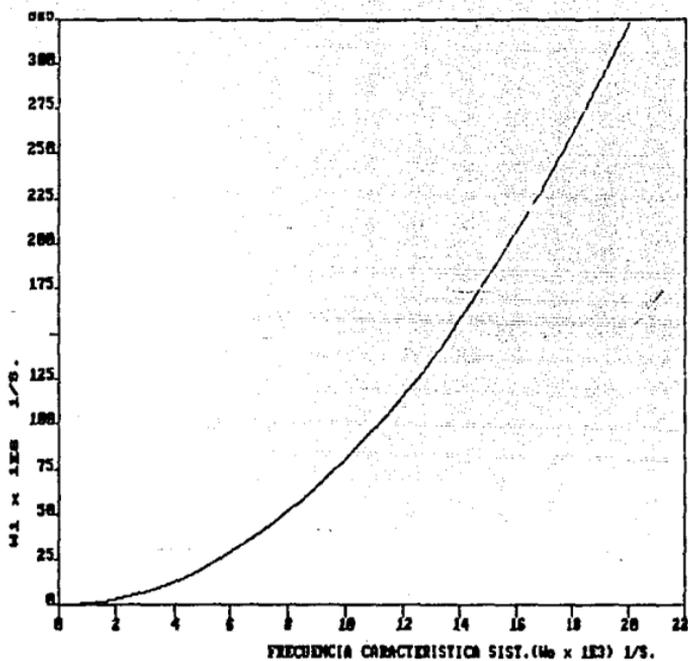


FIG. 28 PARAMETRO DE DISEÑO W_1 EN FUNCION DE LA FRECUENCIA CARACTERISTICA DEL SISTEMA (W_0).

3.7) OPTIMACION DINAMICA DEL REGULADOR CONVENCIONAL:

1) Tiempo de respuesta característico:

A fin de optimizar la dinámica del regulador convencional para diferentes profundidades se requiere la siguiente metodología:

i) Se supone una profundidad de diseño óptimo (h_{dis}) y se determinan los coeficientes óptimos de la función de transferencia para diferentes profundidades (h) de 0-70 m. Los coeficientes $C(1)$ y $C(0)$ dependen de los parámetros γ y W_1 respectivamente, estos están en función de la presión de suministro (P_s) y de la profundidad (h). En el apéndice 2 se presenta el listado del programa que obtiene los coeficientes de la función de transferencia, aparece bajo el nombre de COPC.FOR.

ii) La respuesta dinámica del sistema se calcula para profundidades (h) de 0, 10, 20, 30, 50, 70 m. utilizando un programa de computo. Este programa aparece en el apéndice (2) con el nombre de RTC.FOR.

iii) Se determina en base a la respuesta cual es la profundidad de diseño óptima (h_{dis}) y en base a esta se calculan los parámetros de diseño óptimos (M_v , K_v , B_v , ΔP). Aquí también se uso un programa de computo denominado PDC.FOR, (ver apéndice 2).

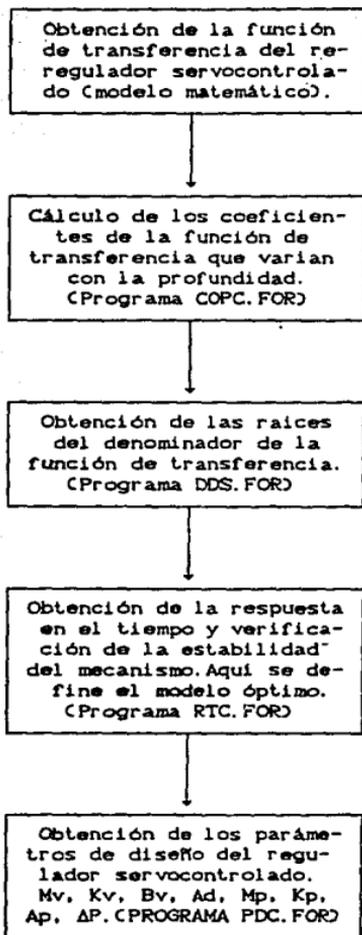


FIG. 39 DIAGRAMA DE FLUJO PARA OPTIMACION DINAMICA DE UN REGULADOR CONVENCIONAL DE BUCEO.

El análisis que se efectuó fue el siguiente:

1) Se consideraron tres ω_0 de prueba que fueron a:

6,000; 10,000 y 12,000 s^{-1}

2) Se probaron 4 profundidades de diseño 0, 10, 20, 30 metros (se escogieron estas profundidades por ser estas en donde se desarrollan la mayoría de las actividades subacuáticas), para cada una de estas se encontró la respuesta en el tiempo considerando las 3 ω_0 de prueba.

A continuación se presenta un ejemplo del cálculo numérico que se utilizó para la obtención de los parámetros óptimos de diseño, este cálculo se efectuó para una $h_{dise} = 0$ metros y una ω_0 de 6,000 s^{-1} siguiendose la metodología propuesta en el algoritmo de la fig.37, para la misma h_{dise} y las ω_0 de 10,000 y 12,000 s^{-1} se sigue el mismo procedimiento de cálculo solo que cambiando la ω_0 de prueba correspondiente.

Terminando este ciclo se cambia a la h_{dise} siguiente y se repite el ciclo. Los cálculos se efectuan hasta $h_{dise} = 30$ m.

3.8) PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA $h_{dis} = 0$ M. Y $\omega_0 = 6,000$ s⁻¹

Se obtienen los valores de los coeficientes para profundidades de 0-90 m. mediante el programa COPC.FOR. el valor de estos se muestra en la siguiente tabla.

h	CC(0)	CC(1)	CC(2)
0	1.0000	1.0792	1.7500
10	1.0939	4.2834	1.7500
20	1.1879	6.4168	1.7500
30	1.2818	8.5502	1.7500
40	1.3757	10.6836	1.7500
50	1.4697	12.8170	1.7500
60	1.5636	14.9504	1.7500
70	1.6575	17.0838	1.7500
80	1.7515	19.2172	1.7500
90	1.8454	21.3506	1.7500

TABLA 3

Ya que se obtuvieron los coeficientes de diseño para todas las profundidades ahora hay que resolver la función de transferencia del sistema (regulador convencional), que se encuentra en el dominio de Laplace al dominio del tiempo para poder encontrar el tiempo de respuesta del regulador. La función de transferencia en el dominio de Laplace en su forma general es la siguiente:

$$\frac{M_{cr}}{M_a} = \frac{Q(0)}{s^3 + Q(2)s^2 + Q(1)s + Q(0)} \quad (15)$$

Con $Q(0) = CC(0)\omega_0^3$

$Q(1) = CC(1)\omega_0^2$

$Q(2) = CC(2)\omega_0$

Entonces la función de transferencia queda como:

$$\frac{\dot{M}_{cr}}{M_a} = \frac{CC(0)\omega_0^3}{S^3 + CC(2)\omega_0 S^2 + CC(1)\omega_0^2 S + CC(0)\omega_0^3} \quad (25)$$

La respuesta en el tiempo se obtuvo para las siguientes profundidades (h) 0, 10, 30, 50, 70 m. El procedimiento de cálculo se muestra a continuación, se uso $\omega_w = 6,000 \text{ s}^{-1}$ y $h = 0$ metros para estos valores se tienen los siguientes datos:

$$CC(0)\omega_0^3 = 2.16 \times 10^{11} \quad (26)$$

$$CC(1)\omega_0^2 = 7.74 \times 10^7 \quad (27)$$

$$CC(2)\omega_0 = 1.05 \times 10^4 \quad (28)$$

$$\frac{\dot{M}_{cr}}{M_a} = \frac{2.16 \times 10^{11}}{1.0 S^3 + 1.05 \times 10^4 S^2 + 7.74 \times 10^7 S + 2.16 \times 10^{11}} \quad (29)$$

Utilizando el programa DDS.FOR (ver apéndice 2) se calculan las raíces del denominador, quedando este último factorizado de la siguiente manera:

$$\frac{\dot{M}_{cr}}{M_a} = \frac{2.16 \times 10^{11}}{(S+4248.6)(S+3125.7-16408.6)(S+3125.7+16408.6)}$$

Desarrollando en fracciones parciales:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{M}_{cr}}{M_a} = & \frac{C_1}{S} + \frac{C_2}{S + 4248.59} + \frac{C_3}{S + 3125.7 + 16408.6} + \\ & + \frac{C_4}{S + 3125.7 - 16408.6} \end{aligned} \quad (30)$$

Las constantes C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 se obtienen de la siguiente forma:

$$C_1 = \frac{2.18 \times 10^{11}}{(S+4248.6)(S+3125.7-16408.6)(S+3125.7+16408.6)} \Big|_{S=0}$$

$$C_2 = \frac{2.18 \times 10^{11}}{S(S+3125.7-16408.6)(S+3125.7+16408.6)} \Big|_{S=-4248}$$

$$C_3 = \frac{2.18 \times 10^{11}}{S(S+4248.6)(S+3125.7-16408.6)} \Big|_{S=-3125.6-6408.6i}$$

$$C_4 = \frac{2.18 \times 10^{11}}{S(S+4248.6)(S+3125.7+16408.6)} \Big|_{S=-3125.6+6408.6i}$$

Efectuando operaciones se tiene;

$$C_1 = 1.0$$

$$C_2 = -1.20101$$

$$C_3 = 0.10051 - 0.349086i = 0.363267 \angle -73.94^\circ = 0.363267 e^{-1.2005i}$$

$$C_4 = 0.10051 + 0.349086i = 0.363267 \angle 73.94^\circ = 0.363267 e^{1.2005i}$$

La transformada inversa de la función de transferencia puede calcularse obteniendo primero las transformadas inversas de cada uno de los términos de la siguiente manera:

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{S} \right] = 1 \quad \mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{S + 4248.59} \right] = \frac{1}{e^{4248.59 t}}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{S + 3125.701 + 6408.6111i} \right] = e^{-(3125.701 + 6408.6111i)t}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{S + 3125.701 - 6408.6111i} \right] = e^{-(3125.701 - 6408.6111i)t}$$

La transformada queda entonces como:

$$\frac{M_{cr}}{M_a} = 1.0 - \frac{1.20101}{e^{4248.59 t}} + 0.363267 \left[e^{1.29t} e^{-(3125.7+6408.61)t} + e^{-1.29t} e^{-(3125.7-6408.61)t} \right]$$

$$\frac{M_{cr}}{M_a} = 1.0 - \frac{1.20101}{e^{4248.59 t}} + \frac{0.363267}{e^{-3125.7 t}} \left[e^{(1.29-6408.61)t} + e^{-(-1.29-6408.61)t} \right]$$

Si $2\cos\alpha = e^{\alpha t} + e^{-\alpha t}$ sustituyendo: (31)

$$\frac{M_{cr}}{M_a} = 1 - \frac{1.20101}{e^{4248.59 t}} + \frac{0.726534}{e^{3125.7 t}} \left[\cos(73.94 - 6408.61t) \right] \quad (32)$$

La ecuación (32) proporciona la respuesta en el tiempo de un regulador convencional, para una " ω_0 " de prueba de $6,000 \text{ s}^{-1}$ y una $h_{dis} = 0 \text{ m.}$ a una profundidad (h) de 0 m. El análisis para las demás profundidades (10-70 m.) es exactamente el mismo, solo hay que variar los parámetros que corresponden a la profundidad (h) correspondiente. En la fig.38 se observa la respuesta en el tiempo del regulador convencional de 0-70 metros. Finalmente se aplica el criterio de estabilidad de Routh-Hurwitz para verificar que el sistema es estable. Para sistemas de tercer orden este criterio es el siguiente:

$$S^3 + BS^2 + CS + 1 \longrightarrow BC - 1 > 0 \quad (33)$$

Para este caso hay que hacer lo siguiente:

1) Normalizar la función de transferencia, de lo contrario no se podría aplicar el criterio de Routh-Hurwitz. La normalización se efectúa siguiendo los pasos descritos en el apéndice # 1.

2) Efectuar las operaciones que indica el criterio y observar si los resultados lo cumplen.

Efectuando la normalización de la función de transferencia se llega a que tienen los siguientes valores:

$$B = 3.7825 \quad (34)$$

$$C = 3.7825 \quad (35)$$

Entonces $BC = 14.1574$ este valor es mayor que cero, por lo tanto cumple el criterio de estabilidad de Routh-Hurwitz.

Para la obtención de las siguientes respuestas en el tiempo para regulador convencional ya no se pondrán cálculos, solamente las gráficas de respuesta en el tiempo $Ch = 0-70$ mD y una indicación de cual es valor de la ω_0 de prueba y de la h_{di} correspondientes.

Dichas gráficas se muestran a continuación y servirán para poder obtener el diseño óptimo de un regulador convencional.

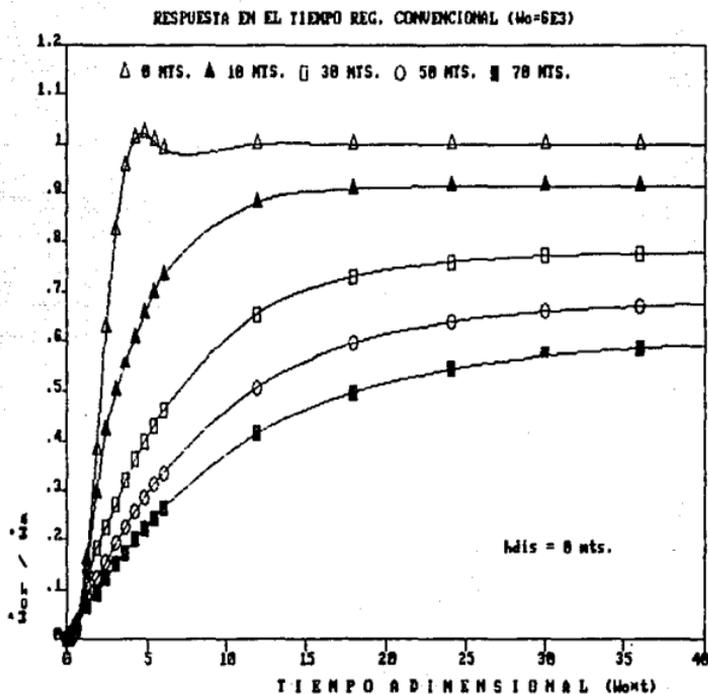


FIG. 40 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA $h_{dis} = 0 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 6,000 \text{ (1/S)}$.

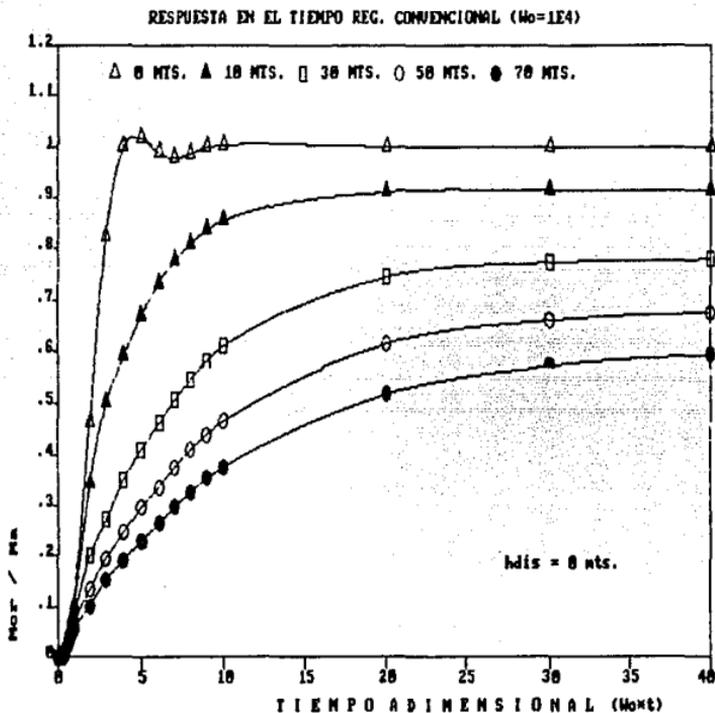


FIG. 41 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA $h_{dis} = 0 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 10,000 \text{ (1/S)}$.

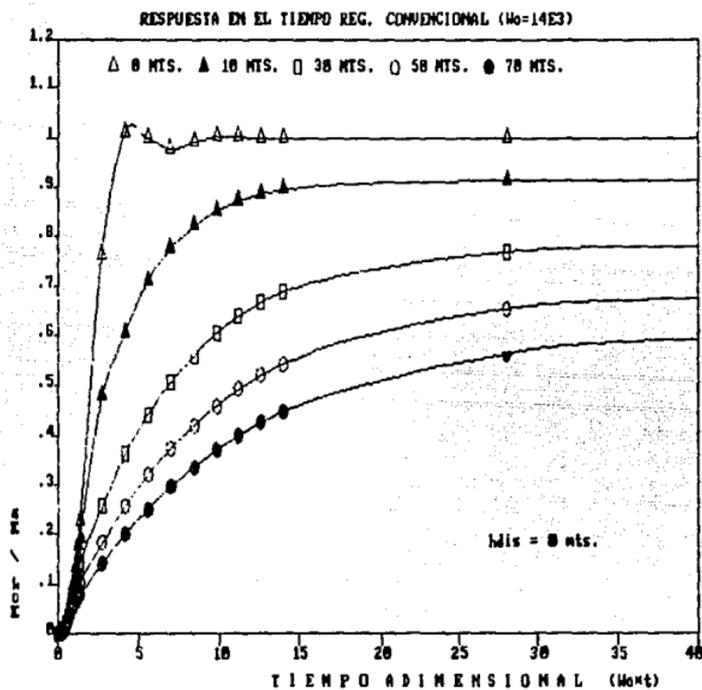


FIG. 42 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA $h_{dis} = 0 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 14,000 \text{ (1/S)}$.

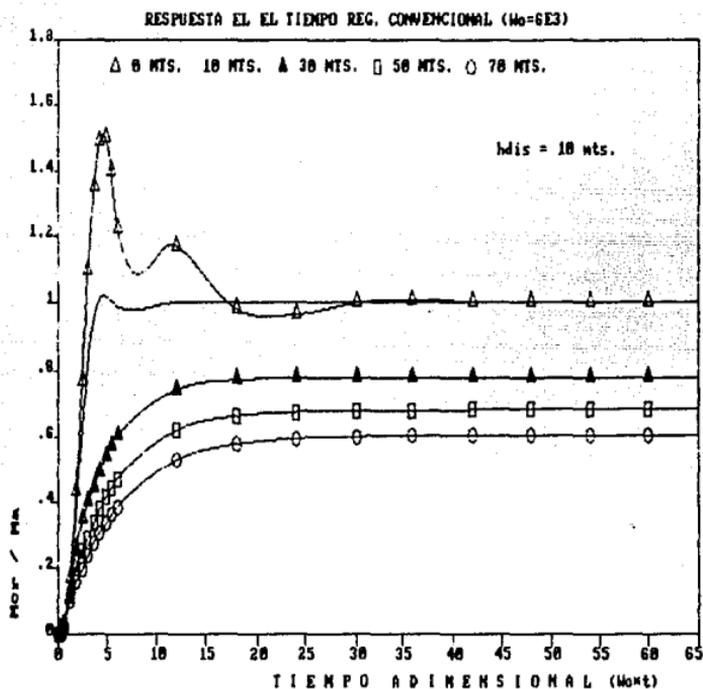


FIG. 43 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA $h_{dis} = 10 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 6,000 \text{ (1/S)}$.

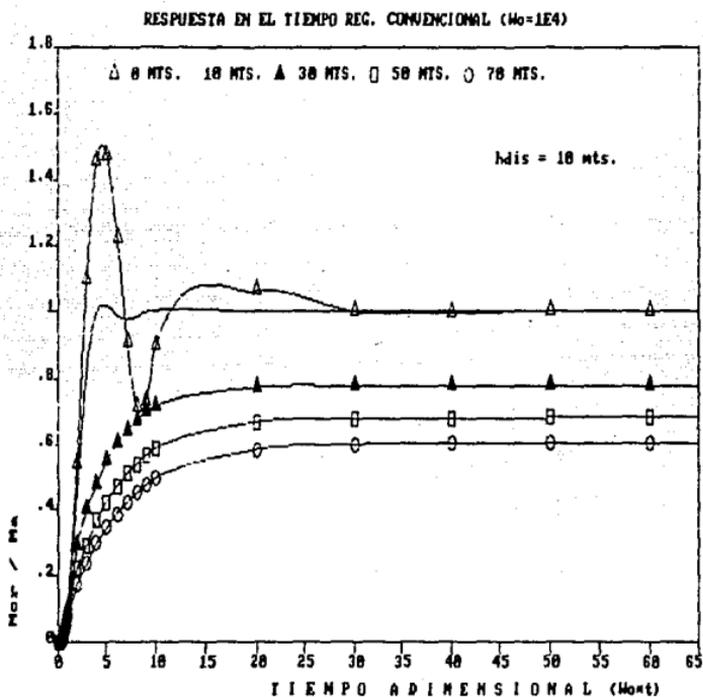


FIG. 44 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA $h_{dis} = 10 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 10,000 \text{ (1/S)}$.

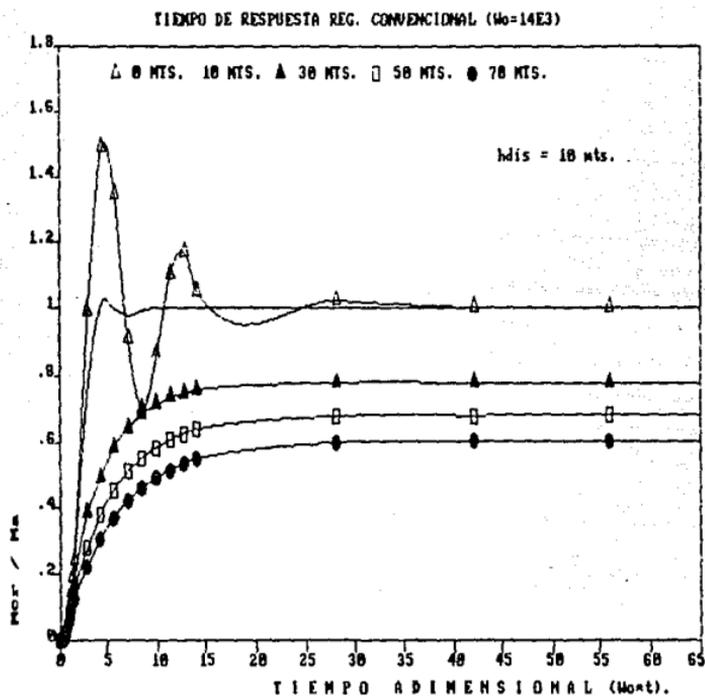


FIG. 45 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA $h_{dis} = 10$ M Y $\omega_0 = 14,000$ (1/S).

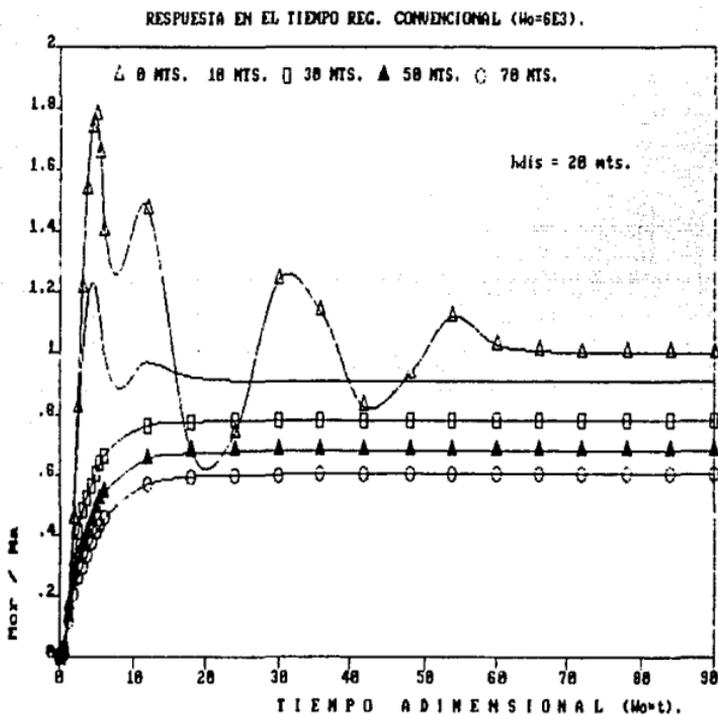


FIG. 46 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA hdis = 20 M Y $\omega_0 = 6,000$ (1/S).

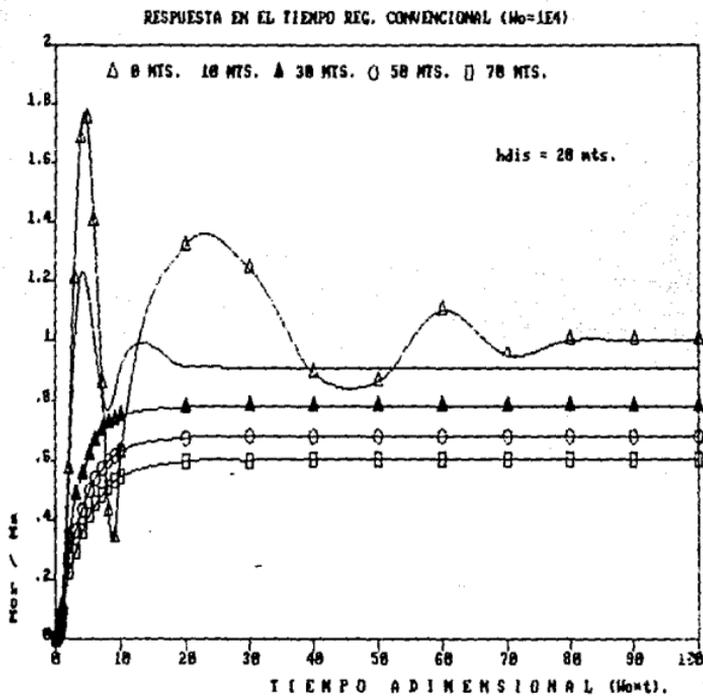


FIG. 47 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA $h_{dis} = 20 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 10,000 \text{ (1/S)}$.

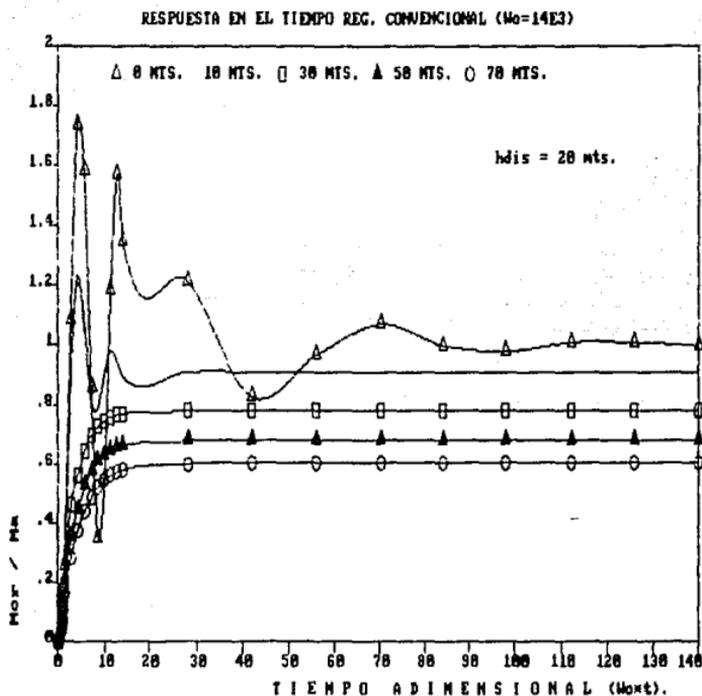


FIG. 48 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA hdis = 20 M Y $\omega_0 = 14,000$ (1/S).

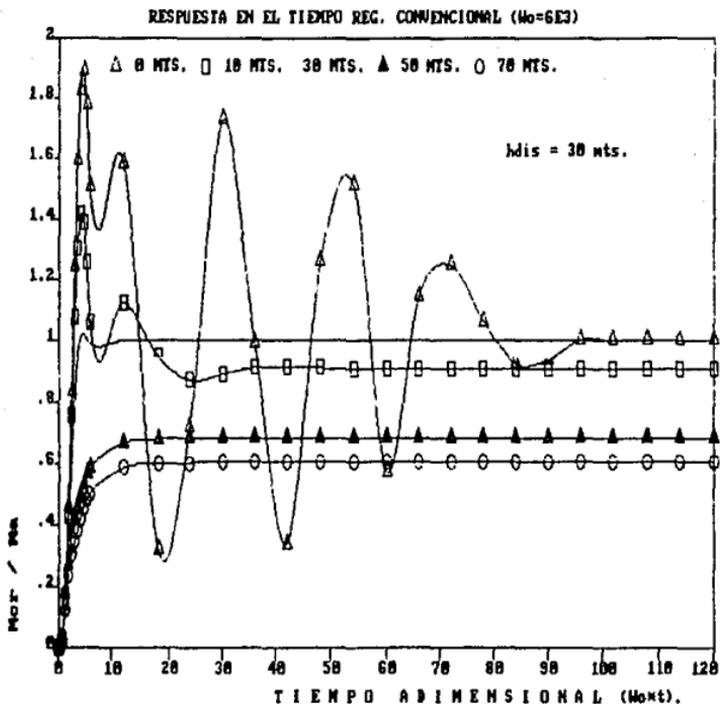


FIG. 40 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA $h_{dis} = 30$ M Y $\omega_0 = 6,000$ (1/S).

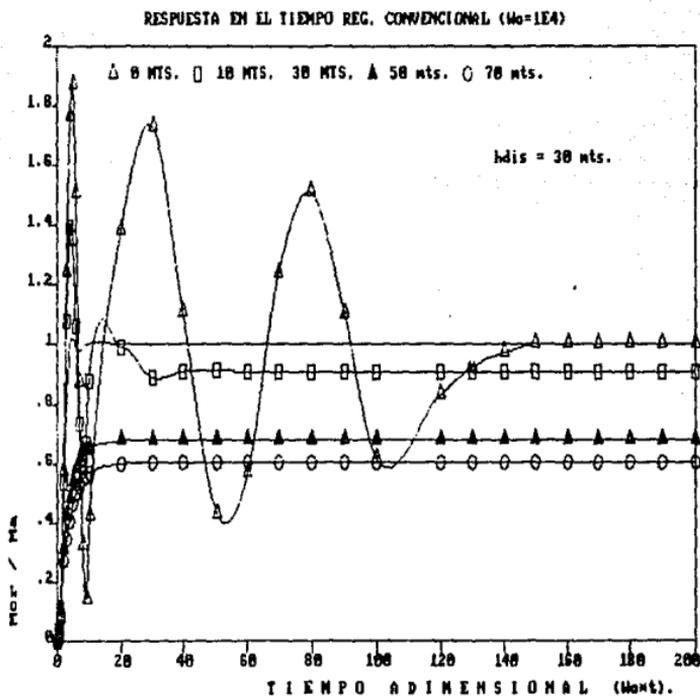


FIG. 50 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA hdis = 30 M Y $\omega_0 = 10,000$ (1/S).

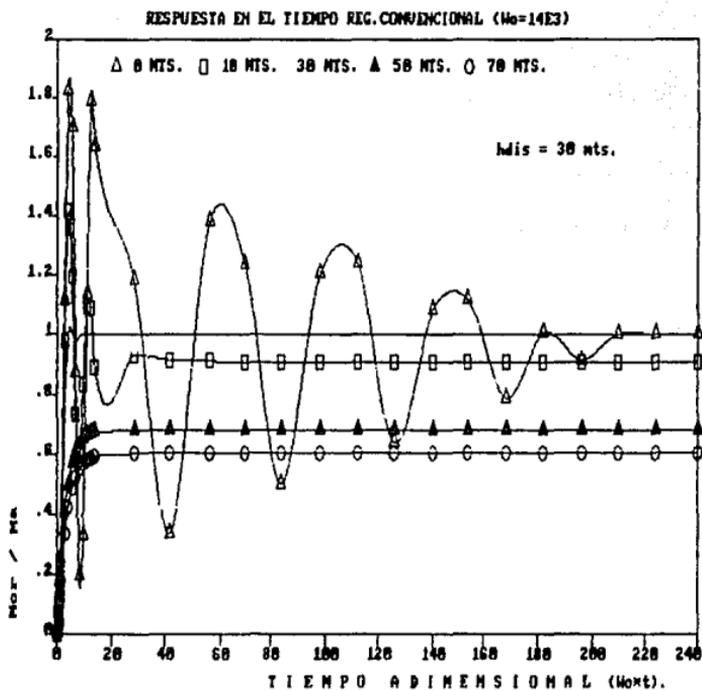


FIG. 51 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL, PARA $hdms = 30 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 14,000 \text{ (1/S)}$.

3.9) ANALISIS DE LA RESPUESTA EN EL TIEMPO:

Los resultados obtenidos arrojarán las siguientes conclusiones:

i) La magnitud de " ω_0 " para cada una de las profundidades de prueba no afecta la respuesta permanente del regulador, solo el tiempo de respuesta inicial, respondiendo más rápidamente mientras más se incrementa el valor de " ω_0 ".

ii) Se encontró que la respuesta del regulador convencional depende de 2 variables que son la profundidad de diseño (h_{dis}) y la presión intermedia o de suministro (P_s). Puesto que todos los reguladores comerciales manejan una $P_s = 985$ kPa man (no se ha verificado si esta es la óptima), entonces se optó por asignar a P_s un valor constante y dejar variable la profundidad de diseño.

Analizando la respuesta del regulador convencional se encontró que los modelos más adecuados a las necesidades del buceo eran para una h_{dis} de 20 y 30 m. y con $\omega_0 = 10,000$ y $14,000$ s^{-1} .

Para los reguladores con $h_{dis} = 20$ m. se tiene las siguientes características:

i) Un sobredisparo del 78%

ii) Tiempo de respuesta $t = 0.04$ seg. para que el regulador se estabilice, se nota que este tiempo es bastante rápido y por ende recomendable para un regulador. Cuando la profundidad de buceo es mayor o igual a 30 m. la respuesta se vuelve críticamente amortiguada y sin ninguna oscilación ya que la mezcla de aire de respiración es más densa conforme aumenta la profundidad de buceo, por lo tanto ofrece una mayor resistencia al movimiento del mecanismo de respiración del regulador.

El diseño óptimo de un regulador sería uno que no presentara oscilación en su funcionamiento. Se observa en todas las gráficas que los modelos presentan siempre cuando menos una respuesta oscilatoria en su comportamiento, que tiende a amortiguarse conforme el tiempo pasa ($t = 0.04$ seg.) en un valor unitario.

El efecto de esta inestabilidad momentánea causa pequeñas molestias al buzo durante la aspiración. Es necesaria para una mayor comodidad del buzo la incorporación de algún elemento estabilizador en el regulador.

Para los reguladores que operan con una profundidad de diseño 30 m. se tienen las mismas características que en el modelo con $h_{dis} = 20$ m. solo que con las siguientes particularidades:

i) Sobredisparo del 88%

ii) Tiempo de respuesta $t = 0.09$ seg. para que el regulador estabilice su salida (\dot{M}_{cr}). Se nota que el periodo de oscilación es mucho mayor que aquel con $h_{dis} = 20$ m. esto para una profundidad $h = 0$ m. (nivel del mar). También para profundidades de buceo mayores de 30 m. el comportamiento se vuelve críticamente amortiguado debido al incremento de la densidad del flujo de aire, en este diseño también se presentan pequeñas molestias en la aspiración cuando el buzo se encuentra a nivel del mar.

3.10) ANALISIS Y OBTENCION DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO:

Prosiguiendo con la metodología de los cálculos para el ejemplo de $\omega = 8,000 \text{ s}^{-1}$ y $h_{dis} = 0$ mts. y suponiéndose los siguientes elementos:

$$a = 1.98076 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$P_s = 985 \text{ kPa.}$$

$$C_{cr} = 11.89 \sqrt{K} / \text{s}$$

$$M_v = 0.006 \text{ Kg.}$$

$$T_s = 20^\circ \text{C} = 293 \text{ K.}$$

Con todo esto se calcularán a continuación los parámetros de diseño de un regulador convencional.

Aplicando las ecuaciones (18), (19), (20), (21), (22), (23) y (24) se tiene;

$$\omega_v = \left(\frac{1.75 \omega_0}{\sqrt{2}} \right)^{1/2} = 88.1662 \text{ s}^{-1}$$

$$\gamma_v = \frac{2.15 \omega_0^2}{\omega_v^2} = 10,424.774$$

$$W_i = \frac{\omega_0^3}{\omega_v^2} = 29,092,393.28 \text{ s}^{-1}$$

$$K_v = M_v \omega_v = 44.5477 \text{ N/m}$$

$$B_v = \sqrt{2 M_v K_v} = 0.7311445 \text{ N s/m}$$

$$SI \frac{A_r}{V_r K_v} = \frac{W_i g \sqrt{T_s}}{C_{cr} P_s \sqrt{a} R T_s} = 3.328332$$

$$A_r = \frac{\gamma_v - 1}{Pr (3.328332)} = 2.937 \times 10^{-8} \text{ m}^2$$

$$D_d = \left(\frac{4 A_r}{\pi} \right)^{1/2} = 0.061152 \text{ m.}$$

$$V_r = \frac{A_r}{K_v (3.328332)} = 1.980874 \times 10^{-9} \text{ m}^3$$

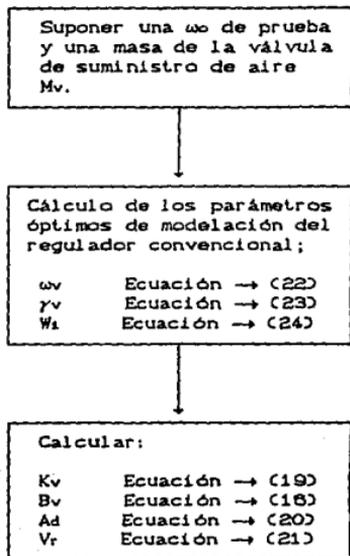


FIG. 52 DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA OBTENCIÓN DE LOS PARÁMETROS ÓPTIMOS DE DISEÑO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL.

En la fig.52 se muestra un diagrama de flujo para la obtención de los parámetros de diseño, una vez que se ha seleccionado el modelo óptimo.

Para el modelado que se hizo, se elaboró una tabla con los siguientes valores para los parámetros óptimos de un regulador convencional.

ω_0	P.D. ^M	hdia = 20 m	hdia = 30 m	
10,000 1/s	Mv	0.008	0.008	Ka
	Kv	74.242622	74.242622	N/m
	Bv	0.943904	0.943904	N·s/m
	Ad	0.8213573E-02	0.4863158E-02	m ²
	Dd	8.894587	7.709399	cm.
14,000 1/s	Mv	0.008	0.008	Ka
	Kv	102.9447	102.9447	N/m
	Bv	1.116842	1.116842	N·s/m
	Ad	0.4438340E-02	0.3330882E-02	m ²
	Dv	7.517359	6.512304	cm.

P.D. ^M Parámetros de diseño.

TABLA 4

REPORTE

Analisis de un Regulador Servoasistido.

Q

UNIVERSIDAD NACIONAL
DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA
ELECTROELECTRONICA
CARRERA DE INGENIERIA EN ELECTROELECTRONICA

2017

DISEÑO DEL SEGUNDO PASO DE UN REGULADOR DE BUCEO SERVOCONTROLADO.

RESUMEN.

Este capítulo presenta el estudio deducción y síntesis del modelo matemático del segundo paso de regulación de presión de un regulador de buceo servocontrolado. Mediante este modelo es posible encontrar los parámetros teóricos del regulador, que son; masa de la válvula de suministro (M_v), masa del servopistón (M_p), constante del resorte de la válvula (K_v), constante del resorte del servopistón (K_p), coeficiente de amortiguamiento del aire de aspiración (B_v), coeficiente de amortiguamiento del aire dentro del pistón de servocontrol (B_p), áreas y diámetros del diafragma que acciona el mecanismo que abre la válvula de suministro de aire y del pistón de servocontrol.

Al igual que en el modelo del regulador convencional, la síntesis de este modelo esta encaminada a proponer guías de diseño para la fabricación nacional de reguladores de buceo, pues el precio internacional de estos dispositivos los hace cada vez menos accesibles a las personas que desarrollan actividades subacuáticas en México.

4.1) INTRODUCCION.

Como ya se mencionó en el capítulo anterior a partir de 1975 nace una nueva clase de reguladores que se apartan radicalmente del diseño clásico de J. Cousteau y Gagnan. Esta nueva generación de reguladores reciben el nombre de reguladores servocontrolados, puesto que su principio de operación se basa en un sistema de servocontrol neumático. El primer regulador de este tipo se denominó

The Pilot. En estos reguladores el esfuerzo de aspiración del buzo se utiliza para controlar la operación del mecanismo de control de suministro de aire (control de una válvula de tres vías), en oposición a los reguladores convencionales en donde el esfuerzo de aspiración se usa para poder accionar el mecanismo de suministro de aire. En los reguladores servocontrolados este trabajo se desarrolla por el movimiento de un servopistón, debido al flujo de aire a presión del tanque de aire comprimido.

En esta forma el esfuerzo de respiración se reduce considerablemente y se pueden llevar a cabo inmersiones de duración prolongada en aguas profundas sin ocasionar cansancio en el buzo o disminuir su eficiencia de trabajo. Varias configuraciones de reguladores se han desarrollado para simplificar el diseño y mejorar la seguridad del regulador, como por ejemplo los reguladores fluidicos desarrollados por A. Baz y Seireg en 1980, en donde componentes fluidicos de baja presión se utilizan para ayudar a los buzos durante sus fases de aspiración y exhalación.

Cabe mencionar que en todos los diseños los desarrollos se basan en la experiencia ganada por los fabricantes en la manufactura de reguladores convencionales, en vez del análisis del flujo y de las características dinámicas de los diferentes componentes del regulador, así como de su interacción combinada.

Todo esto ha impulsado el desarrollo de modelos matemáticos mediante los cuales se obtengan guías de diseño, que hagan posible a los diseñadores de reguladores seleccionar los parámetros óptimos de diseño.

4.2) NOMENCLATURA.

- A_d = Area del diafragma [m^2].
- A_p = Area del pistón [m^2].
- a = Area del orificio de suministro de aire principal [m^2].
- B_v = Coeficiente de amortiguamiento de la válvula [$N \cdot s/m$].
- B_p = Coeficiente de amortiguamiento del pistón [$N \cdot s/m$].
- C_{cr} = Coeficiente de condiciones críticas del orificio principal.
[\sqrt{K}/s].
- C_v = Coeficiente de condiciones críticas del orificio de la servoválvula [\sqrt{K}/s].
- g = Aceleración de la gravedad [m^2/s].
- K_v = Constante del resorte de la válvula [N/m].
- K_p = Constante del resorte del pistón [N/m].
- M_v = Masa de la válvula [Kg].
- M_p = Masa del pistón [Kg].
- P_a = Presión del medio ambiente [Pa].
- P_{cr} = Presión dentro de la cámara de respiración [Pa].
- P_p = Presión dentro del servocilindro [Pa].
- P_s = Presión de suministro (presión intermedia) [Pa].
- R = Constante del aire [$J/kg \cdot K$].
- T_s = Temperatura del aire de suministro [K].
- \dot{M}_{cr} = Gasto másico que fluye a la cámara de respiración [Kg/s].
- \dot{M}_p = Gasto másico que fluye al servocilindro [Kg/s].
- \dot{M}_a = Gasto másico que fluye a los pulmones del buzo [Kg/s].
- \dot{M}_r = Gasto másico que ocupa la cámara de respiración [Kg/s].
- V_r = Volumen de la cámara de respiración [m^3].
- V_p = Volumen del servocilindro [m^3].
- W_v = Ancho del puerto de la servoválvula [m].

X_v = Carrera de la válvula [m].

X_p = Carrera del servopistón [m].

ω = Frecuencia característica del sistema regulador [s^{-1}].

ω_v = Frecuencia natural de la válvula [s^{-1}].

ω_p = Frecuencia natural del servopistón [s^{-1}].

ρ = Densidad del aire [Kg/m^3].

4.3) DISEÑO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO.

El principio de funcionamiento de un regulador servocontrolado se basa en una válvula de tres vías (A), que controla el movimiento del servocilindro (G) que abre o cierra el orificio de suministro de aire principal (C) de acuerdo con la aspiración o exhalación del buzo. Cuando el regulador se encuentra en su posición de equilibrio la presión en la cámara de respiración es igual a la presión del medio ambiente por lo tanto el diafragma se encuentra en su posición normal (equilibrio). El orificio de suministro principal se encuentra cerrado y la posición de la válvula y del pistón es $X_v = 0$ y $X_p = 0$ respectivamente.

Cuando el buzo aspira aire pasa lo siguiente: Se crea una caída de presión dentro de la cámara de respiración (C.R.), esto hace que el diafragma (D) se deflexione hacia el interior de la cámara de respiración debido a la fuerza ejercida por la presión ambiente sobre el otro lado del diafragma (se ha roto el equilibrio). Esta deflexión acciona el mecanismo de brazo de palanca que mueve la servoválvula (B), moviéndose esta hacia la derecha una distancia X_v . Tal movimiento permite que aire a alta presión (P_a) fluya dentro del servocilindro (G), moviéndose este una distancia X_p hacia la derecha, abriendo por lo tanto el orificio principal

de suministro de aire (C). El aire a alta presión (P_s) comienza a fluir dentro de la cámara de respiración (C.R) y después hacia los pulmones del buzo a través de la pieza bucal o boquilla (M).

El movimiento del servocilindro se diseña para producir un efecto de retroalimentación de tal manera que reduzca la velocidad de la carrera del servocilindro en el instante que el área de flujo se incrementa y cuando el flujo de aire entregado se aproxima al que requiere el buzo. Tal efecto de retroalimentación hace que el área de flujo de la servoválvula proporcional a la diferencia entre suministro y la demanda. Por lo que cuando la igualdad ocurre la servoválvula regresa a su posición normal de cierre (posición de equilibrio).

Si el flujo de aire comienza excediendo la demanda del buzo entonces la presión dentro de la cámara de respiración (CR) se incrementa empujando ahora el diafragma hacia el exterior, moviendo con esto la servoválvula una distancia X_v hacia la izquierda, esto provoca que el servocilindro también se mueva hacia la izquierda restringiendo el suministro de aire a fin de proveer al buzo sus necesidades exactas. Una acción similar ocurre durante la fase de exhalación pero con el servocilindro forzado hacia la izquierda en forma absoluta, interrumpiendo totalmente la entrada del aire de suministro.

El esquema de funcionamiento se puede observar en la fig. 53.

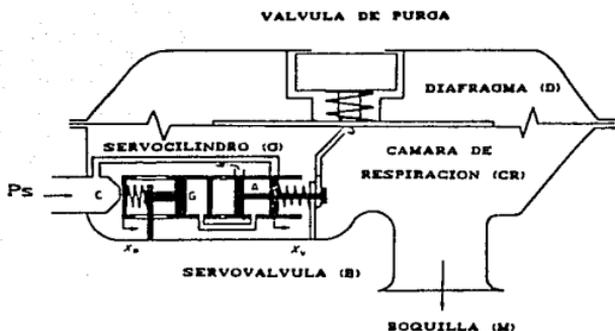


FIG. 58 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO DE BUCEO CON RETROALIMENTACION NEUMATICA.

4.4) ANALISIS DEL SISTEMA REGULADOR SERVOCONTROLADO.

De la misma manera que en el capítulo anterior se tiene el propósito de desarrollar un modelo matemático pero ahora para un regulador servocontrolado. Se harán las siguientes suposiciones, que tienen el fin de simplificar cálculos y están basadas en las experiencias del análisis de la mayoría de los sistemas de control neumáticos existentes:

- 1) La presión de suministro (P_s) se considera que permanece constante en cada inmersión pero varía con la profundidad.
- 2) La temperatura de suministro (T_s) se supone constante para todo el rango de buceo.
- 3) El aire de respiración obedece las leyes del gas ideal.
- 4) La temperatura del flujo de aire a través de todo el sistema es igual a la temperatura de suministro (T_s)

- 5) Los dispositivos de control y sus componentes son pequeños.
- 6) Los ductos de conexión de los componentes del sistema son pequeños y de resistencia despreciable.
- 7) El gasto de aire es máximo y el cambio de presión a través del orificio de suministro de aire principal es igual o menor que el cambio en la presión crítica.
- 8) Las fuerzas de fricción sobre todo el sistema son de tipo viscoso y la fricción en seco es de magnitud despreciable.
- 9) Los cambios de presión a través de los orificios no podrán exceder los valores críticos bajo ninguna condición de buceo.

4.5) MODELO MATEMATICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO.

Para una comprensión fácil y sencilla del sistema regulador servocontrolado se divide este en sus componentes básicas, considerando las características dinámicas y de flujo de cada uno de sus componentes en forma separada. Por lo tanto el comportamiento total del sistema regulador servocontrolado se obtendrá mediante la combinación de las características de los componentes individuales que son; la servoválvula, el servopistón y la cámara de respiración. Las siguientes ecuaciones proporcionan el comportamiento de cada una de las partes que conforman el sistema:

- a) Válvula: Haciendo un análisis dinámico de las fuerzas que actúan en la válvula se tiene;

$$M_v \ddot{x}_v + B_v \dot{x}_v + K_v x_v = \Delta P \cdot A_d \quad (36)$$

Utilizando la transformada de Laplace:

$$X_v = \frac{\Delta P \cdot A_d}{M_v S^2 + B_v S + K_v} \quad (37)$$

b) Servopistón: Efectuando un análisis dinámico de las fuerzas que actúan en el servopistón se tiene:

$$M_p \ddot{X}_p + B_p \dot{X}_p + K_p X_p = \Delta P_p \cdot A_p \quad (38)$$

Donde ΔP_p es la presión dentro del servocilindro

$$\Delta P_p = P_p - P_{cr} \quad (39)$$

Aplicando la transformada de Laplace:

$$X_p = \frac{\Delta P_p \cdot A_p}{M_p S^2 + B_p S + K_p} \quad (40)$$

c) Aplicando la ecuación diferencial de la continuidad en la cámara de respiración se obtiene:

$$\dot{M}_v = \frac{d}{dt} (\rho_r \cdot V_r) \quad (41)$$

Utilizando las relaciones de gas ideal se llega a:

$$\dot{M}_r = \frac{1}{RT_s} \left[-V_{ro} \frac{dP_r}{dt} - P_{ro} A_d \frac{dX_v}{dt} \right] \quad (42)$$

Transformando al dominio de Laplace:

$$\dot{M}_r = \frac{1}{RT_s} (-V_{ro} \cdot S P_r - P_{ro} \cdot A_d \cdot S X_v) \quad (43)$$

d) Aplicando la ecuación diferencial de la continuidad en el servocilindro se tiene:

$$\dot{M}_p = \frac{d}{dt} (P_p \cdot V_p) \quad (44)$$

Usando la relaciones de gas ideal:

$$\dot{M}_p = \frac{1}{RT_s} \left[V_{p0} \frac{dP_p}{dt} + P_{p0} A_p \frac{dX_p}{dt} \right] \quad (45)$$

Transformando al dominio de Laplace:

$$\dot{M}_p = \frac{1}{RT_s} (V_{p0} \cdot SP_p + P_{p0} A_p \cdot SX_p) \quad (46)$$

Utilizando las condiciones de flujo máximo \dot{M}_p es igual a:

$$\dot{M}_p = \frac{C_v P_s W_v X_v}{g \sqrt{T_s}} \quad (47)$$

e) Aplicando las condiciones de flujo máximo y las condiciones críticas en el orificio de suministro principal.

$$\dot{M}_{cr} = \frac{C_{cr} P_s \sqrt{a} X_p}{g \sqrt{T_s}} \quad (48)$$

Además:

$$\dot{M}_{cr} = \dot{M}_a + \dot{M}_r \quad (49)$$

$$\dot{M}_a = \dot{M}_{cr} - \dot{M}_r \quad (50)$$

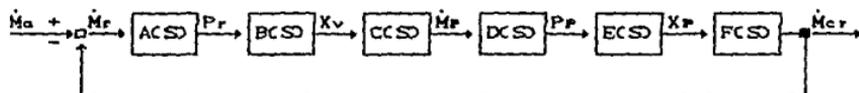
4.6) ANALISIS DEL MODELO MEDIANTE LA TEORIA DE CONTROL CLASICA.

El funcionamiento del regulador servocontrolado a grosso modo es el siguiente; el buzo demanda una cierta cantidad de aire (\dot{M}_a), esta demanda al ser satisfecha con la aspiración crea una caída de

presión en la cámara de respiración (ΔP_r). la caída de presión hace que el diafragma se deflexione accionando este el mecanismo de palanca que controla la servoválvula de entrada de aire al servocilindro suministro de aire. la servoválvula se mueve debido a la caída de presión una distancia X_v , permitiendo con esto que fluya una determinada cantidad de aire (\dot{M}_p) al interior del servocilindro haciendo que este se mueva una distancia X_p y abra el orificio principal de suministro de aire, con esto aire a alta presión comienza a fluir del tanque a la cámara de respiración, este gasto de aire (\dot{M}_{cr}) satisface la demanda del buzo y una pequeña cantidad se queda almacenada dentro de la cámara de respiración (\dot{M}_r), el ciclo se cierra con la exhalación del buzo y comienza uno nuevo cuando el buzo efectua otra demanda de aire. Con este breve análisis se pueden hacer las siguientes observaciones:

- 1) La entrada del sistema es el gasto de aspiración (\dot{M}_a).
- 2) La salida del sistema es el gasto que fluye a la cámara de respiración (\dot{M}_{cr}).

Si se analiza el problema mediante la teoría del control clásica se obtiene la siguiente función de transferencia de malla cerrada, que describe el flujo dentro de la cámara de respiración (\dot{M}_{cr}) para cualquier demanda del buzo (\dot{M}_a).



Esta función de transferencia es una función de transferencia de malla cerrada y de retroalimentación unitaria, cuya forma matemática es la siguiente:

$$\frac{\dot{M}_{cr}}{\dot{M}_a} = \frac{ACSD \cdot BCSD \cdot CCSD \cdot DCSD \cdot ECSD}{1 + ACSD \cdot BCSD \cdot CCSD \cdot DCSD \cdot ECSD} \quad (51)$$

Si $ACSD = \frac{P_r}{Ma}$ entonces desarrollando se tiene:

$$ACSD = \frac{RT_0(CM_v S^2 + B_v S + K_v)}{V_{r0} M_v S^3 + V_{r0} B_v S^2 + (C V_{r0} K_v + P_{r0} A_r^2) S} \quad (52)$$

De igual forma $BCSD = \frac{X_v}{P_r}$ sustituyendo valores se tiene:

$$BCSD = \frac{A_r}{M_v S^2 + B_v S + K_v} \quad (53)$$

$CCSD = \frac{\dot{M}_p}{X_v}$ sustituyendo la ecuación (47)

$$CCSD = \frac{C_v P_a W_v}{g \sqrt{T_a}} \quad (54)$$

$DCSD = \frac{P_p}{M_p}$ sustituyendo se tiene:

$$DCSD = \frac{RT_0(CM_p S^2 + B_p S + K_p)}{V_{p0} M_p S^3 + V_{p0} B_p S^2 + (C V_{p0} K_p + P_{p0} A_p^2) S} \quad (55)$$

$ECSD = \frac{X_p}{P_p}$ sustituyendo valores se llega a:

$$ECSD = \frac{A_p}{M_p S^2 + B_p S + K_p} \quad (56)$$

$DCSD = \frac{\dot{M}_{cr}}{X_p}$ sustituyendo la ecuación (48) se tiene:

$$FCSD = \frac{C_{cr} P_a \sqrt{a}}{g \sqrt{T_a}} \quad (57)$$

Ya que se tienen los valores de las componentes de la función de transferencia de malla cerrada del sistema, es posible la obtención de esta. Por lo tanto el diagrama de bloques y la función de transferencia del sistema son los siguientes:

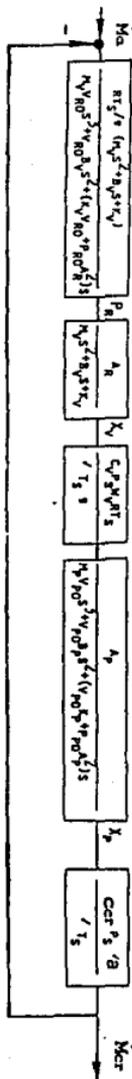


FIG. 24 DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA DEL 2.º PASO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO.

$$\frac{M_{cr}}{M_a} = \frac{C_1 C_2 C_3 \sqrt{A} R T_A r \cdot C_V P_A W R T_A P}{g \sqrt{T_s} [V_1 M V S^3 + V_2 B V S^2 + C_V r_0 k v + P_{r_0} A r^2 S] [V_4 P_0 M P S^3 + V_5 P_0 B P S^2 + C_3 P_2 \sqrt{A} R T_A r \cdot C_V P_A W R T_A P + C_4 P_2 \sqrt{A} R T_A r \cdot C_V P_A W R T_A P]} \quad (593)$$

FIG. 25 FUNCION DE TRANSFERENCIA QUE MODELA UN REGULADOR SERVOCONTROLADO CON RETROALIMENTACION NEUMATICA.

La ecuación (58) es el modelo que representa al regulador servocontrolado, pero analizándola en forma detenida se observa que no tiene solución ya que los coeficientes del denominador y el del numerador están en función de los parámetros (desconocidos) que se desean obtener. Como se vio en el capítulo anterior Graham y Lathrop¹⁴ (1968) han desarrollado la forma óptima de funciones de transferencia de sistemas entre 3° y 8° orden. Estos resultados están basados en el criterio I.T.A.E. (Criterio de la Integral del Tiempo y Error Absoluto), que se muestra a continuación:

$$\text{Minimiza: } \int | \dot{M}_e - \dot{M}_r | \text{ t dt} \quad (14)$$

Este criterio minimiza el error entre la entrada y la salida y garantiza estabilidad absoluta, pues todos los polos se localizan en el lado izquierdo del diagrama de "Root-Locus".

Además cumple con las condiciones de estabilidad del criterio de Routh-Hurwitz. Para una función de transferencia como la que se obtuvo del regulador, los coeficientes óptimos según las formas estandar de Graham y Lathrop serían las siguientes:

$$\frac{\text{Salida}(S)}{\text{Entrada}(S)} = \frac{Q(0)}{S^6 + Q(5)S^5 + Q(4)S^4 + Q(3)S^3 + Q(2)S^2 + Q(1)S + Q(0)} \quad (59)$$

Si el valor de $Q(5) \dots Q(0)$ es:

$$Q(5) = C(5)\omega_0$$

$$Q(4) = C(4)\omega_0^2$$

$$Q(3) = C(3)\omega_0^3$$

$$Q(2) = C(2)\omega_0^4$$

$$Q(1) = C(1)\omega_0^5$$

$$Q(0) = C(0)\omega_0^6$$

Donde el valor óptimo de los coeficientes según las formas estandar de Graham y Lathrop es:

$$C(5) = 3.25$$

$$C(4) = 6.80$$

$$C(3) = 8.60$$

$$C(2) = 7.45$$

$$C(1) = 3.95$$

$$C(0) = 1.00$$

Si los coeficientes de la ecuación (58) son:

$$\frac{B_v}{M_v} + \frac{B_p}{M_p} = 2\xi_v^2 \omega_v + 2\xi_p^2 \omega_p$$

Si ξ_v , ξ_p son iguales a $0.7071 = 1/\sqrt{2}$ para la reducción del error en los sistemas de segundo orden (válvula y pistón) entonces la ecuación anterior queda como:

$$\frac{B_v}{M_v} + \frac{B_p}{M_p} = \sqrt{2} \omega_v^2 + \sqrt{2} \omega_p^2 \quad (60)$$

$$\frac{K_v}{M_v} + \frac{P_{ro} A d^2}{V_{ro} M_v} + \frac{B_v B_p}{M_v M_p} + \frac{K_p}{M_p} + \frac{P_{po} A p^2}{V_{po} M_p} = \gamma v \omega_v^2 + 4\xi_v \xi_p \omega_v \omega_p + \gamma p \omega_p^2$$

Sustituyendo los valores de ξ_v y ξ_p se tiene:

$$\frac{K_v}{M_v} + \frac{P_{ro} A d^2}{V_{ro} M_v} + \frac{B_v B_p}{M_v M_p} + \frac{K_p}{M_p} + \frac{P_{po} A p^2}{V_{po} M_p} = \gamma v \omega_v^2 + 2\omega_v \omega_p + \gamma p \omega_p^2 \quad (61)$$

$$\frac{C_v P_{ro} W_v R T_{ro} A p}{\sqrt{T_{ro}} g V_{po} M_p} + \frac{B_v K_p}{M_v M_p} + \frac{B_v P_{po} A p^2}{M_v V_{po} M_p} + \frac{K_v B_p}{M_v M_p} + \frac{B_p P_{ro} A r^2}{M_p V_{ro} M_v} = W \omega_p^2 + 2\xi_v \gamma p \omega_v \omega_p^2 + 2\xi_p \gamma v \omega_v \omega_p^2$$

Sustituyendo ξ_v y ξ_p se obtiene:

$$\frac{C_v P_{ro} W_v R T_{ro} A p}{\sqrt{T_{ro}} g V_{po} M_p} + \frac{B_v K_p}{M_v M_p} + \frac{B_v P_{po} A p^2}{M_v V_{po} M_p} + \frac{K_v B_p}{M_v M_p} + \frac{B_p P_{ro} A r^2}{M_p V_{ro} M_v} = W \omega_p^2 + \sqrt{2} \gamma p \omega_v \omega_p^2 + \sqrt{2} \gamma v \omega_v \omega_p^2 \quad (62)$$

$$\frac{BvApCvPwWvTsR}{MvMp\sqrt{Ts} gVpo} + \frac{KvKp}{MvMp} + \frac{KvPpoAp^2}{MvVpoMp} + \frac{KpProAr^2}{MpVroMv} + \frac{ProAfPpoAp^2}{VroMvVpoMp} = 2W_1\gamma v\omega v^2 + \gamma v\gamma p\omega v^2 \quad (63)$$

$$\frac{KvApCvPwWvTsR}{MvMp\sqrt{Ts} gVpo} + \frac{ProAf^2CvPwWvTsR}{VroMv\sqrt{Ts} gVpoMp} = W_1\gamma v\omega v^2 \omega p^2 \quad (64)$$

$$\frac{ArCcrPw\sqrt{a} TsR}{Mv\sqrt{Ts} g Vro} \cdot \frac{ApCvPwWvTsR}{Mp\sqrt{Ts} gVpo} = W_1W_2\omega v^2 \omega p^2 \quad (65)$$

Teniendo ωv , ωp , γv , γp , W_1 , W_2 los valores siguientes;

$$\omega v = \sqrt{\frac{Kv}{Mv}} \quad (66)$$

$$\omega p = \sqrt{\frac{Kp}{Mp}} \quad (67)$$

$$\gamma v = 1 + \frac{Pcr Ad^2}{Vro Kv} \quad (68)$$

$$\gamma p = 1 + \frac{Ppo Ap^2}{Vpo Kp} \quad (69)$$

$$W_1 = \frac{Cv Pw Wv Ts R Ap^2}{\sqrt{Ts} g Vpo Kp} \quad (70)$$

$$W_2 = \frac{Ccr Pw \sqrt{a} Ts R Ad^2}{\sqrt{Ts} g Vro Kv} \quad (71)$$

Igualando los coeficientes de las ecuaciones (58) y (59) se llega a lo siguiente:.

$$3.25 \omega_0 = \sqrt{2} \omega v^2 + \sqrt{2} \omega p^2 \quad (72)$$

$$8.8 \omega_0^2 = \gamma v \omega v^2 + 2 \omega v \omega p + \gamma p \omega p^2 \quad (73)$$

$$8.8 \omega_0^3 = W_1 \omega p^2 + \sqrt{2} \omega v \gamma p \omega p^2 + \sqrt{2} \omega p \gamma v \omega v^2 \quad (74)$$

$$7.45 \omega_0^4 = \sqrt{2} W_1 \omega_v \omega_p^2 + \gamma_v \gamma_p \omega_v^2 \omega_p^2 \quad (75)$$

$$3.95 \omega_0^5 = W_1 \gamma_v \omega_v^2 \omega_p^2 \quad (76)$$

$$1.0 \omega_0^6 = W_1 W_2 \omega_v^2 \omega_p^2 \quad (77)$$

Este sistema de ecuaciones se convierte en un sistema de seis por seis no lineal, si se suponen diferentes " ω_0 " de prueba. Las seis incógnitas serían ω_v , ω_p , γ_v , γ_p , W_1 , y W_2 . El sistema de 6×6 se resuelve mediante métodos numéricos Utilizando el método de Newton-Raphson (generalizado para un vector de funciones). En el apéndice (2) se puede observar el programa de cálculo que se utilizo (SENL.FOR).

A continuación se presentan unas gráficas en donde se observa la relación existente entre las variables ω_v , ω_p , γ_v , γ_p , W_1 y W_2 con respecto a " ω_0 " (frecuencia característica del sistema).

4.7) OPTIMACION DINAMICA DEL REGULADOR SERVOCONTROLADO:

1) Tiempo de respuesta característico:

A fin de optimizar la dinámica del regulador servocontrolado para diferentes profundidades se requiere la siguiente metodología:

1) Se supone una profundidad de diseño óptimo ($h_{d\text{ópt}}$) y se determinan los coeficientes óptimos de la función de transferencia para diferentes profundidades (h) de 0-70 metros. Los coeficientes $CC(4)$, $CC(3)$, $CC(2)$, $CC(1)$ y $CC(0)$ dependen de los parámetros γ_v , γ_p , W_1 y W_2 respectivamente, estos están en función de la presión de suministro (P_s) y de la profundidad (h).

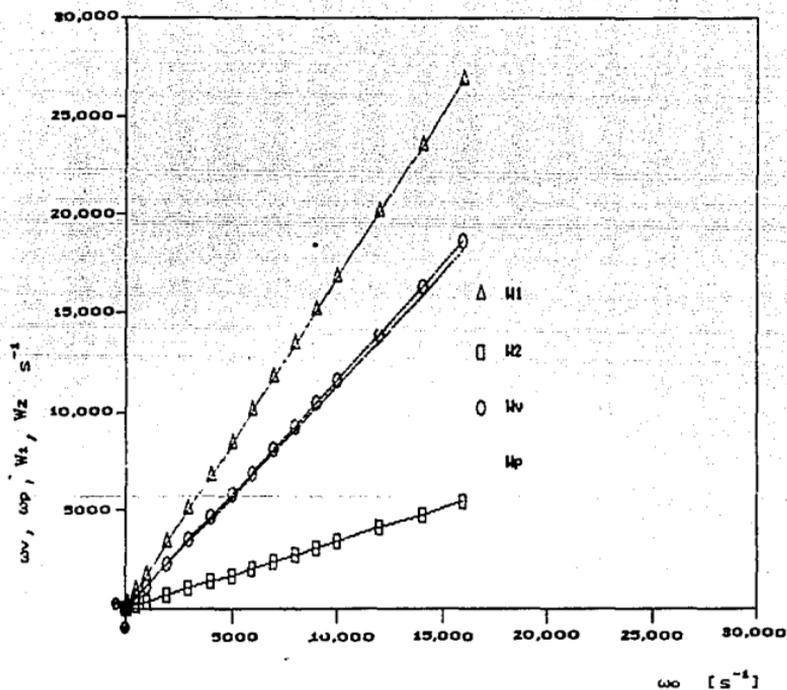


FIG. 5d PARAMETROS DE DISEÑO W_1 , W_2 , ω_v , ω_p EN FUNCION DE LA FRECUENCIA CARACTERISTICA DEL SISTEMA (ω_0).

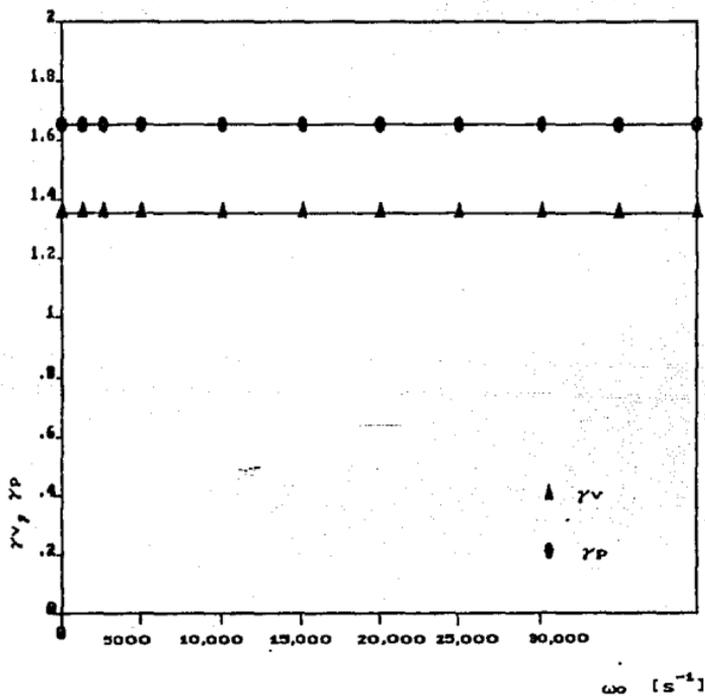


FIG. 57 PARAMETROS ADIMENSIONALES DE DISEÑO γ_v , γ_p EN FUNCION DE LA FRECUENCIA CARACTERISTICA DEL SISTEMA (ω_0).

En el apéndice (2) se presenta el listado del programa de cálculo que obtiene los coeficientes de la función de transferencia, el programa aparece bajo el nombre de COPS.FOR.

ii) La respuesta dinámica del sistema se calcula para profundidades (h) de 0, 10, 20, 30, 50, 70, 90 metros, utilizando un programa de computo. Este programa aparece en el apéndice (2) con el nombre de RTS.FOR.

iii) Se determina en base a la respuesta cual es la profundidad de diseño óptima (h_{dis}) y en base a esta se calculan los parámetros de diseño óptimos (Mv, Kv, Bv, Ad, Mp, Kp, Bp, Ap, ΔP). Aquí también se utiliza un programa de computo denominado PDS.FOR, que puede consultarse en el apéndice (2).

El análisis que se efectuó fue el siguiente:

1) Se consideraron tres ω_0 de prueba que fuerón:

6,000, 10,000 y 12,000 s^{-1}

2) Se probaron 4 profundidades de diseño 0, 10, 20, 30 metros (se escogieron estas profundidades por ser estas en donde se desarrollan la mayoría de las actividades deportivas subacuáticas) para cada una de estas se encontró la respuesta en el tiempo considerando las 3 ω_0 de prueba.

A continuación se presenta un ejemplo del cálculo numérico que se utilizó para la obtención de los parámetros óptimos de diseño, este cálculo se hizo para una $h_{dis} = 0$ m. y una ω_0 de 10,000 [s^{-1}] siguiendose los pasos indicados en el algoritmo de la fig.58 para la misma h_{dis} y las ω_0 de 6,000 y 14,000 s^{-1} se sigue el mismo procedimiento de cálculo solo que cambiando la ω_0 de prueba respectiva. Terminando este ciclo se cambia a la h_{dis} siguiente y se repite el ciclo. Los cálculos se efectuan hasta $h_{dis} = 30$ metros.

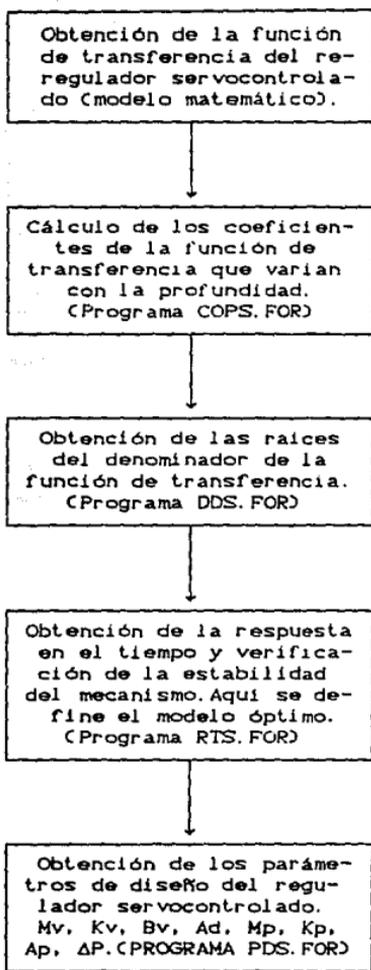


FIG. 58 DIAGRAMA DE FLUJO PARA OPTIMACION DINAMICA DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO.

4.8) PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA $h_{dis} = 0$ M. Y $\omega_0 = 10,000 \text{ s}^{-1}$

Se obtienen los valores de los coeficientes para profundidades de 0-90 mts. mediante el programa COPS.FOR, el valor de estos se muestra en la siguiente tabla.

h	CC(0)	CC(1)	CC(2)	CC(3)	CC(4)	CC(5)
0	1.0000	3.9500	7.4500	8.6000	6.6000	3.2500
10	1.1731	5.4379	10.7161	10.9376	7.9087	3.2500
20	1.4126	7.1181	14.7722	13.2752	9.2174	3.2500
30	1.6456	8.9905	19.6182	15.6128	10.5261	3.2500
40	1.8964	11.0550	25.2541	17.9504	11.8348	3.2500
50	2.1649	13.3118	31.6800	20.2880	13.1435	3.2500
60	2.4512	15.7609	38.8959	22.6256	14.4522	3.2500
70	2.7553	18.4021	46.8017	24.9632	15.7609	3.2500
80	3.0771	21.2355	55.6974	27.3008	17.0696	3.2500
90	3.4167	24.2612	65.2831	29.6364	18.3783	3.2500

TABLA 5

Una vez que se obtuvieron los coeficientes de diseño para todas las profundidades ahora hay que resolver la función de transferencia del sistema (regulador servocontrolado), que se encuentra en el dominio de Laplace al dominio del tiempo para poder encontrar el tiempo de respuesta del regulador. La función de transferencia en el dominio de Laplace en su forma general es la siguiente:

$$\frac{\dot{M}_c r}{\dot{M}_a} = \frac{Q(0)}{S^6 + Q(5)S^5 + Q(4)S^4 + Q(3)S^3 + Q(2)S^2 + Q(1)S + Q(0)} \quad (59)$$

La respuesta en el tiempo se obtuvo para las siguientes profundidades (h) 0, 10, 20, 30, 50, 70 m. El procedimiento de cálculo

culo se muestra a continuación, se uso $\omega_0 = 10,000 \text{ s}^{-1}$ y $h_{dte} = 0$ m. a una profundidad $h = 0$ m. para estos valores se tienen los siguientes datos:

$$Q(0) = 1.00 \times 10^{24}$$

$$Q(1) = 3.95 \times 10^{20}$$

$$Q(2) = 7.45 \times 10^{16}$$

$$Q(3) = 8.60 \times 10^{12}$$

$$Q(4) = 6.60 \times 10^8$$

$$Q(5) = 3.25 \times 10^4$$

$$\frac{M_{cr}}{M_a} = \frac{1e24}{S^6 + 3.25e4S^5 + 6.6e8S^4 + 8.6e12S^3 + 7.45e16S^2 + 3.95e20S + 1e24} \quad (78)$$

Utilizando el programa DDS.FOR (ver apéndice 2) se calculan las raíces del denominador, quedando este último factorizado de la siguiente manera:

$$\frac{M_{cr}}{M_a} = \frac{1 \times 10^{24}}{(S+7346.4-12872.5)(S+7346.4+12872.5)(S+5805.1-17828.3) \times (S+5805.1+17828.3)(S+3098.6-11263.4)(S+3098.6+11263.4)} \quad (79)$$

Desarrollando en fracciones parciales:

$$\frac{M_{cr}}{M_a} = \frac{C_1}{S} + \frac{C_2}{S+7346.4-12872.5} + \frac{C_3}{S+7346.4+12872.5} + \frac{C_4}{S+5805.1-17828.3} + \frac{C_5}{S+5805.1+17828.3} + \frac{C_6}{S+3098.6-11263.4} + \frac{C_7}{S+3098.6+11263.4} \quad (80)$$

Las constantes $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7$ se obtienen de la siguiente forma:

$$C_1 = \frac{1 \times 10^{24}}{(S+7346.4-i2872.5)(S+7346.4+i2872.5)(S+5805.1-i7828.3)} \left| \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right. \begin{array}{l} \\ \\ \\ s=0 \end{array}$$

$$\frac{1 \times 10^{24}}{(S+5805.1+i7828.3)(S+3098.6-i1263.4)(S+3098.6+i1263.4)}$$

$$C_2 = \frac{1 \times 10^{24}}{S(S+7346.4+i2872.5)(S+5805.1-i7828.3)(S+5805.1+i7828.3)} \left| \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right. \begin{array}{l} \\ \\ \\ s=-7346.4+i2872.5i \end{array}$$

$$\frac{1 \times 10^{24}}{(S+3098.6-i1263.4)(S+3098.6+i1263.4)}$$

$$C_3 = \frac{1 \times 10^{24}}{S(S+7346.4-i2872.5)(S+5805.1-i7828.3)(S+5805.1+i7828.3)} \left| \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right. \begin{array}{l} \\ \\ \\ s=-7346.4-i2872.5i \end{array}$$

$$\frac{1 \times 10^{24}}{(S+3098.6-i1263.4)(S+3098.6+i1263.4)}$$

$$C_4 = \frac{1 \times 10^{24}}{S(S+7346.4-i2872.5)(S+7346.4-i2872.5)(S+5805.1+i7828.3)} \left| \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right. \begin{array}{l} \\ \\ \\ s=-5805.1+i7828.3i \end{array}$$

$$\frac{1 \times 10^{24}}{(S+3098.6-i1263.4)(S+3098.6+i1263.4)}$$

$$C_5 = \frac{1 \times 10^{24}}{S(S+7346.4-i2872.5)(S+7346.4+i2872.5)(S+5805.1-i7828.3)} \left| \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right. \begin{array}{l} \\ \\ \\ s=-5805.1-i7828.3i \end{array}$$

$$\frac{1 \times 10^{24}}{(S+3098.6-i1263.4)(S+3098.6+i1263.4)}$$

$$C_6 = \frac{1 \times 10^{24}}{S(S+7346.4-i2872.5)(S+7346.4-i2872.5)(S+5805.1-i7828.3)} \left| \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right. \begin{array}{l} \\ \\ \\ s=-3098.6+i1263.4i \end{array}$$

$$\frac{1 \times 10^{24}}{(S+5805.1+i7828.3)(S+3098.6+i1263.4)}$$

$$C_7 = \frac{1 \times 10^{24}}{S(S+7346.4-12872.5)(S+7346.4-12872.5)(S+5805.1-17828.3)}$$

$$\frac{1 \times 10^{24}}{(S+5805.1+17828.3)(S+3098.6-11263.4)} \quad \left| \begin{array}{l} \\ S = -3098.6 - 12694i \end{array} \right.$$

Efectuando operaciones se tiene;

$$C_1 = 1.0$$

$$C_2 = -1.435 + 1.795i = 2.29786 / 128.6^\circ = 2.29786 e^{2.245i}$$

$$C_3 = -1.435 - 1.795i = 2.29786 / -128.6^\circ = 2.29786 e^{-2.245i}$$

$$C_4 = 1.008 + 0.193i = 1.02606 / 10.8^\circ = 1.02606 e^{0.188i}$$

$$C_5 = 1.008 - 0.193i = 1.02606 / -10.8^\circ = 1.02606 e^{-0.188i}$$

$$C_6 = -0.073 - 0.138i = 0.15616 / -118^\circ = 0.15616 e^{-2.06i}$$

$$C_7 = -0.073 + 0.138i = 0.15616 / 118^\circ = 0.15616 e^{2.06i}$$

La transformada inversa de la función de transferencia puede calcularse obteniendo primero las transformadas inversas de cada uno de los términos de la siguiente manera:

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

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{S + 7346.4 - 2872.5i} \right] = e^{-(7346.4 - 2872.5i)t}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{S + 7346.4 + 2872.5i} \right] = e^{-(7346.4 + 2872.5i)t}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{S + 5805.1 - 7828.3i} \right] = e^{-(5805.1 - 7828.3i)t}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{s + 5805.1 + 7828.3i} \right] = e^{-(5805.1 + 7828.3i)t}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{s + 3098.6 - 12634i} \right] = e^{-(3098.6 - 12634i)t}$$

$$\mathcal{L}^{-1} \left[\frac{1}{s + 3098.6 + 12634i} \right] = e^{-(3098.6 + 12634i)t}$$

La transformada queda entonces como:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{M}_{cr}}{M_a} &= 1 + 2.298 \left[e^{2.5i} \frac{e^{-(734d.3-2872.5i)t}}{e^{-(734d.3+2872.5i)t}} + e^{-2.5i} \frac{e^{-(734d.3+2872.5i)t}}{e^{-(734d.3-2872.5i)t}} \right] \\ &+ 1.0281 \left[e^{0.19i} \frac{e^{-(5805.1-7828.3i)t}}{e^{-(5805.1+7828.3i)t}} + e^{-0.19i} \frac{e^{-(5805.1+7828.3i)t}}{e^{-(5805.1-7828.3i)t}} \right] \\ &+ 0.18616 \left[e^{-2.0di} \frac{e^{-(3098.6-12634i)t}}{e^{-(3098.6+12634i)t}} + e^{2.0di} \frac{e^{-(3098.6+12634i)t}}{e^{-(3098.6-12634i)t}} \right] \\ \frac{\dot{M}_{cr}}{M_a} &= 1.0 + \frac{2.29786}{e^{734d.3i}} \left[e^{(2.25+2872.5i)t} + e^{-(2.25+2872.5i)t} \right] + \\ &+ \frac{1.02806}{e^{5805.1i}} \left[e^{(0.19+7828.3i)t} + e^{-(0.19+7828.3i)t} \right] + \\ &+ \frac{0.18616}{e^{3098.6i}} \left[e^{(4.22+12634i)t} + e^{-(4.22+7828.3i)t} \right] \end{aligned}$$

Si $2\cos\alpha = e^{i\alpha} + e^{-i\alpha}$ sustituyendo: (81)

$$\begin{aligned} \frac{\dot{M}_{cr}}{M_a} &= 1 + \frac{4.59772}{e^{734d.3i}} \left[\cos(128.6 + 2872.5t) \right] + \\ &+ \frac{2.03212}{e^{5805.1i}} \left[\cos(107.8 + 7828.3t) \right] + \\ &+ \frac{0.31232}{e^{3098.6i}} \left[\cos(241.98 + 12634t) \right] \end{aligned} \quad (82)$$

La ecuación (82) proporciona la respuesta en el tiempo de un regulador servocontrolado, para una " ω_0 " de prueba de 10.000 s^{-1} y una $h_{da} = 0 \text{ m.}$ a una profundidad (h) de 0 m. El análisis para las demas profundidades (10-70 m.) es exactamente el mismo, solo hay que variar los parámetros que corresponden a la profundidad (h) correspondiente. En la fig.59 se observa la respuesta en el tiempo del regulador servocontrolado de 0-70 metros. Finalmente se aplica el criterio de estabilidad de Routh-Hurwitz (Apéndice 1) para verificar que el sistema es estable.

Para sistemas de sexto orden este criterio es el siguiente:

Si el polinomio es de la forma: $S^6 + BS^5 + CS^4 + DS^3 + ES^2 + FS + 1$

Tiene que cumplir con:

$$(BCD+BF-D^2-B^2E)E + B^2C - BD - BC^2F - F^2 + BFE + CDF > 0 \quad (83)$$

Para el polinomio que se estudia en este capítulo (ejemplo de cálculo), es necesario normalizarlo para poder aplicar el criterio de estabilidad de Routh-Hurwitz. Graham y Lathrop¹¹ proponen un método de normalización (Apéndice 1) que al aplicarlo se llega a lo siguiente:

$$B = 12.8375$$

$$C = 49.1700$$

$$D = 73.9400$$

$$E = 49.1700$$

$$F = 10.5822$$

Efectuando las operaciones indicadas por el criterio de estabilidad, se obtiene como resultado en el lado izquierdo de la ecuación el valor de 1,358,581.012 por lo tanto cumple el criterio de estabilidad de Routh-Hurwitz.

Para la obtención de las siguientes respuestas en el tiempo para el regulador servocontrolado se omiten los calculos, solo se incluyen las gráficas de respuesta en el tiempo ($h = 0-70$ m.) y una indicación de cual es valor de la " ω " de prueba y de la h_{ms} correspondientes.

Dichas gráficas se muestran a continuación (fig.60 - fig.70) y servirán para poder obtener el diseño óptimo de un regulador servocontrolado.

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($\omega_0=6E3$)

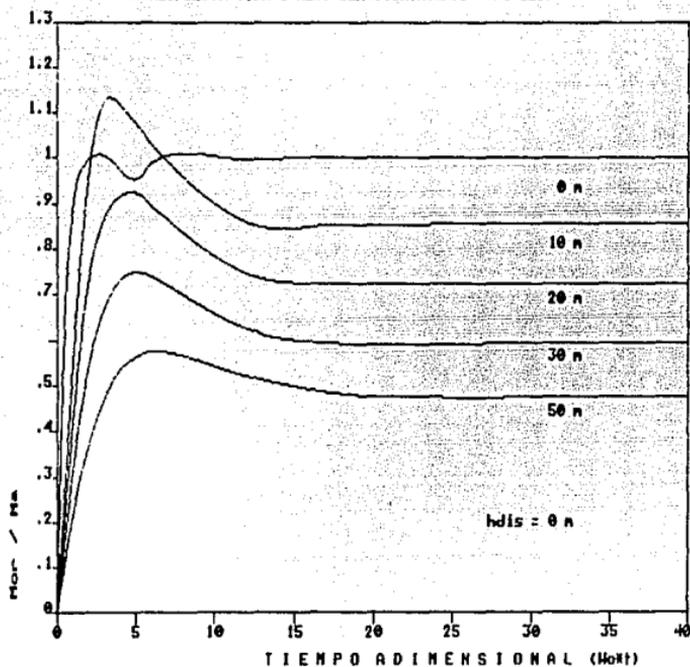


FIG. 59 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 0 M$ Y $\omega_0 = 6,000$ (1/S).

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($M_0=1E4$).

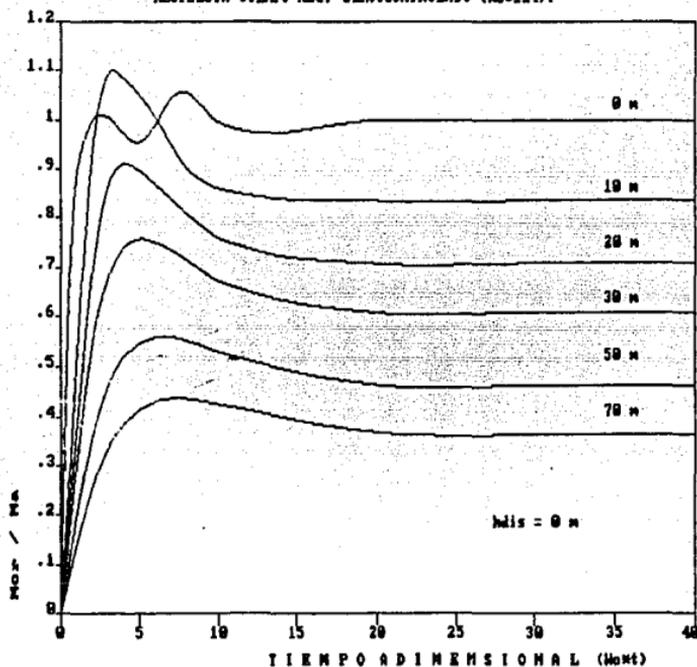


FIG. 00 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 0 \text{ m}$ Y $\omega_0 = 10,000 \text{ (1/S)}$.

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($\omega_0=14E3$).

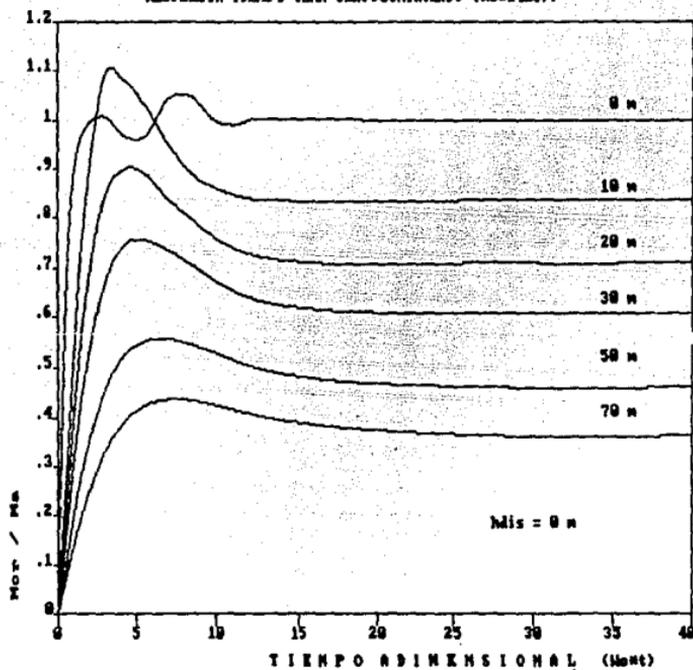


FIG. 61 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 0$ M Y $\omega_0 = 14,000$ (1/S).

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($\omega_0=6E3$).

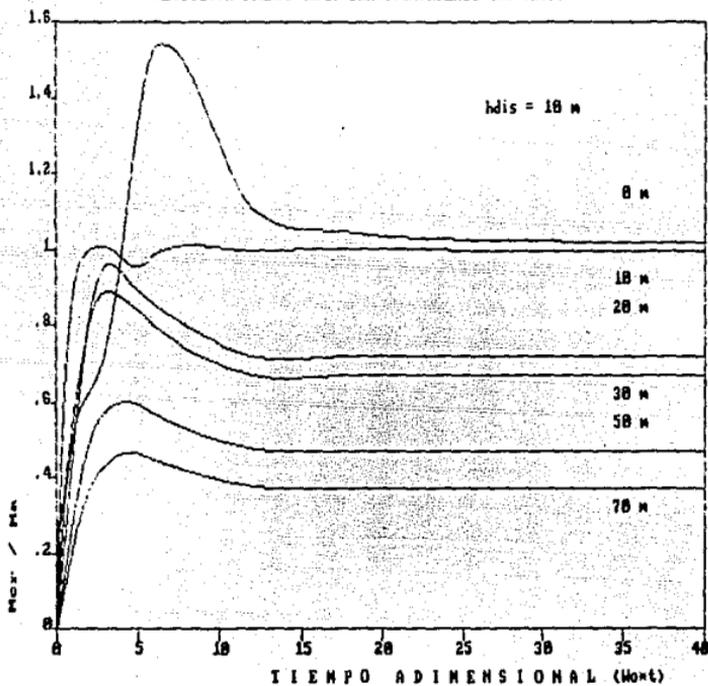


FIG. 02 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 10$ M Y $\omega_0 = 6,000$ (1/81).

RESPUESTA TIEMPO REC. SERVOCONTROLADO ($\omega_0=1E4$).

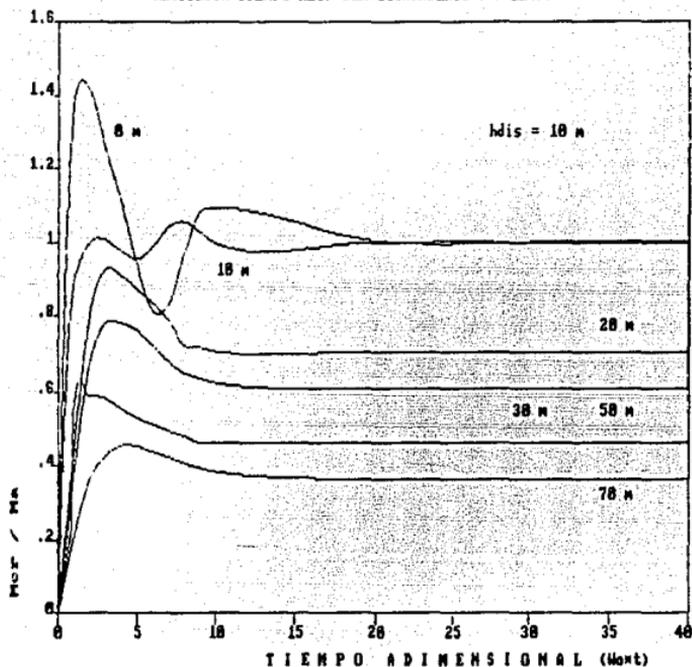


FIG. 28 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 10 \text{ m}$ Y $\omega_0 = 10,000 \text{ (1/S)}$.

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($\omega_0=14E3$).

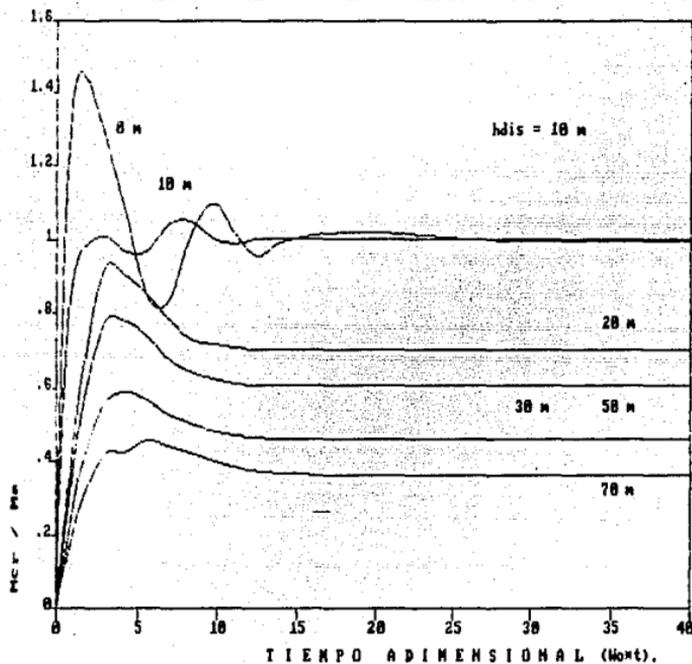


FIG. 04 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 10 m$ Y $\omega_0 = 14,000 (1/S)$.

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($\omega_0 = 6E3$).

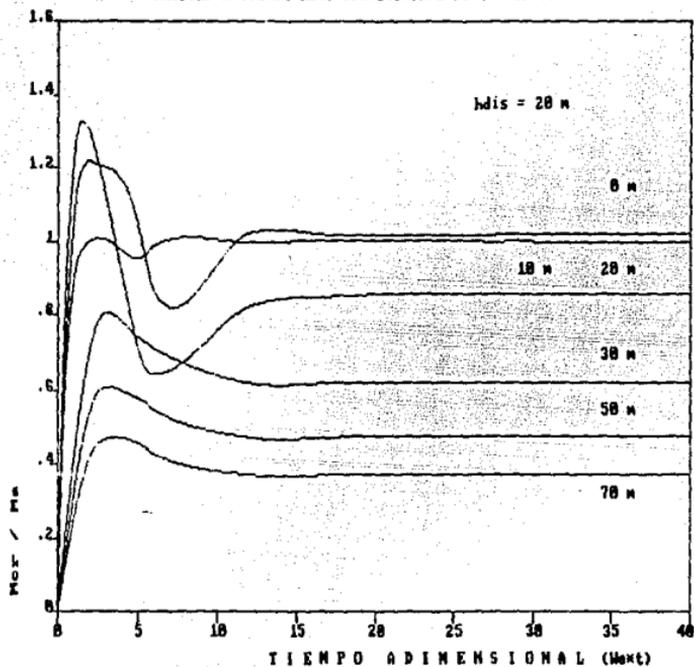


FIG. 03 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 20 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 6,000 \text{ (1/S)}$.

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($\omega_0 = 1E4$).

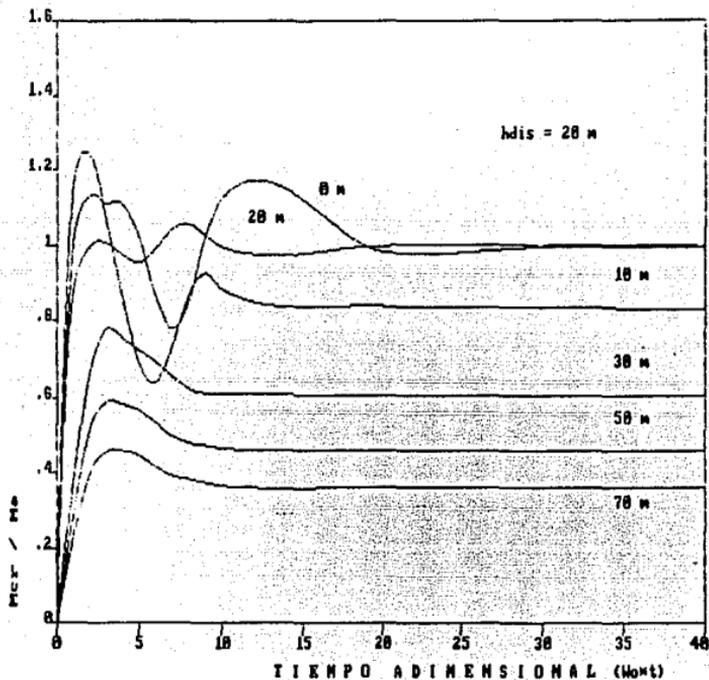


FIG. 66 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 20$ M Y $\omega_0 = 10,000$ (1/SI).

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($\omega_0=14E3$).

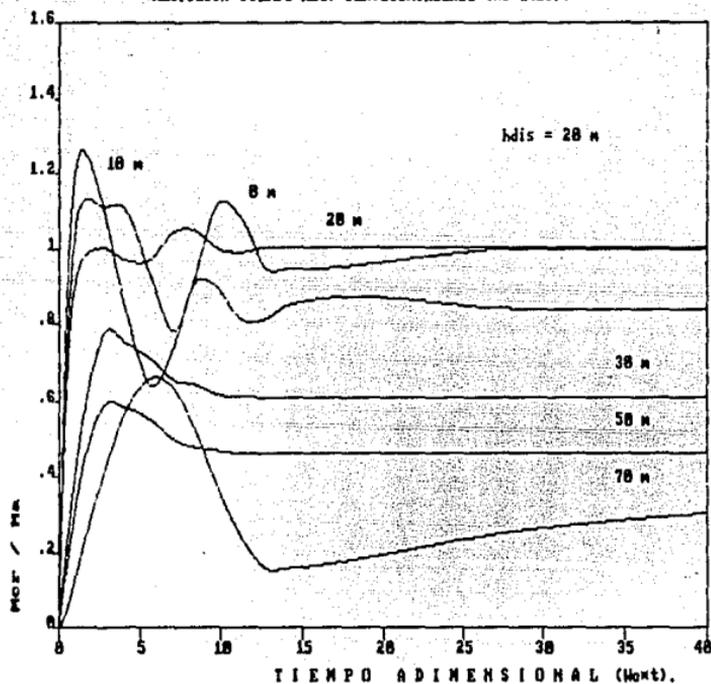


FIG. 07 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 20 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 14,000 \text{ (1/S)}$.

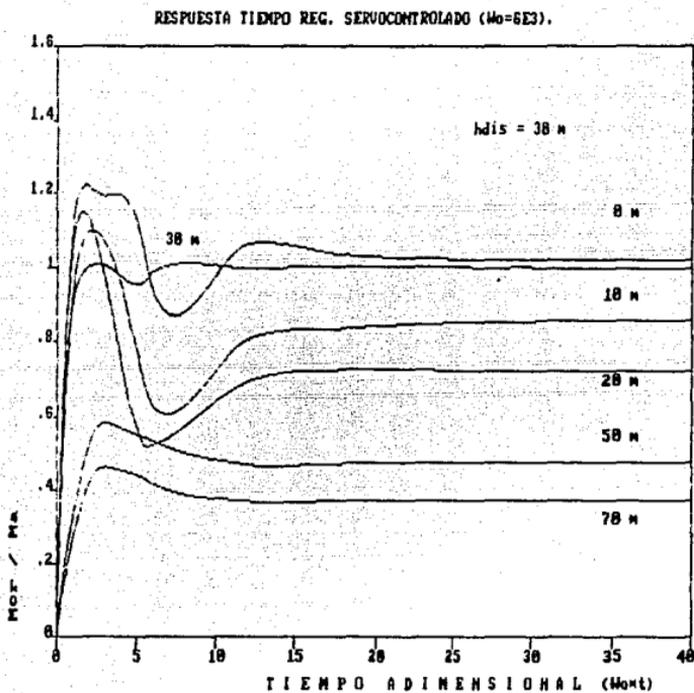


FIG. 08 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 30 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 6,000 \text{ (1/S)}$.

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($\omega_0=1E4$).

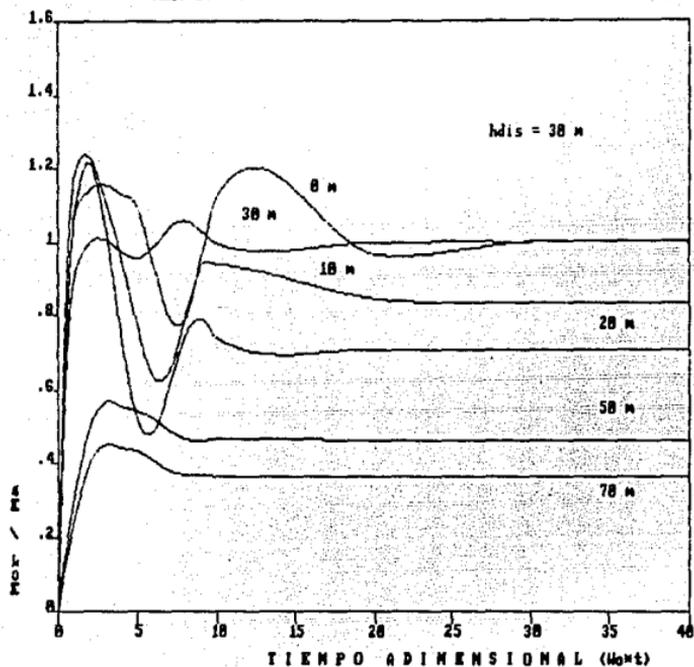


FIG. 00 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 30 \text{ M}$ Y $\omega_0 = 10,000 \text{ (1/S)}$.

RESPUESTA TIEMPO REG. SERVOCONTROLADO ($\omega_0=14E3$).

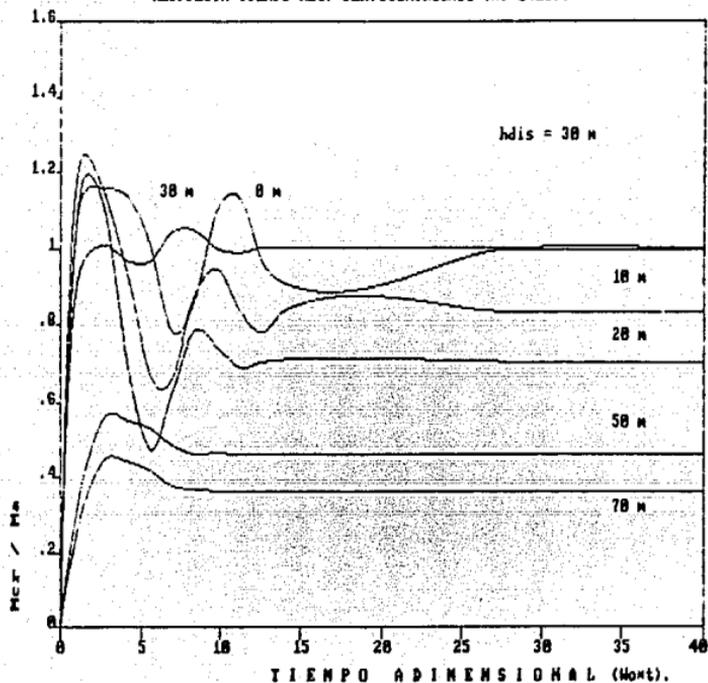


FIG. 70 TIEMPO DE RESPUESTA TEORICO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO, PARA $h_{dis} = 30$ M Y $\omega_0 = 14,000$ (1/S).

4.9) ANALISIS DE LA RESPUESTA EN EL TIEMPO:

Los resultados obtenidos arrojarán las siguientes conclusiones:

i) De igual forma que para el regulador convencional, se observa que en un regulador servocontrolado la magnitud de " ω_0 " para cada una de las profundidades de prueba no afecta la respuesta permanente del regulador, solo el tiempo de respuesta inicial respondiendo más rápidamente mientras más se incrementa el valor de " ω_0 ".

ii) De la misma manera que en un regulador convencional la respuesta de un regulador servocontrolado depende de 2 variables que son la profundidad de diseño (h_{dis}) y la presión intermedia o de suministro (P_e). Puesto que todos los reguladores comerciales manejan una $P_e = 985 \text{ kPa man}$ (no se ha verificado si esta es la óptima), entonces se optó por asignar a P_e un valor constante y dejar variable la profundidad de diseño.

Analizando la respuesta del regulador servocontrolado también se notó que los modelos más adecuados a las necesidades del buceo eran para una " h_{dis} " de 20 y 30 m. y con $\omega_0 = 10,000$ y $14,000 \text{ s}^{-1}$.

Para los reguladores con $h_{dis} = 20 \text{ m}$. se tienen las siguientes características:

i) Sobredisparos del 12.7% ($h = 0 \text{ m}$), 23.8% ($h = 10 \text{ m}$), una vez que los tiempos de respuesta son iguales a $t = 0.003 \text{ seg}$ para ω_0 igual a $10,000 \text{ s}^{-1}$ y $t = 0.00179 \text{ seg}$. para $\omega_0 = 14,000 \text{ s}^{-1}$ el regulador se estabiliza. hay que notar que este tiempo es bastante rápido y por ende recomendable para un regulador. Cuando la pro-

fundidad de buceo es mayor a 30 m. la respuesta se vuelve subamortiguada y sin ninguna oscilación ya que la mezcla de aire de respiración es más densa conforme aumenta la profundidad de buceo, por lo tanto ofrece una mayor resistencia al movimiento del mecanismo de respiración del regulador.

El diseño óptimo de un regulador sería tal que no presentará oscilación en su funcionamiento. Se observa que en todas las gráficas los modelos presentan cuando menos en todos los casos una respuesta oscilatoria en su comportamiento, que tiende a amortiguarse conforme el tiempo pasa ($t \geq 0.003$ seg.) en un valor determinado. El efecto de esta inestabilidad momentánea al igual que en el regulador convencional causa pequeñas molestias al buzo durante la aspiración. Es necesario para una mayor comodidad del buzo la incorporación de algún elemento estabilizador en el regulador.

Para los reguladores que operan con una profundidad de diseño de 30 m. se tienen las mismas características que en el modelo con $h_d = 20$ m. solo que con las siguientes particularidades:

ii) Sobredisparos del 20% ($h = 0$ m), 23.1% ($h = 10$ m), tiempos de respuesta $t = 0.003$ seg. para $\omega = 10,000$ s^{-1} y $t = 0.0025$ seg. para $\omega = 14,000$ s^{-1} , para que el regulador establezca su salida (Mcr). También para profundidades de buceo mayores a 30 m. el comportamiento es subamortiguado debido al incremento de la densidad del flujo de aire, en este diseño también existen pequeñas molestias en la aspiración cuando el buzo se encuentra a nivel del mar.

4.10) ANALISIS Y OBTENCION DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO:

Prosiguiendo con la metodología de los cálculos para el ejemplo de $\omega_0 = 10,000 \text{ s}^{-1}$ y $h_{dis} = 0 \text{ m}$. y suponiéndose los siguientes elementos:

$$D_a = 0.0017 \text{ m.}$$

$$C_{cr} = 11.69 \sqrt{K/s}$$

$$C_v = 3.23 \sqrt{K/s}$$

$$T_s = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_s = 965 \text{ kPa (manométricos).}$$

$$M_p = 0.010 \text{ Kg.}$$

$$W_v = 0.002 \text{ m.}$$

$$\Delta P = 10 \text{ cm. de H}_2\text{O.}$$

$$\dot{M}_a = 2 \text{ lt/s}$$

Con todo esto se calculan a continuación los parámetros de diseño de un regulador servocontrolado.

Resolviendo el sistema de ecuaciones no lineales por medio del programa SENL.FOR, se tienen los siguientes resultados:

$$W_1 = 16,771.350 \text{ s}^{-1}$$

$$W_2 = 3,421.48812 \text{ s}^{-1}$$

$$\gamma_p = 1.6547694$$

$$\gamma_v = 1.3514870$$

$$\omega_p = 11,346.5527300 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_v = 11,634.4180584 \text{ s}^{-1}$$

Despejando K_p de la ecuación (67) se obtiene:

$$K_p = \omega_p^2 M_p = 1.2874425 \times 10^6 \text{ N/m}$$

$$\text{Si } \zeta_p = \frac{B_p}{B_{p\text{critico}}} \quad \text{con } B_{p\text{critico}} = 2\sqrt{M_p K_p}$$

$$B_p = \sqrt{2M_p K_p} = 160.464 \text{ N}\cdot\text{s/m} \quad (84)$$

En la ecuación (70), si se agrupa como de la siguiente forma:

$$\frac{A_p}{V_{p0} K_p} = \frac{W_1 g \sqrt{T_s}}{C_v W_v P_s R T_s} = K_1 \quad (85)$$

Sustituyendo este valor en la ecuación (69) y despejando A_p se llega a:

$$A_p = \frac{(\gamma_v - 1)}{P_{p0} K_1} = 1.395803 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\therefore D_p = \left(\frac{4A_p}{\pi} \right)^{1/2} = 0.01333 \text{ m.} \quad (86)$$

De la misma forma como se hizo la agrupación en la ecuación (70), pero ahora para la ecuación (71) se tiene:

$$\frac{A_d}{V_{r0} K_v} = \frac{W_2 g \sqrt{T_s}}{C_{cr} P_s \sqrt{a} R T_s} = K_2 \quad (87)$$

Sustituyendo este valor en la ecuación (68) y despejando A_p :

$$A_r = \frac{\gamma_v - 1}{P_{cr} K_z} = .009535 \text{ m}^2$$

$$\therefore D_d = \left(\frac{4 A_r}{\pi} \right)^{1/2} = 0.11018 \text{ m} \quad (88)$$

Analizando la fig.71 y tomando en cuenta que la relación del brazo de palanca (b/a) que se utiliza comunmente en los reguladores comerciales es de 25 y que la válvula del servomecanismo debe de abrirse para un $\Delta P = 10$ cm. de H₂O se llega a lo siguiente:

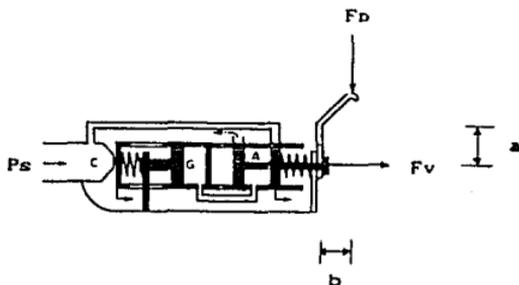


FIG. 71 DIBUJO ESQUEMATICO DE LAS PRINCIPALES FUERZAS QUE ACTUAN EN EL SISTEMA DE SUMINISTRO DE AIRE, DE UN REGULADOR DE BUCEO (SCUBA).

$$K_v X_v = 25(\Delta P A_d)$$

(89)

Si la carrera de la servoválvula (X_v) debe ser menor o igual al ancho del puerto de suministro de aire al servocilindro (W_v).

Es decir que $X_v \leq W_v$, si el resultado del movimiento total del sistema válvula-servopistón es aproximadamente igual a $0.5W_v$ entonces haciendo el cálculo para $X_v = W_v$ se puede evaluar el valor de la constante del resorte de la servoválvula (K_v) como:

$$K_v = \frac{25(\Delta P A_d)}{X_v} = 2.333792 \times 10^5 \text{ N/m}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (88)

$$M_v = K_v / \omega_v^2 = 0.00172 \text{ Kg}$$

$$\text{Si } B_v = \sqrt{2M_v K_v}$$

(90)

$$\therefore B_v = 28.36824 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

En la fig.72 se muestra un diagrama de flujo para la obtención de los parámetros de diseño, una vez que se ha seleccionado el modelo óptimo.

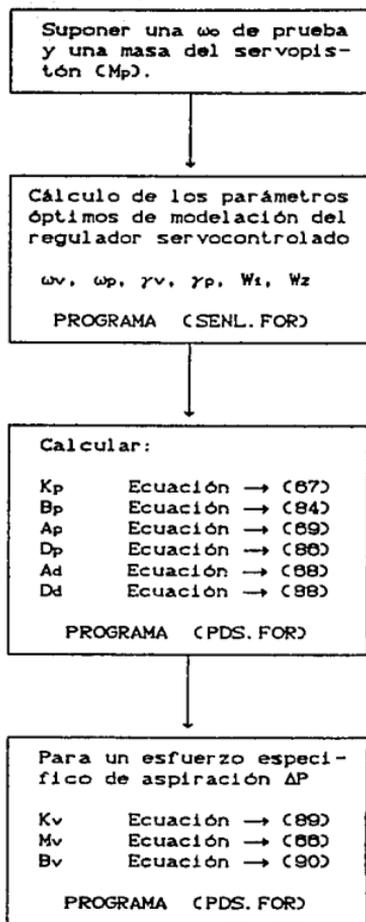


FIG. 71 DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA OBTENCIÓN DE LOS PARÁMETROS ÓPTIMOS DE DISEÑO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO.

Para el modelado que se hizo, se elaboró una tabla con los parámetros óptimos de un regulador servocontrolado, en esta se muestran los valores de " ω_0 " y " h_{dis} " que fueron utilizados.

ω_0	P.D. *	$h_{dis} = 20 \text{ m}$	$h_{dis} = 30 \text{ m}$	
10,000 1/s	Mv	0.000687	0.00025	Ka
	Kv	6.63835E+04	6.638351E+04	N/m
	Bv	11.296880	5.763715	N·s/m
	Ad	0.379707E-02	0.2712193E-02	m ²
	Dd	6.953115	5.878454	cm.
	Mp	0.010	0.010	Ka
	Kp	1.287443E+06	2.523387E+06	N/m
	Bp	160.4645	224.6503	N·s/m
	Ap	0.1658809E-03	0.1184883E-03	m ²
	Dp	1.453293	1.228257	cm.
14,000 1/s	Mv	0.00058	0.000203	Ka
	Kv	7.528067E+04	5.377191E+04	N/m
	Bv	9.150689	4.668719	N·s/m
	Ad	0.3075700E-02	0.2196928E-02	m ²
	Dd	6.257877	5.288871	cm.
	Mp	0.001	0.01	Ka
	Kp	1.287443E+06	2.523387E+06	N/m
	Bp	160.4645	224.6503	N·s/m
	Ap	0.1790411E-03	0.1278865E-03	m ²
	Dp	1.509842	1.276049	cm.

P.D. * Parámetros de diseño.

TABLA 6

REPORT

Conclusions.

5

CONCLUSIONES:

El análisis detallado de este estudio proporciona las siguientes conclusiones;

1) México cuenta con una gran extensión de litorales siendo estos propicios para el desarrollo de actividades subacuáticas, estas pueden ser deportivas o comerciales. Para el desarrollo de ambas la pieza clave es el regulador de respiración, sin este cualquier actividad queda descartada. En la actualidad la totalidad del equipo autónomo de respiración subacuática de un buzo en México es de importación, esto hace que la práctica de actividades subacuáticas se restrinja enormemente debido al alto costo de los equipos y a su manutención, ya que su cotización es en dolares.

Esto combinado con la pérdida constante de valor del peso frente al dolar hace cada día menos accesible el desarrollo de estas actividades. Todo esto trae como consecuencia la necesidad imperiosa de desarrollar tecnología nacional para la fabricación de los equipos básicos de buceo.

2) Se eligió hacer el análisis de un regulador de buceo con una sola manguera y dos pasos de regulación de presión, porque este tipo de reguladores son los más utilizados hoy en día. Hay que recalcar que el análisis se efectuó sobre el segundo paso de regulación de presión, ya que es este el que le confiere las características básicas de respiración al buzo. Estas características desembocan en última instancia en las siguientes dos variables:

- Esfuerzo de exhalación.
- Esfuerzo de aspiración.

La combinación de ambos esfuerzos durante el ciclo de respiración de un buzo trae como consecuencia la fátiga de este. Por lo tanto mientras más reducido sea el valor de ambos menor será la fátiga del buzo y por ende tendrá una mayor disponibilidad para efectuar algún trabajo, salta a la vista que con esto la eficiencia del buzo para desempeñar cualquier actividad aumenta.

3) A nivel internacional se ha tratado de estandarizar el valor del esfuerzo de aspiración, a una magnitud menor o igual a 15 cm. de columna de agua. En cuanto al esfuerzo de exhalación se encontró que depende de las siguientes variables:

- Configuración de la válvula (forma de construcción).
- Materiales de construcción.
- Forma del asiento e interacción conjunta con la válvula.
- Largo del collar de exhalación.
- Diámetro del collar de exhalación.

Se concluye que el material más apto para la construcción de válvulas de escape fue el hule gris suave, seguido por el silicón, para configuraciones estándar del asiento, el asiento tipo POSIDEN LIKE fue el que presentó el esfuerzo de exhalación menor. Para las configuraciones especiales como la exhalación ayudada por vórtice y la exhalación ayudada por boquilla, presentaron el menor esfuerzo de exhalación. Para largo de collar y diámetro de collar se ob-

servó que valores óptimos son $D_c = 35$ mm. y $L_c = 8$ mm.

4) La parte medular de este trabajo consistió en la elaboración de guías de diseño, que tienen como fin brindar una orientación y los medios posibles para mejorar el diseño y la construcción del segundo paso de regulación de presión de reguladores, pudiendo tener estos una configuración convencional o una servocontrolada. Estas guías se pueden dividir en dos partes:

- i) Una encaminada a la reducción del esfuerzo de exhalación.
- ii) La segunda para la minimización del esfuerzo de aspiración

Para esta última se propuso una metodología para la síntesis y análisis de los modelos de reguladores existentes (convencionales y servocontrolados), además se elaboraron programas que proporcionan los parámetros óptimos de diseño de ambos tipos de reguladores. Cabe señalar que por las suposiciones de análisis los resultados que se obtienen no son resultados reales, sino que son aproximaciones al resultado real que se encuentran dentro del entorno de la solución real óptima. Por lo tanto como se mencionó al inicio de este inciso, son guías de diseño que están enfocadas a la simplificación de las labores de diseño de los posibles fabricantes de reguladores a nivel nacional.

5) Se utilizaron las formas estándar (criterio I.T.A.E.) porque el problema del modelado era un típico problema ingenieril de síntesis, es decir era un problema en el cual se conoce la entrada

y se desea obtener una determinada salida, por lo tanto hay que deducir la descripción matemática del sistema. Cuando se obtuvo la descripción matemática del sistema (función de transferencia), esta quedó en función de los parámetros que se querían obtener, además se requería que su funcionamiento fuera estable entonces era necesario encontrar un método que especificará la forma de una determinada función de transferencia con respuesta estable.

Whiteley ha desarrollado este método y ha encontrado el valor de los coeficientes de los denominadores polinomiales que conforman funciones de transferencia óptimas de hasta 8° orden con tres tipos diferentes de denominadores. Por lo tanto se tomaron estas formas estándar para la resolución del problema de modelado y se obtuvieron a partir de estas los valores de los parámetros óptimos de diseño, así como su respuesta en el tiempo para verificar la estabilidad del sistema.

FORMAS ESTANDAR

Formas Estandar.

1

ESTUDIO DE RESPUESTAS OPTIMAS TRANSITORIAS

CRITERIOS Y FORMAS ESTANDARIZADAS DE ANALISIS.

Este estudio hecho por Graham y Lathrop¹¹ asevera que el comportamiento transitorio es un atributo de muchos dispositivos de medición, control y comunicación. El diseño ingenieril de tales sistemas físicos involucra frecuentemente la selección de variables de diseño, que influyen en el comportamiento transitorio óptimo del sistema. Las técnicas matemáticas que se aplican a la resolución de estos problemas de diseño ingenieril se han desarrollado y extendido con gran rapidez durante el transcurso de los últimos 10 años. La escasez de definiciones matemáticas prácticas de optimización del comportamiento transitorio, ha forzado el desarrollo de técnicas empíricas dentro de los procedimientos de diseño y estos a su vez son por lo general complicados y de difícil comprensión.

Esto hace necesario el desarrollo de criterios de análisis que uniformicen el diseño de mecanismos que presenten un comportamiento transitorio. Los métodos matemáticos aplicados al problema de la optimización del comportamiento transitorio de sistemas físicos dependen por lo general de la respuesta de una función de transferencia. Una función de transferencia que se representa por una entrada y una salida como se muestra en la siguiente figura.



FIG. A1 REPRESENTACION GRAFICA DE UNA FUNCION DE TRANSFERENCIA.

El bloque puede considerarse como un operador que transforma una entrada dada $r(t)$ en una respuesta de salida $c(t)$.

La relación entre ambas es en los casos más importantes por lo regular una ecuación diferencial que describe el comportamiento del sistema, que es producto de una relación entre la señal de salida (efecto o respuesta) y la señal de entrada (causa). Se presentan 3 problemas cuando se aplican las ecuaciones diferenciales en el análisis de los sistemas físicos. A estos problemas se les ha denominado problemas de análisis, de instrumentación y de síntesis.

1) Problemas de análisis: Son aquellos en donde se conoce la entrada y la descripción matemática del sistema, hay que encontrar la respuesta del sistema.

2) Problemas de instrumentación: Son aquellos en donde se conoce la salida del sistema y la descripción matemática del sistema, hay que encontrar cual es la entrada.

3) Problemas de síntesis: Se conoce la entrada y se desea obtener una salida determinada, entonces hay que deducir la descripción matemática del sistema.

Es bastante claro que el problema de síntesis está íntimamente relacionado con el diseño ingenieril, ya que se tienen por lo general determinadas, cuales son las señales típicas de entrada y las respuestas de salida deseadas están sujetas a los requerimientos o especificaciones de diseño.

Métodos de síntesis:

La primera y más importante condición para el estudio dinámico de un sistema es la estabilidad de este, esto se puede observar en la salida del sistema. Por fortuna la estabilidad del sistema puede definirse con precisión y las condiciones para la estabilidad de este, se pueden calcular también con facilidad. Hay condiciones suficientes y necesarias en los coeficientes de la ecuación característica del denominador de la función de transferencia estas condiciones deben cumplirse a fin de garantizar que el sistema es estable.

Las relaciones funcionales entre los coeficientes deben de cumplir el criterio de estabilidad de Routh-Hurwitz, estas restricciones de prueba se observan en la tabla-A1 en donde se tabulan para funciones características normalizadas de hasta octavo orden. Teóricamente se han aplicado $(n-1)$ pruebas a cada una de las ecuaciones características. Sin embargo Frazer y Duncan¹² han demostrado que las condiciones tabuladas son prácticamente todas las necesarias, desde que ellos por primera vez indicaron que el cambio en la forma de las raíces producía un cambio tal en el sistema, que este podía variar desde ser totalmente estable hasta convertirse en un sistema totalmente oscilatorio divergente.

Este método estuvo muy en boga entre los diseñadores aeronáuticos para la síntesis aproximada de los modelos aeronáuticos, utilizando los criterios de prueba de Routh-Hurwitz igualados a cero, como una función de dos variables de diseño, permaneciendo las demás variables constantes. Esto da una representación gráfica llamada Diagrama de Estabilidad de la frontera entre las combina-

CRITERIO DE ESTABILIDAD DE ROUTH-HURWITZ

ECUACION CARACTERISTICA	CRITERIO
$s^2 + bs + 1 = 0$	$b > 0$
$s^3 + bs^2 + cs + 1 = 0$	$bc - 1 > 0$
$s^4 + bs^3 + cs^2 + ds + 1 = 0$	$bcd - d^2 - b^2 > 0$
$s^5 + bs^4 + cs^3 + ds^2 + es + 1 = 0$	$bcd + b - d^2 - b^2e > 0$
$s^6 + bs^5 + cs^4 + ds^3 + es^2 + fs + 1 = 0$	$(bcd + bf + -d^2 - b^2e)e + b^2c - bd - bc^2f - f^2 + bfe + cdf > 0$
$s^7 + bs^6 + cs^5 + ds^4 + es^3 + fs^2 + gs + 1 = 0$	$(bcd + bf + -d^2 - b^2e)e + b^2cg - bdg - bc^2f - f^2 - bc + d + bfe + cdf > 0$
$s^8 + bs^7 + cs^6 + ds^5 + es^4 + fs^3 + gs^2 + hs + 1 = 0$	$(bcde + b^2cg + bef - bdg - d^2e - b^2e - bc^2f - f^2 - bch + dh + bfe + cdf)f + bc^2dh - bcd^2g + b^2(cdfg - ceh - bg - cd + be + edg + gh - f^2) + bd^2 - bdfg - cd^2h + cdf^2 + d^3g + b^2gh - bfdg - bh^2 + dfh > 0$

TABLA-A1

ciones estables e inestables de las dos variables seleccionadas.

Una extensión de este método debida a W. Brown¹⁸ hace posible a causa de una considerable labor la superposición de líneas de periodos constantes de oscilación y líneas de decremento logaritmico constante (amortiguamiento) en una sola gráfica. El grado de estabilidad suministrado por una combinación correcta, puede determinarse de esta manera. En el caso de sistemas de malla abierta tales como servomecanismos y amplificadores con retroalimentación, el criterio de Nyquist se aplica frecuentemente para determinar la estabilidad del sistema. La forma general de la función

de respuesta a la frecuencia es la siguiente:

$$\frac{CC(j\omega)}{CC(j\omega)} = \left[\frac{P_m \lambda^m + P_{m-1} \lambda^{m-1} + \dots + P_1 \lambda + P_0}{Q_n \lambda^n + Q_{n-1} \lambda^{n-1} + \dots + Q_1 \lambda + Q_0} \right]_{\lambda=j\omega} \quad (A1)$$

Se observa que la ecuación (A1) depende de varios coeficientes tanto en el numerador como en el denominador, parece que como en el criterio de Routh-Hurwitz la estabilidad y el grado de estabilidad del sistema analizado por el criterio de Nyquist depende de determinadas relaciones entre los coeficientes de la función de transferencia. La síntesis de servomecanismos generalmente se lleva a cabo usando los diagramas logarítmicos de Bode¹⁴ y Nichols¹⁵ ciertas reglas deben de cumplir en la relación de amplitud máxima, margen de ganancia, margen de fase y la distancia de las asíntotas entre los puntos de rompimiento. Si se aplica con cuidado resulta un método con precisión adecuada de análisis.

El resultado del análisis de Bode sin embargo no es necesariamente el sistema óptimo y el resultado indica solo aproximadamente los cambios en el sistema, los cuales ocasionarían un funcionamiento transitorio.

El método de Root-Locus desarrollado por Evans¹⁶ se utiliza también ampliamente en el análisis de sistemas de malla cerrada, la frecuencia y la respuesta transitoria del sistema pueden ser descritas en una gráfica (diagramas de root-locus). Hay sin embargo conocimiento de especificaciones no generales para la localización óptima de los polos y ceros, más allá de las simples especificaciones de estabilidad, grado de estabilidad (razón de amortiguamiento, tiempo de amortiguamiento). Si esto fuera posible para

especificar la localización óptima de polos y ceros, eso significaría la especificación de la forma óptima de los coeficientes de la función de transferencia.

Los métodos matemáticos de Wiener¹⁷ se aplican en el diseño de filtros o servomecanismos que operan con perturbación en sus señales de entrada, su resultado es una declaración matemática explícita del rango de la función deseado para el sistema.

Phillips¹⁵ ha simplificado la aplicación de este método para la síntesis de servomecanismos duplicadores, elaborando una forma determinada de la función de transferencia que deja libre un solo parámetro para hacer el ajuste, así como para obtener el error RMS mínimo.

Gráficas mostrando la respuesta transitoria como funciones de sistemas de parámetros adimensionales fueron modeladas por Draper y Schliestett¹⁸, G. Brown¹⁹, Bretoi²⁰ entre otros para sistemas de primer orden y algunos de segundo y tercer orden. En casos muy especiales como la síntesis de circuitos Wallman²¹ y otros han elaborado este tipo de gráficas para respuesta transitoria de sistemas de alto orden. Hay que hacer notar que el método de especificar la forma exacta de la respuesta transitoria en función de los parámetros del sistema es equivalente a la especificación de una determinada función de transferencia. Whiteley²² tomando este camino ha tabulado los coeficientes de los denominadores polinomiales de hasta octavo orden que conforman una función de transferencia óptima, con tres tipos diferentes de numeradores. Whiteley denominó a estas funciones numéricas explícitas para los denominadores polinomiales "formas estandar". El criterio que utilizó para

probar la veracidad de sus salidas deseadas fue en un caso una frecuencia máxima fija de respuesta y en el otro la magnitud del pico de sobredisparo.

Mientras los valores convenientes para todas estas y otras aplicaciones pueden ser por lo general conocidos, este conocimiento usualmente no proporciona mucha comprensión sobre los ajustes favorables que deben efectuarse al sistema. En muchos casos donde se sobreponen varias figuras de comparación, es posible cambiar partes de una por mejores valores de otra. La síntesis directa de respuesta transitoria, ya sea por métodos gráficos, por las formas estandar de Whiteley o por medio de análisis diferencial, están sujetos a que la salida deseada se ha definido en forma adecuada (suficiente). A continuación se lista una tabla que integra en forma resumida los diversos métodos para la síntesis de servomecanismos y algunos otros sistemas mecánicos, que se han discutido en una forma somera en los párrafos anteriores. Esta descripción menciona el criterio que se aplica e indica las limitaciones de cada uno de los métodos.

METODOS DE SINTESIS DE SERVOMEKANISMOS.

METODO: Diagrama de estabilidad.

AUTOR: Routh y Hurwitz.

ENTRADA DESEADA: Ninguna en especial.

CRITERIO: Estabilidad

RESTRICCIONES: Determina solo estabilidad. Brown demuestra como puede determinarse el grado de estabilidad.

METODO: Respuesta en frecuencia.

AUTOR: Nyquist, Bode y Nichols

ENTRADA DESEADA: Senoides de amplitud constante a cualquier frecuencia.

CRITERIO: Estabilidad, máxima ganancia y margen de estabilidad.

RESTRICCIONES: Método más ampliamente utilizado. Depende de reglas sobre la respuesta en frecuencia. Es esencialmente un método de prueba y error.

METODO: Root-Locus.

AUTOR: Evans y Moore

ENTRADA DESEADA: Ninguna en especial.

CRITERIO: Estabilidad y grado de estabilidad

RESTRICCIONES: El criterio no es explícito. Método gráfico de fácil aplicación. Solo una ganancia puede ser ajustada a un tiempo.

METODO: R. M. S. - ERROR.

AUTOR: Wiener, Phillips y Bubb.

ENTRADA DESEADA: La entrada y el ruido deben de ser series estacionarias del tiempo. El poder de densidad espectral debe ser conocido.

CRITERIO: R. M. S. -ERROR

RESTRICCIONES: Un método poderoso pero de difícil aplicación, conduce en forma explícita a encontrar la función de transferencia característica.

METODO: Respuesta Transitoria.

AUTOR: Draper, Brown, Bretoi y otros.

ENTRADA DESEADA: Función escalón u otra de tipo sencillo.

CRITERIO: Rápidez de respuesta, sobredisparo, coeficientes de error.

RESTRICCIONES: Gráficas disponibles solo para sistemas de primero segundo y tercer orden, para sistemas de orden mayor estas gráficas deben construirse. Son de gran ayuda las computadoras analógicas.

METODO: Formas estandar.

AUTOR: Whiteley.

ENTRADA DESEADA: Función escalón.

CRITERIO: Frecuencia máxima fija de respuesta, magnitud del pico de sobredisparo.

RESTRICCIONES: Las formas estandar son básicamente las funciones de transferencia características deseadas, de muy fácil aplicación. El criterio puede cuestionarse.

La selección de variables específicas de diseño en la síntesis de modelos dinámicos depende completamente del criterio que se aplica para juzgar que también se ajusta la salida a una entrada determinada, es deseable además que la salida sea rápida y estable estas cualidades pueden indicarse numéricamente mediante la solución en el tiempo de la respuesta, tiempo del primer cero y sobre-disparo. Idealmente este criterio debe tener tres atributos básicos que son:

- Confiabilidad.
- Aplicación real.
- Selectividad.

Solamente se consideran aquellos sistemas que tengan un estado estable de desplazamiento de error de cero cuando están sujetos a una función escalón de entrada. Un ejemplo de este tipo de sistemas sería un simple sistema lineal de segundo orden con la siguiente función de transferencia normalizada;

$$\frac{C(S)}{R(S)} = \frac{1}{S^2 + 2\zeta S + 1} \quad (A2)$$

La fig.A2 muestra las respuestas de error más utilizadas en el análisis de sistemas dinámicos, estas respuestas de error para el sistema de segundo orden se graficaron para diferentes valores de ζ , cuando la entrada fue una función escalón. Estas respuestas de error difieren de la respuesta ideal (perfecta) en varias formas. Ciertas características de estas respuestas proporcionan el grado con el cual, estas se aproximan a la respuesta ideal.

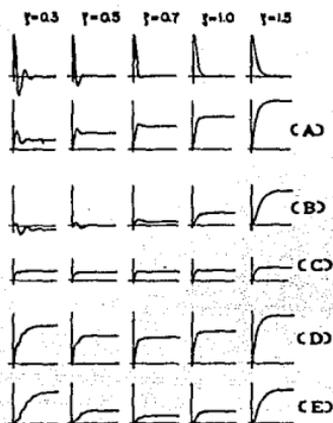


FIG. A2 GRAFICAS DE RESPUESTA UNA FUNCION ESCALON DE LOS CRITERIOS DE ANALISIS MAS UTILIZADOS PARA UN SISTEMA DE SEGUNDO ORDEN

$$e(t) \rightarrow (A3)$$

$$(C) \int_0^t e(t)^2 dt \rightarrow (A8)$$

$$(A) \int_0^t e(t) dt \rightarrow (A4)$$

$$(D) \int_0^t |e(t)| dt \rightarrow (A7)$$

$$(B) \int_0^t t e(t) dt \rightarrow (A5)$$

$$(E) \int_0^t t |e(t)| dt \rightarrow (A6)$$

$$\text{Donde } e(t) = r(t) - c(t)$$

(A9)

$e(t)$ = error de la función de transferencia.

La fig. A3 muestra una gráfica del valor del criterio contra la razón de amortiguamiento ζ , para los diferentes criterios basados en la respuesta de error para la función de transferencia de segundo orden con numerador unitario (desplazamiento cero).

También otras gráficas se pueden formar con combinaciones más complejas de error y tiempo, estas son:

$$(A) \int_0^1 te(ct)^2 dt \rightarrow (A11) \quad (B) \int_0^1 t^2 e(ct)^2 dt \rightarrow (A12)$$

$$(C) \int_0^1 t^2 |e(ct)| dt \rightarrow (A12)$$

La fig. A4 muestra una gráfica del valor del criterio contra la razón de amortiguamiento ζ , para los diferentes criterios basados en la respuesta de error para la función de transferencia de segundo orden con numerador unitario (desplazamiento cero).

Los valores de estos criterios como funciones de ζ para la respuesta de una función escalón de un sistema de segundo orden muestran que cumplen con las condiciones de confiabilidad y selectividad, son excluidos de nuevas consideraciones porque son difíciles de manejar ya sea analíticamente o con auxilio de una computadora analógica.

De todos los criterios mencionados solo los definidos por las ecuaciones A6 (integral del error cuadrado), A7 (integral del valor absoluto del error) y A8 (integral del tiempo multiplicado por el valor absoluto del error I.T.A.E.) se consideran criterios eficaces. A fin de probar la factibilidad de estos criterios, se utilizaron en un sistema de segundo orden del tipo velocidad de error cero, con la siguiente función de transferencia normalizada:

$$\frac{CCS}{RCS} = \frac{2\zeta S + 1}{S^2 + 2\zeta S + 1} \quad (A13)$$

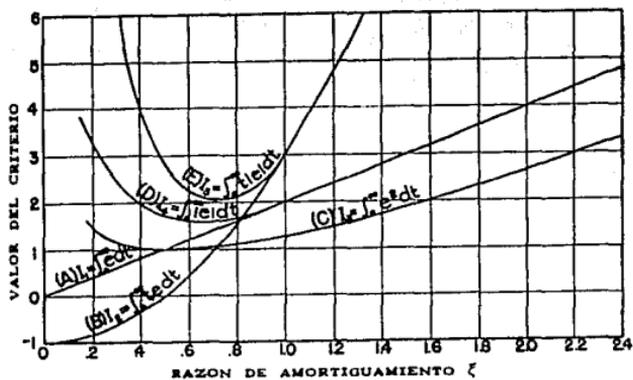


FIG. A3 GRAFICA DEL VALOR DEL CRITERIO CONTRA RAZON DE AMORTIGUAMIENTO PARA RESPUESTAS A UNA FUNCION ESCALON DE UN SISTEMA DE SEGUNDO ORDEN DEL TIPO ERROR DE DESPLAZAMIENTO CERO.

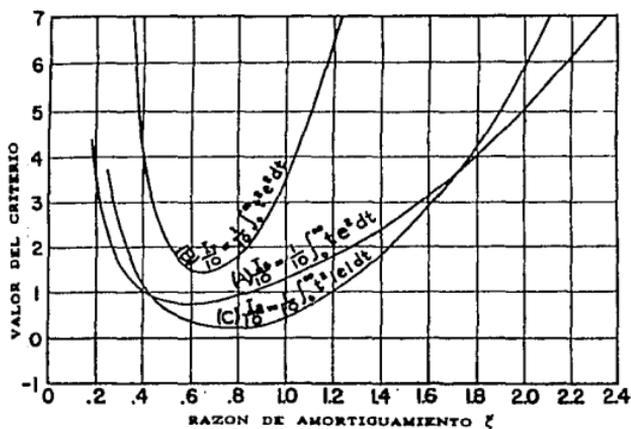


FIG. A4 GRAFICA DEL VALOR DEL CRITERIO CONTRA RAZON DE AMORTIGUAMIENTO PARA RESPUESTAS A UNA FUNCION ESCALON DE UN SISTEMA DE SEGUNDO ORDEN DEL TIPO ERROR DE DESPLAZAMIENTO CERO.

Esta función de transferencia describe un sistema de segundo orden, en el cual todo el amortiguamiento es error puro de la razón de amortiguamiento. La respuesta de tal sistema a una entrada desplazada de escalón unitario se muestra en la fig. A5 para varios valores de razón de amortiguamiento ζ . Es interesante notar que cuando la razón de amortiguamiento se incrementa sobre 1, la respuesta tiende a mejorar. Los valores de los tres criterios están gráficos como una función de la razón de amortiguamiento ζ en la fig. A5i. Todos los criterios indican una mejoría en su funcionamiento cuando la razón de amortiguamiento se incrementa, pero es el criterio I.T.A.E. el que muestra el mejor comportamiento sobre toda la prueba.

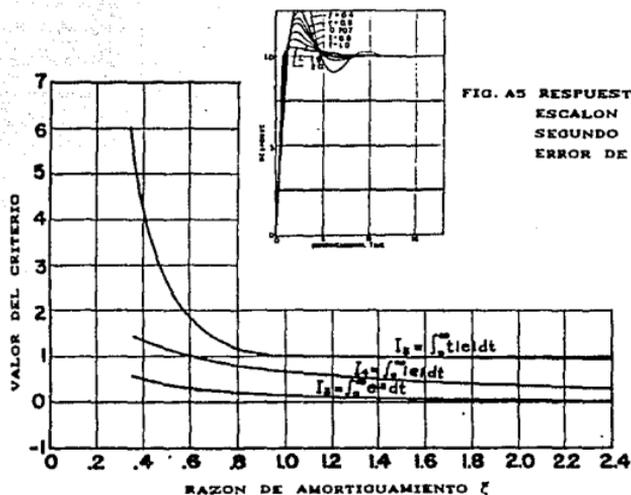


FIG. A5 RESPUESTA A UNA FUNCION ESCALON DE UN SISTEMA DE SEGUNDO ORDEN DEL TIPO ERROR DE VELOCIDAD CERO.

FIG. A5i. GRAFICA DEL VALOR DEL CRITERIO CONTRA RAZON DE AMORTIGUAMIENTO PARA RESPUESTAS A UNA FUNCION ESCALON DE UN SISTEMA DE SEGUNDO ORDEN DEL TIPO ERROR DE VELOCIDAD CERO.

LOCALIZACION DE LOS POLOS PARA SISTEMAS DE SEGUNDO A OCTAVO ORDEN DEL TIPO ERROR DE DESPLAZAMIENTO CERO (NUMERADOR UNITARIO).

FIG. A7

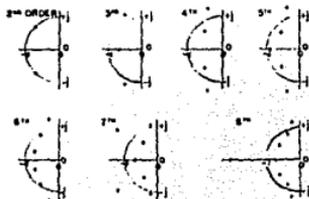
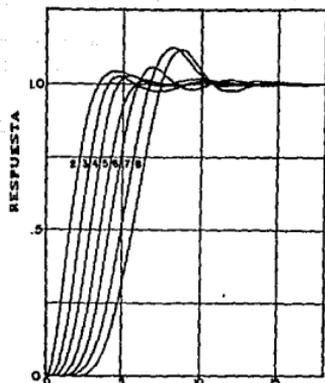


FIG. A6 RESPUESTA EN EL TIEMPO A UNA FUNCION ESCALON PARA SISTEMAS DE SEGUNDO A OCTAVO ORDEN DEL TIPO ERROR DE VELOCIDAD CERO.

CRITERIO I. T. A. E.

Este criterio se define como:

$$\int_0^t t |e(t)| dt \quad (A8)$$

Esta integral se conoce como la integral del tiempo multiplicado por el valor del error absoluto. Como se probó anteriormente (fig. A3 curva E) para un sistema de segundo orden con numerador unitario el error mínimo ocurre cuando $\zeta = 0.7071$. Este criterio se considera como uno de los mejores en la investigación moderna.

Cuando el criterio I. T. A. E. es aplicado para la determinación de una función de transferencia óptima de hasta octavo orden

den se pueden utilizar las siguientes tablas (que contienen formas estandar de Whiteley) dependiendo su uso, del valor del numerador.

TABLA-A3 FORMAS ESTANDAR (I. T. A. E.) SISTEMAS DESPLAZAMIENTO CERO

$$\begin{aligned}
 & S + \omega_0 \\
 & S^2 + 1.4\omega_0 S + \omega_0^2 \\
 & S^3 + 1.75\omega_0 S^2 + 2.15\omega_0 S + \omega_0^3 \\
 & S^4 + 2.1\omega_0 S^3 + 3.4\omega_0^2 S^2 + 2.7\omega_0^3 S + \omega_0^4 \\
 & S^5 + 2.8\omega_0 S^4 + 5.0\omega_0^2 S^3 + 5.5\omega_0^3 S^2 + 3.4\omega_0^4 S + \omega_0^5 \\
 & S^6 + 3.2\omega_0 S^5 + 8.6\omega_0^2 S^4 + 8.6\omega_0^3 S^3 + 7.48\omega_0^4 S^2 + 3.95\omega_0^5 S + \omega_0^6 \\
 & S^7 + 4.48\omega_0 S^6 + 10.42\omega_0^2 S^5 + 15.08\omega_0^3 S^4 + 15.54\omega_0^4 S^3 + 10.84\omega_0^5 S^2 + 4.58\omega_0^6 S + \omega_0^7 \\
 & S^8 + 5.2\omega_0 S^7 + 12.8\omega_0^2 S^6 + 21.8\omega_0^3 S^5 + 25.75\omega_0^4 S^4 + 22.2\omega_0^5 S^3 + 13.3\omega_0^6 S^2 + 5.2\omega_0^7 S + \omega_0^8
 \end{aligned}$$

TABLA-A4 FORMAS ESTANDAR (I. T. A. E.) SISTEMAS VELOCIDAD CERO

$$\begin{aligned}
 & S^2 + 3.2\omega_0 S + \omega_0^2 \\
 & S^3 + 1.75\omega_0 S^2 + 3.25\omega_0 S + \omega_0^3 \\
 & S^4 + 2.41\omega_0 S^3 + 4.93\omega_0^2 S^2 + 5.1\omega_0^3 S + \omega_0^4 \\
 & S^5 + 2.19\omega_0 S^4 + 8.5\omega_0^2 S^3 + 8.3\omega_0^3 S^2 + 5.24\omega_0^4 S + \omega_0^5 \\
 & S^6 + 8.12\omega_0 S^5 + 13.42\omega_0^2 S^4 + 17.16\omega_0^3 S^3 + 14.14\omega_0^4 S^2 + 8.78\omega_0^5 S + \omega_0^6
 \end{aligned}$$

TABLA-A5 FORMAS ESTANDAR (I. T. A. E.) SISTEMAS ACELERACION CERO

$$\begin{aligned}
 & S^3 + 2.97\omega_0 S^2 + 4.94\omega_0 S + \omega_0^3 \\
 & S^4 + 3.71\omega_0 S^3 + 7.88\omega_0^2 S^2 + 5.93\omega_0^3 S + \omega_0^4 \\
 & S^5 + 3.81\omega_0 S^4 + 9.94\omega_0^2 S^3 + 13.44\omega_0^3 S^2 + 7.38\omega_0^4 S + \omega_0^5 \\
 & S^6 + 3.93\omega_0 S^5 + 11.88\omega_0^2 S^4 + 18.56\omega_0^3 S^3 + 19.13\omega_0^4 S^2 + 8.08\omega_0^5 S + \omega_0^6
 \end{aligned}$$

Si se dispone de una forma estandar para un tipo de función de transferencia involucrada en un problema particular de diseño, esto representa tener un método de síntesis simple, poderoso y de gran exactitud que simplifica los procedimientos de análisis y de cálculo. La metodología que se propone es la siguiente:

- 1) Escribir las ecuaciones diferenciales que modelan el sistema.
- 2) Desarrollar la función de transferencia del sistema, abandonando en forma literal las constantes, que pueden ajustarse por diseño.
- 3) Normalizar la función de transferencia del sistema (equivalente a un cambio en la escala del tiempo, en el dominio del tiempo).
- 4) Resolver algebraicamente para los valores de las variables de diseño, para checar numéricamente el denominador de la función de transferencia con la forma estandar adecuada.
- 5) Si es necesaria una selección, la escala de tiempo real de la respuesta puede ajustarse por la selección de variables convenientes de diseño.
- 6) El sistema entonces tendrá la respuesta deseada.

Las operaciones matemáticas involucradas se reducen a operaciones algebraicas y a una transformada directa de Laplace. El uso de las formas estandar no involucra la resolución de las raíces de la ecuación, ni construcciones gráficas, ni problemas de integración o transformadas inversas de Laplace. Es un verdadero método

de síntesis, que guía directamente y sin equivocación a la descripción del sistema en estudio en términos de sus parámetros de diseño. Las formas estándar para sistemas de desplazamiento cero parecen tener aplicación inmediata para el diseño de muchos servomecanismos, reguladores e instrumentos, los cuales tienen funciones de transferencia con numeradores unitarios. En aquellos casos en donde las formas estándar no están disponibles para el tipo exacto de función de transferencia involucrada, el uso de la aproximación más cercana a los valores de las formas estándar, guiarán a una estimación rápida de los ajustes convenientes al sistema. Esta estimación puede refinarse por otros métodos.

Claro está que se espera que las formas estándar se desarrollen para todos los casos de interés práctico en el diseño de sistemas lineales.

OBTENCIÓN DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA NORMALIZADAS.

En general las funciones de transferencia lineales se describen por una ecuación diferencial explícita de la forma:

$$\left(Q_n \frac{d^n}{dt^n} + Q_{n-1} \frac{d^{n-1}}{dt^{n-1}} + \dots + Q_2 \frac{d^2}{dt^2} + Q_1 \frac{d}{dt} + Q_0 \right) c(t) = \left(P_m \frac{d^m}{dt^m} + P_{m-1} \frac{d^{m-1}}{dt^{m-1}} + \dots + P_2 \frac{d^2}{dt^2} + P_1 \frac{d}{dt} + P_0 \right) r(t) \quad (A14)$$

En donde P_i , Q_i son constantes y $m \leq n$. La función de transferencia que se obtiene de la ecuación anterior es:

$$\frac{C(\lambda)}{R(\lambda)} = \frac{P_m \lambda^m + \dots + P_2 \lambda^2 + P_1 \lambda + P_0}{Q_n \lambda^n + \dots + Q_2 \lambda^2 + Q_1 \lambda + Q_0} \quad (A15)$$

Donde λ = Variable compleja de Laplace.

La ecuación A15 puede transformarse a una forma más conveniente para su manejo, mediante un proceso de normalización, que consiste en lo siguiente;

1) Se define una constante ω_0 tal que:

$$\omega_0^n = \frac{Q_0}{Q_n} \quad (A16)$$

2) Se definen nuevos coeficientes para el denominador de la función de transferencia, por medio del siguiente procedimiento:

$$q_i = \frac{Q_i}{\omega_0^{n-i} Q_n} \quad i = 0, 1, 2, \dots, n \quad (A17)$$

Y también para el numerador:

$$p_i = \frac{P_i}{\omega_0^{n-i} Q_n} \quad i = 0, 1, 2, \dots, m \quad (A18)$$

3) Dividiendo el numerador y el denominador de la ecuación A15 por Q_n y aplicando las definiciones de las ecuaciones A16, A17 y A18 la función de transferencia se convierte en:

$$\frac{C(\lambda)}{R(\lambda)} = \frac{P_m \omega_0^{n-m} \lambda^m + \dots + P_2 \omega_0^{n-2} \lambda^2 + P_1 \omega_0^{n-1} \lambda + P_0 \omega_0}{\lambda^n + q_{n-1} \omega_0 \lambda^{n-1} + \dots + q_2 \omega_0^{n-2} \lambda^2 + q_1 \omega_0^{n-1} \lambda + \omega_0^n} \quad (A19)$$

$$\frac{CC\lambda}{RC\lambda} = \frac{P_m \omega_0^{n-m} \lambda^m + \dots + P_2 \omega_0^{n-2} \lambda^2 + P_1 \omega_0^{n-1} \lambda + P_0 \omega_0}{\lambda^n + q_{n-1} \omega_0 \lambda^{n-1} + \dots + q_2 \omega_0^{n-2} \lambda^2 + q_1 \omega_0^{n-1} \lambda + \omega_0^n} \quad (A19)$$

4) Introduciendo una nueva variable compleja S tal que:

$$S = \frac{\lambda}{\omega_0} \quad (A20)$$

Entonces la función de transferencia se reduce a una forma definida como normalizada, que es la siguiente:

$$\frac{CCS}{RCS} = \frac{P_m S^m + \dots + P_2 S^2 + P_1 S + P_0}{S^n + q_{n-1} S^{n-1} + \dots + q_2 S^2 + q_1 S + 1} \quad (A21)$$

La ecuación A21 es equivalente a la sustitución de una nueva variable independiente τ en la ecuación diferencial original donde $\tau = \omega_0 t$. Es importante notar que la función de transferencia del sistema se redujo a una forma, en la cual los coeficientes del primero y del último término del numerador son unitarios.

महाराष्ट्र

Programas. de Calcuta.

२

\$DEBUG

CALCULO DE COEFICIENTES OPTIMOS (PROGRAMA COPC.FOR)

C ESTE PROGRAMA OBTIENE LOS VALORES OPTIMOS DE LOS COEFICIENTES
C C(0)...C(2) DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA QUE MODELA EL FUN-
C CIONAMIENTO DEL SEGUNDO PASO DE PRESION DE UN REGULADOR DE BU-
C CEO CONVENCIONAL.
C

```
INTEGER h, hdis, hmax
REAL *8
* C(3)
1 WRITE(*,*) 'DAME LA FRECUENCIA CARACTERISTICA DEL SISTEMA (Wo). '
  READ(*,*) Wo
  WRITE(*,*) 'Wo =',Wo
  WRITE(*,*) 'CUAL ES LA PRESION DE SUMINISTRO (Psum). '
  READ(*,*) Psum
  WRITE(*,*) 'Psum =',Psum
  WRITE(*,*) 'CUAL ES LA PROFUNDIDAD DE DISENO (hdis). '
  READ(*,*) hdis
  WRITE(*,*) 'hdis =',hdis
  WRITE(*,*) 'DAME LA PROFUNDIDAD MAXIMA DE CALCULO (hmax). '
  READ(*,*) hmax
  WRITE(*,*) 'hmax =',hmax
  RC = SQRT(2.0)
  Wv2 = 1.75*Wo/RC
  Wv = SQRT(Wv2)
  WRITE(*,*) 'Wv =',Wv
  Gv = 2.15*( Wo**2 )/Wv2
  WRITE(*,*) 'Gv =',Gv
  W1 = ( Wo**3 )/Wv2
  WRITE(*,*) 'w1 =',W1
  Patm = 1.01325E5
  g = 9.81
  u = 1025.0
  Pdis = Patm + u*g*hdis
  Q1 = (Gv - 1.0)/Pdis
  Q2 = W1/Psum
  h = 0
  WRITE(*,100)
2 IF(h.NE.hdis) GO TO 3
  C(1) = 1.0
  C(2) = 2.15
  C(3) = 1.75
  IF(h.GT.hmax) GO TO 5
  WRITE(*,101) h, ( C(I), I = 1, 3 )
  h = h + 10
  GO TO 2
3 IF(h.LT.hdis) GO TO 4
  Po = Pdis + u*g*h
  Ps = Psum + u*g*h
  C(1) = 1.237436867*Ps*Q2/( Wo**2 )
  C(2) = 1.237436867*(1.0 + Q1*Po )/Wo
  C(3) = 1.75
  IF(h.GT.hmax) GO TO 5
```

```

WRITE(*,101) h, ( C(I), I = 1, 3 )
h = h + 10
GO TO 2
4 K1 = hdis
Po = Pdis - u*g*(K1-h)
Ps = Psum + u*g*h
C(1) = 1.237436867*Ps*Q2/( Wo**2 )
C(2) = 1.237436867*(1.0 + Q1*Po )/Wo
C(3) = 1.75
IF(h.GT.hmax) GO TO 5
WRITE(*,101) h, ( C(I), I = 1, 3 )
h = h + 10
GO TO 2
5 WRITE(*,*) 'DESEAS HACER OTRO CALCULO. TECLEA 1(SI), 0(No).'
READ(*,*) K
IF(K.GT.0) GO TO 1
100 FORMAT(2X,'h',6X,'Co',8X,'C1',8X,'C2',/)
101 FORMAT(1X,I3,3X,FB.4,2X,FB.4,2X,FB.4)
STOP
END

```

\$DEBUG

DOBLE DIVISION SINTETICA (PROGRAMA DDS.FOR)

C
C
C ESTE PROGRAMA OBTIENE LAS RAICES DE CUALQUIER POLINOMIO
C SEAN ESTAS REALES O COMPLEJAS, LOS COEFICIENTES DEL POLINOMIO
C TAMBIEN PUEDEN SER REALES O COMPLEJOS. ESTE PROGRAMA UTILIZA EL
C METODO DE LA DOBLE DIVISION SINTETICA.
C

COMPLEX

* A,
* B,
* C,
* X,
* Y

DIMENSION

* A(20),
* B(20),
* C(20)

```
1 WRITE(*,*) 'DAME EL GRADO DEL POLINOMIO (N).'  
  READ(*,*) N  
  WRITE(*,*) 'N =',N  
  WRITE(*,*) 'DAME LA TOLERANCIA DE ERROR (TOL).'  
  READ(*,*) TOL  
  WRITE(*,*) 'TOL =',TOL  
  WRITE(*,*) 'DAME EL NUMERO MAXIMO DE ITERACIONES (ITMAX).'  
  READ(*,*) ITMAX  
  WRITE(*,*) 'ITMAX =',ITMAX  
  IF(N.LT.2.OR.N.GT.20) GO TO 9  
  NF = N  
  N1 = N + 1  
  WRITE(*,*) 'COEFICIENTES DEL POLINOMIO INICIAL.'  
  DO 2 I = 1, N1  
  WRITE(*,*) 'DAME EL COEFICIENTE A(',I,')'  
  READ(*,100) A(I)  
  WRITE(*,*) 'A(',I,') =',A(I)  
2 CONTINUE  
  WRITE(*,201)  
  DO 3 NRAIZ = 1, N  
  X = (0.0,1.0)  
  DO 4 L = 1, ITMAX  
  B(1) = A(1)  
  DO 5 I = 2, N1  
  B(I) = A(I) + X * B(I-1)  
5 CONTINUE  
  C(1) = B(1)  
  DO 6 I = 2, NF  
  C(I) = B(I) + X * C(I-1)  
6 CONTINUE  
  Y = X - B(N1)/C(NF)  
  REL = CABS( ( X-Y )/Y )  
  IF(REL.LE.TOL) GO TO 7  
  X = Y  
4 CONTINUE
```

```

WRITE(*,200) ITMAX, Y
GO TO 10
7 WRITE(*,202) NRAIZ, Y
DO B I = 2, NF
A(I) = B(I)
8 CONTINUE
NF = NF - 1
N1 = N1 - 1
3 CONTINUE
GO TO 10
9 WRITE(*,*) 'ERROR, REvisa DATOS DE ENTRADA.'
10 WRITE(*,*) 'DESEAS HACER OTRO CALCULO. TECLEA 1 (Si), 0 (No).'
READ(*,*) K
IF(K.GT.0) GO TO 1
100 FORMAT(E16.10,1X,E16.10)
200 FORMAT(1X,'EXISTE DIVERGENCIA EN LA ITERACION',1X,I3,/,1X,'EL
1 VALOR APROX. DE LA RAIz ES',1X,E16.10,1X,E16.10)
201 FORMAT(13X,'PARTE REAL',6X,'PARTE IMAGINARIA',/)
202 FORMAT(1X,'RAIZ',1X,I2,1X,E16.10,3X,E16.10)
STOP
END

```

#DEBUG

RESPUESTA EN EL TIEMPO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL
(PROGRAMA RTC.FOR)

ESTE PROGRAMA OBTIENE LA RESPUESTA EN EL TIEMPO DE UN REGULADOR CONVENCIONAL DE BUCEO. EL PROGRAMA TIENE POR OBJETO, MEDIANTE EL ANALISIS DE LOS RESULTADOS (TIEMPO DE RESPUESTA) DETERMINAR SI EL REGULADOR TIENE ESTABILIDAD EN EL TIEMPO. LA ECUACION TIPO EN EL DOMINIO DE LAPLACE ES DE LA FORMA SIGUIENTE.

$$R(t) = K / (S(S+A)(S+B)(S+C))$$

EN DONDE K = CTE ; A, B, C SON RAICES COMPLEJAS POR LO GENERAL.

```
INTEGER H
REAL*8
* RT(50),
* BETA,
* B(6)
COMPLEX
* A(4),
* F(4),
* K,
* K1,
* R,
* S
WRITE(*,*) 'CUAL ES EL VALOR DE K '
READ(*,100) K
WRITE(*,*) 'K = ',K
DO 1 H = 1, 4
WRITE(*,*) 'DAME EL VALOR DE A(' ,H, ' )'
READ(*,100) A(H)
WRITE(*,*) 'A(' ,H, ' ) = ',A(H)
1 CONTINUE
WRITE(*,199)
DO 2 I = 1, 4
K1 = K
S = - 1.0 * A(I)
DO 3 J = 1, 4
IF(I.EQ.J) GO TO 3
F(I) = K1/( S+A(J) )
K1 = F(I)
3 CONTINUE
R = F(I)
VABS = CABS( R )
BETA = ATAN2( AIMAG( R ), REAL( R ) )
ALFA = 57.29578 * BETA
WRITE(*,200) F(I), VABS, ALFA, BETA
2 CONTINUE
WRITE(*,*) 'DAME LOS VALORES DE B(1)...B(6) '
DO 4 J1 = 1, 7
READ(*,*) B(J1)
4 CONTINUE
G = 0.0
DO 5 L = 1, 9
```

```

G = G + 1.0
t = G * 1.0E-6
RT(L) = B(1) + B(2)/EXP( B(3)*t ) + ( 2.0*B(4)/EXP(B(5)*t) ) *
1   COS(B(6)-B(7)*t)
WRITE(*,201) t, RT(L)
5 CONTINUE
G = 0.0
DO 6 M = 1, 9
G = G + 1.0
t = G * 1.0E-5
RT(M) = B(1) + B(2)/EXP( B(3)*t ) + ( 2.0*B(4)/EXP(B(5)*t) ) *
1   COS(B(6)-B(7)*t)
WRITE(*,201) t, RT(M)
6 CONTINUE
G = 0.0
DO 7 J = 1, 9
G = G + 1.0
t = G * 1.0E-4
RT(J) = B(1) + B(2)/EXP( B(3)*t ) + ( 2.0*B(4)/EXP(B(5)*t) ) *
1   COS(B(6)-B(7)*t)
WRITE(*,201) t, RT(J)
7 CONTINUE
G = 0.0
DO 8 I = 1, 9
G = G + 1.0
t = G * 1.0E-3
RT(I) = B(1) + B(2)/EXP( B(3)*t ) + ( 2.0*B(4)/EXP(B(5)*t) ) *
1   COS(B(6)-B(7)*t)
WRITE(*,201) t, RT(I)
8 CONTINUE
G = 0.0
DO 9 H = 1, 9
G = G + 1.0
t = G * 1.0E-2
RT(H) = B(1) + B(2)/EXP( B(3)*t ) + ( 2.0*B(4)/EXP(B(5)*t) ) *
1   COS(B(6)-B(7)*t)
WRITE(*,201) t, RT(H)
9 CONTINUE
100 FORMAT(E16.10,1X,E16.10)
199 FORMAT(5X,'C (REAL)',3X,'C (IMAG)',7X,'VABSC',9X,'ALFA',
6   10X,'BETA',/ )
200 FORMAT( 5(2X,E12.6) )
201 FORMAT(2X,'t = ',E12.6,5X,'RT = ',E14.8)
STOP
END

```

#DEBUG

PARAMETROS OPTIMOS DE DISENO (PROGRAMA PDC.FOR)

C
C
C ESTE PROGRAMA OBTIENE LOS VALORES DE LOS PARAMETROS DE DISENO DE
C UN REGULADOR DE BUCED DE TIPO CONVENCIONAL, TOMANDO COMO BASE DE
C DISENO EL CRITERIO I.T.A.E. LOS DATOS DE ENTRADA QUE SE REDUIEREN
C SON LA FRECUENCIA CARACTERISTICA DEL SISTEMA (Wo), LA MASA DE LA
C VALVULA (Mv), EL AREA DEL ORIFICIO DE SUMINISTRO DE AIRE (a), Y
C LAS PRESIONES DE DISENO (Pro) Y DE SUMINISTRO (Psum).
C

REAL

* g,

* Gv,

* h,

* Hdis,

* Kv,

* Mv,

* Mcr

WRITE(*,*) 'CUAL ES LA MASA DE LA VALVULA (Mv).'

READ(*,*) Mv

WRITE(*,*) 'Mv =',Mv

WRITE(*,*) 'CUAL ES LA FRECUENCIA CARACTERISTICA (Wo).'

READ(*,*) Wo

WRITE(*,*) 'Wo =',Wo

WRITE(*,*) 'DAME EL AREA DEL ORIFICIO DE SUMINISTRO DE AIRE (a).'

READ(*,*) a

WRITE(*,*) 'a =',a

WRITE(*,*) 'CUAL ES LA PRESION DE SUMINISTRO (Psum).'

READ(*,*) Psum

WRITE(*,*) 'Psum =',Psum

WRITE(*,*) 'CUAL ES LA PROFUNDIDAD DE DISENO (Hdis).'

READ(*,*) Hdis

WRITE(*,*) 'Hdis =',Hdis

RC = SQRT(2.0)

Wv = SQRT((1.75*Wo) / RC)

Gv = (2.15*(Wo**2)) / (Wv**2)

W1 = (Wo**3) / (Wv**2)

Ts = 293.0

R = 287.0

Patm = 1.01325E5

RO = 1025.0

g = 9.81

Ccr = 11.69

Pro = Patm + RO*g*Hdis

Kv = Mv*(Wv**2)

Q = (W1*g) / (Ccr*Psum*(SQRT(a*Ts)))

Ad = (Gv - 1.0) / (Pro*Q)

Dd = SQRT((4.0*Ad) / 3.141592654) * 100.0

Rd = (Dd / 2.0)

Vro = Ad / (Kv*Q)

Bv = SQRT(2.0*Kv*Mv)

WRITE(*,100) Mv, Kv, Bv, Ad, Dd, Rd

WRITE(*,150)

Xv = 0.0

1 Xv = Xv + 0.001

```

IF(Xv.GT.0.016) GO TO 4
DP = Xv*Mv*( Wv**2 ) / Ad
h = DP / (RO*g)
IF (h.GT.0.2) GO TO 2
h = 100.0*h
-- Mcr = ( Ccr*Ps*Xv*( SQRT(a) ) ) / ( g*( SQRT(Ts) ) )
ROa = Ps / (Ts*R)
Qcr = Mcr / ROa
IF (Qcr.LT.0.004) GO TO 3
WRITE(*,200) Xv, h, Qcr
GO TO 1
2 WRITE(*,*) 'EL ESFUERZO DE RESPIRACION ES MAYOR QUE EL PERMITIDO.'
Mcr = ( Ccr*Ps*Xv*( SQRT(a) ) ) / ( g*( SQRT(Ts) ) )
ROa = Ps / (Ts*R)
Qcr = Mcr / ROa
IF (Qcr.LT.0.004) GO TO 3
WRITE(*,200) Xv, h, Qcr
GO TO 1
3 WRITE(*,*) 'GASTO INSUFICIENTE '
GO TO 1
100 FORMAT(1X,'Mv = ',E13.7,/,1X,'kv = ',E13.7,/,1X,'Bv = ',E13.7,/,1X,
*      'Ad = ',E13.7,/,1X,'Dd = ',E13.7,/,1X,'Rd = ',E13.7,/)
150 FORMAT(5X,'Xv',11X,'h',13X,'Qr',/)
200 FORMAT(1X,E10.4,2X,E12.6,2X,E13.7)
4 END

```

#DEBUG

C CALCULO DE COEFICIENTES OPTIMOS (PROGRAMA COPS.FOR)

C

C ESTE PROGRAMA OBTIENE LOS VALORES OPTIMOS DE LOS COEFICIENTES
C C(0)...C(5) DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA QUE MODELA EL FUN-
C CIONAMIENTO DEL SEGUNDO PASO DE PRESION DE UN REGULADOR DE BU-
C CCEO SERVOCONTROLADO.

C

C ZONA DE DECLARACION DE VARIABLES.

INTEGER

* h,
* hdis,
* hmax

REAL *8

* C(6)

C ZONA DE LECTURA DE VARIABLES.

1 WRITE(*,*) 'CUAL ES LA OMEGA DEL SISTEMA (Wo).'
READ(*,*) Wo
WRITE(*,*) 'Wo =',Wo
WRITE(*,*) 'CUAL ES LA PRESION DE SUMINISTRO (Psum).'
READ(*,*) Psum
WRITE(*,*) 'Psum =',Psum
WRITE(*,*) 'CUAL ES LA PROFUNDIDAD DE DISENO (hdis).'
READ(*,*) hdis
WRITE(*,*) 'hdis =',hdis
WRITE(*,*) 'DAME LA PROFUNDIDAD MAXIMA (hmax).'
READ(*,*) hmax
WRITE(*,*) 'hmax =',hmax
WRITE(*,*) 'DAME W1.'
READ(*,*) W1
WRITE(*,*) 'DAME W2.'
READ(*,*) W2
WRITE(*,*) 'DAME Gv.'
READ(*,*) Gv
WRITE(*,*) 'DAME Gp.'
READ(*,*) Gp
WRITE(*,*) 'DAME Wv.'
READ(*,*) Wv
WRITE(*,*) 'DAME Wp.'
READ(*,*) Wp

C PROGRAMA PRINCIPAL.

RC = SQRT(2.0)
h = 0
g = 9.81
u = 1025.0
Patm = 1.01325E5
Pdis = Patm + u*g*hdis
Q1 = W1/Psum

```

Q2 = W2/Psum
Q3 = (Gv - 1.0)/Pdis
Q4 = (Gp - 1.0)/Pdis
WRITE(*,100)
2 IF(h.NE.hdis) GO TO 3
  C(1) = 1.0
  C(2) = 3.95
  C(3) = 7.45
  C(4) = 8.6
  C(5) = 6.6
  C(6) = 3.25
  IF(h.GT.hmax) GO TO 5
  WRITE(*,101) h, ( C(I), I = 1, 6 )
  h = h + 10
  GO TO 2
3 IF(h.LT.hdis) GO TO 4
  Po = Pdis + u*g*h
  Ps = Psum + u*g*h
  C(1) = Q1*Q2*(Ps**2)*( Wv**2 )*( Wp**2 )/( Wo**6 )
  C(2) = (1.0 + Q3*Po)*Q1*Ps*( Wv**2 )*( Wp**2 )/( Wo**5 )
  C(3) = ( (Wv**2)*(Wp**2)*( RC*Q1*Ps/Wv + ( 1.0 + Po*(Q3+Q4) +
1 Q3*Q4*(Po**2) ) ) )/(Wo**4)
  C(4) = ( (Wp**2)*(Q1*Ps + RC*Wv*(1.0+Q4*Po)) + RC*Wp*(Wv**2)
2 *(1.0+Q3*Po) )/(Wo**3)
  C(5) = ( (Wp**2)*( (1.0+Q4*Po) + 2.0*Wv/Wp ) + (1+Q3*Po)*(Wv**2) )
3 /(Wo**2)
  C(6) = 3.25
  IF(h.GT.hmax) GO TO 5
  WRITE(*,101) h, ( C(I), I = 1, 6 )
  h = h + 10
  GO TO 2
4 Po = Pdis - u*g*(hdis - h)
  Ps = Psum + u*g*h
  C(1) = Q1*Q2*(Ps**2)*( Wv**2 )*( Wp**2 )/( Wo**6 )
  C(2) = (1.0 + Q3*Po)*Q1*Ps*( Wv**2 )*( Wp**2 )/( Wo**5 )
  C(3) = ( (Wv**2)*(Wp**2)*( RC*Q1*Ps/Wv + ( 1.0 + Po*(Q3+Q4) +
1 Q3*Q4*(Po**2) ) ) )/(Wo**4)
  C(4) = ( (Wp**2)*(Q1*Ps + RC*Wv*(1.0+Q4*Po)) + RC*Wp*(Wv**2)
2 *(1.0+Q3*Po) )/(Wo**3)
  C(5) = ( (Wp**2)*( (1.0+Q4*Po) + 2.0*Wv/Wp ) + (1+Q3*Po)*(Wv**2) )
3 /(Wo**2)
  C(6) = 3.25
  IF(h.GT.hmax) GO TO 5
  WRITE(*,101) h, ( C(I), I = 1, 6 )
  h = h + 10
  GO TO 2
5 WRITE(*,*) 'DESEAS HACER OTRO CALCULO. TECLEA 1(SI), 0(No).'
  READ(*,*) K
  IF(K.GT.0) GO TO 1
C ZONA DE IMPRESION DE RESULTADOS.
100 FORMAT(2X,'h',4X,'Co',8X,'C1',8X,'C2',8X,'C3',8X,'C4',8X,'C5',/)
101 FORMAT(1X,I3,3X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4)
STOP

```

```

*DEBUG
C
C METODO DE HOUSEHOLDER (PROGRAMA SENL.FOR)
C
C ESTE PROGRAMA OBTIENE LA SOLUCION DEL SISTEMA NO LINEAL F(X)=0
C POR MINIMOS CUADRADOS. DONDE F Y X SON VECTORES DE DIMENSION M Y N
C RESPECTIVAMENTE. EL PROCEDIMIENTO ES ITERATIVO Y EN CADA
C ITERACION LA SOLUCION POR MINIMOS CUADRADOS DEL SISTEMA LINEAL
C  $DF/DX * DELTA X = -F(X)$ 
C ES OBTENIDA. DF/DX ES LA MATRIZ JACOBIANA CALCULADA EN EL VALOR
C ACTUAL DE X. LA SOLUCION POR MINIMOS CUADRADOS EN CADA ITERACION
C ES REALIZADA MEDIANTE LA APLICACION DE REFLEXIONES DE HOUSEHOLDER.
C
C PARAMETROS:
C
C U X: VECTOR DE INCOGNITAS N-DIMENSIONAL.
C F: VECTOR M-DIMENSIONAL DE FUNCIONES CUYA NORMA ES MINIMIZADA.
C DF: MATRIZ JACOBIANA M:N OBTENIDA AL DERIVAR F CON RESPECTO A X.
C P: VALOR DE LA FRECUENCIA CARACTERISTICA QUE OPTIMIZA LA
C SOLUCION DEL SISTEMA DE ECUACIONES NO LINEALES.
C TOL: VALOR REAL POSITIVO, ESPECIFICA EL VALOR DE LA TOLERANCIA
C PERMITIDA (LO DEFINE EL USUARIO).
C ITER: UNA VARIABLE ENTERA, DENOTA EL NUMERO CORRIENTE DE ITERACION.
C ITMAX: NUMERO MAXIMO DE ITERACIONES PERMITIDAS
C
C SUBRUTINAS EMPLEADAS:
C
C HECOM - TRIANGULARIZA UNA MATRIZ RECTANGULAR MEDIANTE REFLEXIONES
C DE HOUSEHOLDER.
C HOLVE - RESUELVE EL SISTEMA TRIANGULARIZADO POR SUSTITUCION HACIA
C ATRAS.
C FUN - CALCULA EL VALOR DE F USANDO EL VALOR CORRIENTE DE X.
C DFDX - CALCULA LA MATRIZ JACOBIANA. EL ELEMENTO DF(I,J) ES
C DF(I)/DX(J).
C FNORM - OBTIENE EL MAXIMO VALOR ABSOLUTO, DE LOS ELEMENTOS DE UN
C VECTOR.
C
C INTEGER M,N
C REAL P1
C DOUBLE PRECISION X(6), F(6), U(7), DF(6,6)
C COMMON X, F, U, DF, M, N, P1
C
C ***** LECTURA E IMPRESION DE LOS DATOS DE ENTRADA *****
C
C 10 WRITE(*,*) 'Inicia el programa. Lectura de datos.'
C WRITE(*,*) ' '
C WRITE(*,*) 'DAME EL # DE ITERACIONES A REALIZAR (ITMAX).'
C READ(*,*) ITMAX
C WRITE(*,*) 'CUANTOS RENGLONES TIENE EL ARREGLO (M).'
C READ(*,*) M
C WRITE(*,*) 'CUANTAS COLUMNAS TIENE EL ARREGLO (N).'
C READ(*,*) N
C WRITE(*,*) 'DAME LA TOLERANCIA DE ERROR DEL RESULTADO (TOL).'
C READ(*,*) TOL
C
C LECTURA DE LOS VALORES INICIALES DE LA MATRIZ.

```

```

DO 9 I = 1, N
WRITE(*,*) 'DAME EL VALOR DE X(',I,')'
READ(*,*) X(I)
WRITE(*,*) 'X(',I,') = ',X(I)
9 CONTINUE
WRITE (*,200) ITMAX, N, M, TOL, N, ( X(I), I = 1, N )
WRITE (*,*) 'CUAL ES LA OMEGA CARACTERISTICA (W0) '
READ (*,*) P1
WRITE (*,50) P1
50 FORMAT (1X,'W0 = ',E12.6)
C
C ***** FORMATOS PARA DECLARACIONES DE ENTRADA Y SALIDA *****
C
100 FORMAT (1X,I3,1X,I3,1X,I3,1X,E7.1)
200 FORMAT (' ITMAX = ',I3,/, ' N = ', I3,/, ' M = ',I3,
1 /, ' TOL = ',E9.3,/, ' X(1)...X(',I3,')',/,6(1X,(E12.6)))
C
ITER = 0
1 ITER = ITER + 1
WRITE(*,*) ' ITER = ',ITER
CALL FUN(X,P1,M,N,F)
WRITE(*,300) ( F(I), I = 1, 6 )
300 FORMAT(' F(1)...F(6) ',/,6(2X,D10.3) )
FNOR = FNORM(F,M)
IF(FNOR.LT.TOL) GOTO 7
IF(ITER.GT.ITMAX) GOTO 4
C
C FORMAR EL PROBLEMA LINEAL DE MINIMOS CUADRADOS
CALL DFDX(X,DF,M,N)
CALL HECOMP(DF,M,N,U)
CALL HOLVE(DF,U,M,N,F)
DELNOR = FNORM(F,N)
IF(DELNOR.LT.TOL) GOTO 3
C
C SI DELNOR ES AUN GRANDE, SE FORMA LA CORRECCION AL VECTOR X
DO 2 I=1,N
X(I) = X(I) - F(I)
2 CONTINUE
GO TO 1
3 WRITE(*,101) ITER,DELNOR
GO TO 5
4 WRITE(*,102) ITER,FNOR
5 DO 6 I=1,N
6 WRITE(*,103) I,X(I)
GO TO 8
7 WRITE(*,104) ITER,FNOR
GOTO 5
101 FORMAT(/5X,'A LA ITERACION NUMERO ',I3,/5X,'LA NORMA DE LA ',
- 'CORRECCION ES ',E15.7,5X,'HAY CONVERGENCIA, LA SOLUCION ES:')
102 FORMAT(/5X,'EXISTE DIVERGENCIA EN LA ITERACION ',I3,/5X,
- 'LA NORMA DE LA FUNCION ES: ',E15.7/5X,'EL VALOR ACTUAL DE X ',
- 'ES:')
103 FORMAT(5X,2HX(,I2,3H) = ,F15.7)
104 FORMAT(/5X,'LA FUNCION TIENDE A CERO EN LA ITERACION ',I3,/5X,

```

```

- 'LA NORMA ES: ',E15.7)
8 WRITE(*,*) 'DESEAS RESOLVER OTRO SISTEMA DE ECUACIONES'
WRITE(*,*) 'TECLEA 1 (SI) , 0 (NO).'
READ(*,*) L
IF(L.NE.0) GO TO 10
STOP
END
C*****
FUNCTION FNORM(F,N)
DOUBLE PRECISION F(N)
C
C LA FUNCION FNORM CALCULA LA NORMA MAXIMA O NORMA DE CHEBYSHEV DE UN
C VECTOR F (N-DIMENSIONAL).
I=1
DO 1 J=2,N
1 IF( ABS(F(I)).LE. ABS(F(J))) I=J
FNORM = ABS(F(I))
RETURN
END
C*****
SUBROUTINE HECOMP(DF,M,N,U)
DOUBLE PRECISION U(M), DF(M,N)
REAL *8 ALPHA, BETA, GAMMA
'C
C SUBROUTINE HECOMP: REDUCCION DE UNA MATRIZ RECTANGULAR A FORMA
C TRIANGULAR SUPERIOR MEDIANTE HOUSEHOLDER. SE
C EMPLEA CON HOLVE PARA OBTENER LA SOLUCION DE
C SISTEMAS LINEALES SOBREDETERMINADOS POR MINIMOS
C CUADRADOS.
C
C VARIABLES: DF - MATRIZ DE MxN CON M>N, QUE SERA REDUCIDA
C SALIDA: MATRIZ REDUCIDA CON INFORMACION SOBRE
C LA REDUCCION.
C M - NUMERO DE LOS RENGLONES DE A
C N - NUMERO DE COLUMNAS DE A
C U - VECTOR DE DIMENSION M
C SALIDA: INFORMACION SOBRE LA REDUCCION
C
C LOS RESULTADOS TRIANGULARES SON ALMACENADOS EN A(I,J) PARA I.LE.J Y
C LOS VECTORES QUE DEFINEN LAS REFLEXIONES SON ALMACENADOS EN U Y A.
C
DO 6 K=1,N
ENCUENTRA REFLEXIONES QUE HACEN CERO DF(I,K), I=K+1,...,M
ALPHA = 0.0
DO 1 I=K,M
U(I) = DF(I,K)
ALPHA = ALPHA + U(I) * U(I)
1 CONTINUE
ALPHA = SQRT(ALPHA)
IF(U(K).LT. 0.0) ALPHA = -ALPHA
U(K) = U(K) + ALPHA
BETA = ALPHA * U(K)
DF(K,K) = -ALPHA
IF(BETA.EQ.0.0.OR.K.EQ.N) GOTO 6
C

```

```

C      APLICA REFLEXIONES A LAS COLUMNAS RESTANTES DE DF
      KP1 = K + 1
      DO 4 J=KP1,N
        GAMMA = 0.0
        DO 2 I=K,M
          GAMMA = GAMMA + U(I)*DF(I,J)
2      CONTINUE
        GAMMA = GAMMA/BETA
        DO 3 I=K,M
          DF(I,J) = DF(I,J) - GAMMA*U(I)
3      CONTINUE
4      CONTINUE
6     CONTINUE
      RETURN
      END

C*****
      SUBROUTINE HOLVE(DF,U,M,N,B)
      INTEGER M,N
      DOUBLE PRECISION DF(M,N),U(M),B(M)
      REAL *B BETA, GAMMA, T

C
C SOLUCION MEDIANTE MINIMOS CUADRADOS DE SISTEMAS SOBREDETERMINADOS
C OBTIENE X QUE MINIMIZA LA NORMA (A*X-B)
C OBTIENE X QUE MINIMIZA LA NORMA (A*X-B)
C DF Y U, RESULTADOS DE HECOMP
C B= LADO DERECHO UN M-VECTOR
C SALIDA : PRIMEROS N COMPONENTES = LA SOLUCION, X
C          ULTIMOS M-N COMPONENTES= TRANSFORMACION RESIDUAL
C DIVISION POR CERO IMPLICA QUE A NO ES DE RANGO COMPLETO
C
C APLICA REFLEXIONES A B.
      DO 3 K= 1,N
        T= DF(K,K)
        BETA= -U(K)*DF(K,K)
        DF(K,K)= U(K)
        GAMMA = 0.0
        DO 1 I=K,M
          GAMMA= GAMMA+DF(I,K)*B(I)
1      CONTINUE
        GAMMA= GAMMA/BETA
        DO 2 I= K,M
          B(I)= B(I)-GAMMA*DF(I,K)
2      CONTINUE
        DF(K,K)= T
3      CONTINUE

C
C SUBSTITUCION HACIA ATRAS
      DO 5 KB = 1,N
        K= N+1-KB
        B(K)= B(K)/DF(K,K)
        IF (K.EQ.1) GO TO 5
        KM1= K-1
        DO 4 I=1,KM1
          B(I)= B(I)-DF(I,K)*B(K)
4      CONTINUE

```

```

S      CONTINUE
      RETURN
      END
C*****
SUBROUTINE FUN (X,P1,M,N,F)
DOUBLE PRECISION XN(6),X(N),F(M)
REAL P1
C
C      ESTA SUBROUTINA CALCULA EL VALOR DE LA FUNCION F=0
C      USANDO EL VALOR CORRIENTE DE X.
C
C      CALCULAR EL VECTOR M-DIMENSIONAL DE LAS FUNCIONES F.
C
      RC = SQRT(2.0)
      W = P1
      DO 1 I = 1, M
        XN(I) = X(I)
        F(I) = 0.0
1      CONTINUE
C
      F(1) = XN(1)*XN(3)*( XN(5)**2 )*( XN(6)**2 ) - 3.95*( W**5 )
      F(2) = XN(1)*XN(2)*( XN(5)**2 )*( XN(6)**2 ) - W**6
      F(3) = RC*XN(1)*XN(5)*( XN(6)**2 ) + XN(3)*( XN(5)**2 )*XN(4)
2      * ( XN(6)**2 ) - 7.45*( W**4 )
      F(4) = XN(1)*( XN(6)**2 ) + RC*XN(4)*XN(5)*( XN(6)**2 )
3      + RC*XN(3)*( XN(5)**2 )*XN(6) - 8.6*( W**3 )
      F(5) = XN(3)*( XN(5)**2 ) + 2.0*XN(5)*XN(6) + XN(4)*( XN(6)**2 )
4      - 6.6*( W**2 )
      F(6) = RC*XN(5) + RC*XN(6) - 3.25*W
C
      RETURN
      END
C*****
SUBROUTINE DFDX(X,DF,M,N,)
DOUBLE PRECISION XN(6),X(N),DF(M,N)
C
C      ESTA SUBROUTINA ESTRUCTURA LOS COMPONENTES DE LA MATRIZ
C      JACOBIANA (DF/DX) QUE SE NECESITA PARA LA SOLUCION DE
C      UN SISTEMA DE ECUACIONES NO LINEALES.
C
C      ***** CALCULAR LOS ELEMENTOS DE LA MATRIZ DF. *****
C
      RC = SQRT(2.0)
      DO 1 I = 1, M
        XN(I) = X(I)
        DO 2 J = 1, N
          DF(M,N) = 0.0
2      CONTINUE
1      CONTINUE
C
      DF(1,1) = XN(3)*( XN(5)**2 )*( XN(6)**2 )
      DF(1,2) = 0.0
      DF(1,3) = XN(1)*( XN(5)**2 )*( XN(6)**2 )
      DF(1,4) = 0.0

```

```

DF(1,5) = 2.0*XN(1)*XN(3)*XN(5)*( XN(6)**2 )
DF(1,6) = 2.0*XN(1)*XN(3)*( XN(5)**2 )*XN(6)
DF(2,1) = XN(2)*( XN(5)**2 )*( XN(6)**2 )
DF(2,2) = XN(1)*( XN(5)**2 )*( XN(6)**2 )
DF(2,3) = 0.0
DF(2,4) = 0.0
DF(2,5) = 2.0*XN(1)*XN(2)*XN(5)*( XN(6)**2 )
DF(2,6) = 2.0*XN(1)*XN(2)*( XN(5)**2 )*XN(6)
DF(3,1) = RC*XN(5)*( XN(6)**2 )
DF(3,2) = 0.0
DF(3,3) = XN(4)*( XN(5)**2 )*( XN(6)**2 )
DF(3,4) = XN(3)*( XN(5)**2 )*( XN(6)**2 )
DF(3,5) = ( RC*XN(1) + 2.0*XN(3)*XN(4)*XN(5) )*( XN(6)**2 )
DF(3,6) = 2.0*XN(5)*XN(6)*( RC*XN(1) + XN(3)*XN(4)*XN(5) )
DF(4,1) = XN(6)**2
DF(4,2) = 0.0
DF(4,3) = RC*( XN(5)**2 )*XN(6)
DF(4,4) = RC*XN(5)*( XN(6)**2 )
DF(4,5) = RC*XN(6)*( XN(4)*XN(6) + 2.0*XN(3)*XN(5) )
DF(4,6) = 2.0*XN(6)*( XN(1) + RC*XN(4)*XN(5) ) + RC*XN(3)
-1 * (XN(5)**2)
DF(5,1) = 0.0
DF(5,2) = 0.0
DF(5,3) = XN(5)**2
DF(5,4) = XN(6)**2
DF(5,5) = 2.0*( XN(3)*XN(5) + XN(6) )
DF(5,6) = 2.0*( XN(5) + XN(4)*XN(6) )
DF(6,1) = 0.0
DF(6,2) = 0.0
DF(6,3) = 0.0
DF(6,4) = 0.0
DF(6,5) = RC
DF(6,6) = RC
RETURN
C
END

```

```

$DEBUG
C      RESPUESTA EN EL TIEMPO DE UN REGULADOR SERVOCONTROLADO.
C      (PROGRAMA RTS.FOR)
C
C      ESTE PROGRAMA OBTIENE LA RESPUESTA EN EL TIEMPO DE UN REGULADOR
C      SERVOCONTROLADO DE BUCEO. EL PROGRAMA TIENE POR OBJETO MEDIANTE
C      EL ANALISIS DE LOS RESULTADOS (TIEMPO DE RESPUESTA) DETERMINAR SI
C      EL REGULADOR TIENE ESTABILIDAD EN EL TIEMPO. LA ECUACION TIPO EN
C      EL DOMINIO DE LAPLACE ES DE LA FORMA SIGUIENTE.
C
C      
$$R(t) = k / ( S(S+A)(S+B)(S+C)(S+D)(S+E)(S+F) )$$

C
C      EN DONDE K = CTE ; A, B, C, D, E, F SON RAICES COMPLEJAS POR LO
C      GENERAL.
C
C      DECLARACION DE VARIABLES.
C
C      INTEGER H
C
C      REAL*8
C      *      RT(50),
C      *      BETA,
C      *      B(20)
C
C      COMPLEX
C      *      A(10),
C      *      F(10),
C      *      K,
C      *      K1,
C      *      R,
C      *      S
C
C      ZONA DE LECTURA DE VARIABLES.
C
C      WRITE(*,*) 'CUAL ES EL VALOR DE K '
C      READ(*,100) K
C      WRITE(*,*) 'K = ',K
C      DD 1 H = 1, 7
C      WRITE(*,*) 'DAME EL VALOR DE A(',H,')'
C      READ(*,100) A(H)
C      WRITE(*,*) 'A(',H,') = ',A(H)
1  CONTINUE
C
C      PROGRAMA PRINCIPAL.
C
C      WRITE(*,199)
C      DD 2 I = 1, 7
C      K1 = K
C      S = - 1.0 * A(I)
C      DD 3 J = 1, 7
C      IF(I.EQ.J) GO TO 3
C      F(I) = K1/( S+A(J) )
C      K1 = F(I)
3  CONTINUE

```

```

R = F(I)
VABS = CABS( R )
BETA = ATAN2( AIMAG( R ), REAL( R ) )
ALFA = 57.29578 * BETA
WRITE(*,200) F(I), VABS, ALFA, BETA
2 CONTINUE
WRITE(*,*) 'DAME LOS VALORES DE B(1)...B(13) '
DO 4 J1 = 1, 13
  READ(*,*) B(J1)
4 CONTINUE
G = 0.0
DO 5 L = 1, 7
  G = 10.0 ** L
  t = G * 1.0E-7
  t1 = t
  DO 6 M = 1, 9
    t2 = t1*M
    t = t2
    RT(L) = B(1) + ( 2.0*B(2)/EXP(B(3)*t) ) * COS(B(4)-B(5)*t) +
*           ( 2.0*B(6)/EXP(B(7)*t) ) * COS(B(8)-B(9)*t) +
*           ( 2.0*B(10)/EXP(B(11)*t) ) * COS(B(12)-B(13)*t)
  WRITE(*,201) t, RT(L)
6 CONTINUE
5 CONTINUE
C ZONA DE IMPRESION DE RESULTADOS.
100 FORMAT(E16.10,1X,E16.10)
199 FORMAT(5X,'C (REAL)',3X,'C (IMAG)',7X,'VABBC ',9X,'ALFA',
*         10X,'BETA',/ )
200 FORMAT( 5(2X,E12.6) )
201 FORMAT(2X,'t = ',E12.6,5X,'RT = ',E14.8)
STOP
END

```

\$DEBUG

C CALCULO DE PARAMETROS DE DISENO REGULADOR SERVOCONTROLADO
C (PROGRAMA PDS.FOR)

C ESTE PROGRAMA OBTIENE LOS VALORES DE LOS PARAMETROS DE DISENO DE
C UN REGULADOR DE BUCEO DE TIPO SERVOCONTROLADO, TOMANDO COMO BASE
C DE DISENO EL CRITERIO I.T.A.E. LOS DATOS DE ENTRADA QUE SE RE-
C QUIEREN SON PEDIDOS POR EL PROGRAMA Y SE LEEN EN FORMATO LIBRE
C DE LECTURA.

```
REAL*8
* h,
* Gp,
* Gv,
* Kp,
* Kv,
* Mp,
* Mv,
* Hdis
```

C ZONA DE LECTURA DE VARIABLES.

```
WRITE(*,*) 'CUAL ES LA MASA DEL SERVOPISTON.'
READ(*,*) Mp
WRITE(*,*) 'CUAL ES LA FRECUENCIA CARACTERISTICA (Wo).'
READ(*,*) Wo
WRITE(*,*) 'DAME wp.'
READ(*,*) wp
WRITE(*,*) 'DAME wv.'
READ(*,*) wv
WRITE(*,*) 'DAME Gp.'
READ(*,*) Gp
WRITE(*,*) 'DAME Gv.'
READ(*,*) Gv
WRITE(*,*) 'DAME W1.'
READ(*,*) W1
WRITE(*,*) 'DAME W2.'
READ(*,*) W2
WRITE(*,*) 'DAME EL DIAMETRO Da (ORIFICIO DE SUMINISTRO) EN cm.'
READ(*,*) Da
WRITE(*,*) 'DAME EL ANCHO DEL PUERTO SERVOVALVULA EN cm. (W).'
READ(*,*) W
WRITE(*,*) 'DAME LA TEMPERATURA Ts (AIRE DE SUMINISTRO) EN C.'
READ(*,*) Ts
WRITE(*,*) 'DAME "EA" (ESFUERZO DE ASPIRACION DE DISEÑO) EN cm.'
READ(*,*) EA
WRITE(*,*) 'DAME "Ps" (PREISION MANOMETRICA DE SUMINISTRO) EN Pa.'
READ(*,*) Ps
WRITE(*,*) 'DAME "Hdis" (PROFUNDIDAD DE DISENO) EN m.'
READ(*,*) Hdis

WRITE(*,*)
WRITE(*,*) 'wo = ',wo,' rad/s.'
WRITE(*,*) 'wp = ',wp,' rad/s.'
WRITE(*,*) 'wv = ',wv,' rad/s.'
```

```

WRITE(*,*) 'Gp = ',Gp
WRITE(*,*) 'Gv = ',Gv
WRITE(*,*) 'W1 = ',W1, ' rad/s.'
WRITE(*,*) 'W2 = ',W2, ' rad/s.'
WRITE(*,*) 'W = ',W, ' cm.'
WRITE(*,*) 'Da = ',Da, ' cm.'
WRITE(*,*) 'Ts = ',Ts, ' grados C.'
WRITE(*,*) 'Esfuerzo de aspiracion en cm. de agua es = ',EA
WRITE(*,*) 'Presion de suministro (manometrica) en Pa. = ',Ps
WRITE(*,*) 'Profundidad de diseño en metros. = ',Hdis
WRITE(*,*)

```

C PROGRAMA PRINCIPAL.

```

Ts = 273.0 + Ts
R = 287.0
RO = 1025.0
Rag = 998.0
g = 9.81
Ccr = 11.69
Cv = 3.23
Patm = 1.01325e5
Ps = Ps + Patm + RO*g*Hdis
Pro = Patm + RO*g*Hdis
Pcr = Pro
Da = Da/100.0
W = W/100.0
a = 3.141592654*(Da**2)/4.0
Kp = Mp*( wp**2 )
Bp = SQRT( 2.0*Mp*Kp )
Pp = Ps - Pcr
Q1 = ( W1*g ) / ( Cv*W*Ps*R*SQRT(Ts) )
Ap = ( Gp - 1.0 ) / ( Pp*Q1 )
Dp = SQRT( ( 4.0*Ap ) / 3.141592654 ) * 100.0
Rp = ( Dp / 2.0 )
Vpo = Ap / ( Kp*Q1 )
Q2 = ( W2*g ) / ( Ccr*Ps*R*SQRT(a*Ts) )
Ad = ( Gv - 1.0 ) / ( Pcr*Q2 )
Dd = SQRT( ( 4.0*Ad ) / 3.141592654 ) * 100.0
Rd = ( Dd / 2.0 )
EA = EA/100.0
EA = Rag*g*EA
Fd = EA*Ad
F1 = 25.0*Fd
Kv = F1/(0.5*W)
Mv = Kv/(wv**2.0)
Bv = SQRT( 2.0*Kv*Mv )
Vro = Ad / ( Kv*Q2 )
WRITE(*,100) Mv, Kv, Bv, Ad, Dd, Rd, Mp, Kp, Bp, Ap, Dp, Rp

```

C ZONA DE IMPRESION DE RESULTADOS.

```

100 FORMAT(1X,'Mv = ',E13.7,/,1X,'Kv = ',E13.7,/,1X,'Bv = ',E13.7,/,
*      1X,'Ad = ',E13.7,/,1X,'Dd = ',E13.7,/,1X,'Rd = ',E13.7,/,
*      1X,'Mp = ',E13.7,/,1X,'Kp = ',E13.7,/,1X,'Bp = ',E13.7,/,

```

```
*      1X, 'Ap = ',E13.7,/,1X, 'Dp = ',E13.7,/,1X, 'Rp = ',E13.7)
STOP
END
```

REFERENCIAS:

- 1) Baltazar Pazos. Técnicas de Buceo Deportivo.
1978 Editorial Diana.
- 2) Elfego Ruiz Rodriguez de la Vega. Fundamentos técnicos sobre buceo libre, buceo con equipo autónomo de aire, salvamento y rescates. 1977 Editorial Libros de México.
- 3) AQUA-LUNG® 1984 Dealers parts price list.
3322 West Warner., Santa Ana, CA 92702.
- 4) Silverman L., G. Lee, Air Flow Measurement on Human Subjects With and Without Respiratory at Several Work Rates.
AMA Archives Industrial Hygiene and Occupational Medicine,
pp. 461-478, 1951.
- 5) Cain, C. and A.B. Otis, Some Physiological Effects Resulting From Added Resistance to Respiration, Journal of Aviation Medicine, Vol. 20 pp. 149-160, 1949.
- 6) Lanphier, E., Pulmonary Function, The Physiology and Medicine of Diving, Edited by The Williams and Wilkins Company
pp 103-154, 1975.
- 7) Egstrom, G. Functional Performance of Scuba Regulators,
Addendum to Proceedings, 10th International Conference on Underwater Education, pp. 41-55, 1978.
- 8) Reimers, S. D. Proposed Standards for the evaluation of Underwater Breathing Apparatus, NAVDIVINGU Report 19-73,
pp. 1-42, 1974.

- 9) Bradley, M. E. Respiratory Limitations of Underwater Breathing Equipment. Second Undersea Medical Society Workshop, Bethesda, MD. Undersea Medical Society.
- 10) A. Baz, H. Helal, Flow Characteristics of Exhalation Valves of Diving Regulators. Ocean Engineering Vol. 11, No.1 pp. 111-128, 1984.
- 11) Graham, D. and Lathrop, R. 1966. The Synthesis of Optimum Transient Response: Criteria and Standard Forms. In Self-Optimizing Control. Edited by Oldenburger, R. M.I.T. Press, Cambridge Mass.
- 12) Frazer, R. A. and Duncan, W. J., On the Criteria for the Stability of Small Motions. Proceedings, Royal Society of London, England, Vol. A-124, pp. 642-654, 1929.
- 13) Brown, W. S., A Simple Method of Constructing Stability Diagrams. R and M No. 105, British Aeronautical Research Committee, London, England, 1942.
- 14) Bode, H. W., Network Analysis and Feedback Amplifier Design, Edited by D. Van Nostrand Co. Inc., New York N.Y., 1945.
- 15) Nichols, N. B. and Phillips, R. S., Theory of Servomechanisms, Edited by McGraw-Hill Book Company, Inc., New York N.Y., 1947.
- 16) Evans, W. R., Control System Synthesis by Root-Locus Method, AIIE Transactions, Vol. 69, pp. 66-69, 1950.
- 17) Wiener, N., The Extrapolation, Interpolation, and Smoothing of Stationary Time Series. Edited by John Wiley & Sons, Inc., New York N.Y. 1949.

- 18) Schliestett, G. V. and Draper, C. S., General Principles of Instruments Analysis, Instruments, Pittsburgh, Pa., Vol. 12 pp. 137-142 1939.
- 19) Brown, G. S. and Hall, A. C., Dynamic Behaviour and Design of Servomechanisms, Transactions, American Society of Mechanical Engineers, New York, N.Y., Vol. 68, pp. 503-522 1946.
- 20) Bretoi, R. N., Automatic Flight Control-Analysis and Synthesis of the Lateral Problem, Transactions, American Society of Mechanical Engineers, New York, N.Y., Vol. 74, pp. 415-430 1951.
- 21) Wallman, H. Vacuum Tubes Amplifiers. Edited by MacGraw-Hill Book Co. Inc, New York N.Y. 1948.
- 22) Whiteley, A. L. The Theory of Servo Systems, With Particular Reference to Stabilization, Journal, Institution of Electrical Engineers, London, England, Vol. 93 pp. 353-372 1946.
- 23) Baz, A., Helal, H., Kassem, S. and Mikhail, S., Optimum Design of a Servo-Controlled Breathing Regulator for Underwater Divers, Ocean Engineering, Vol. 11 pp. 87-110 1984.
- 24) Baz, A., Helal, H., Kassem, S. On the Dynamics of Servo-controlled Breathing Regulator Water Divers, The Journal of Fluid Control, 1984.