

35



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE QUIMICA**

**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN INSTRUMENTO PARA  
REGULACION Y MEDICION SIMULTANEA  
DE FLUJO.**

**T E S I S**  
**Que para obtener el título de:**

**INGENIERO QUIMICO:**

**p r e s e n t a n .**

**ROSA MARIA CASAS MARTINEZ**

**MARCELO A. CHAUVET SANCHEZ P.**

**JOSE ANTONIO CRESPO VELASCO**

**JOSE MARTIN RIVERO RODRIGUEZ**

**México, D. F.**

**1973**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**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 esta 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.

LAB Tesis  
AÑO 1973  
FICHA  
PROC M. t. 6059



QUÍMICA

JURADO ASIGNADO ORIGINALMENTE SEGUN EL TEMA:

PRESIDENTE: PROF. ENRIQUE BARRIGA GUZMAN  
VOCAL: PROF. RUDI P. STIVALET CORRAL  
SECRETARIO: PROF. CUTBERTO RAMIREZ CASTILLO  
1ER. SUPLENTE: PROF. ROBERTO ANDRADE CRUZ  
2DO. SUPLENTE: PROF. ALBERTO JIMENEZ FERNANDEZ

Sitio donde se desarrolló el tema:

BIBLIOTECA DE LA FACULTAD DE QUIMICA, UNAM.

LABORATORIO DE LA DIVISION DE ESTUDIOS SUPERIORES  
DE LA FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM.


TALLERES DE LA FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM.

Nombre completo y firma de los sustentantes:

ROSA MARIA CASAS MARTINEZ

  
\_\_\_\_\_

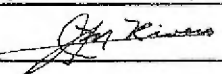
MARCELO A. CHAUVET SANCHEZ PRUNEDA

  
\_\_\_\_\_

JOSE ANTONIO CRESPO VELASCO


  
\_\_\_\_\_

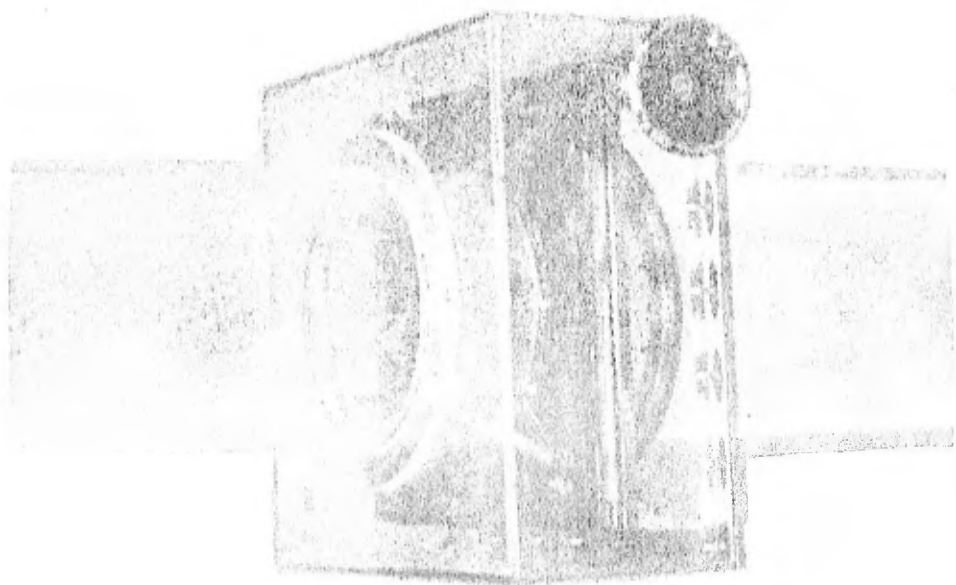
JOSE MARTIN RIVERO RODRIGUEZ

  
\_\_\_\_\_

Nombre completo y firma del asesor del tema

I.Q. RUDI PRIMO STIVALET CORRAL

  
\_\_\_\_\_



INSTRUMENTO MEDIDOR Y CONTROLADOR DE FLUJO

A la memoria de mi padre, Abraham Casas.

A mi madre, Eustolia Martínez

A mis hermanos y sobrinos

A José Antonio

A la Universidad

ROSA MARIA

Dedico este trabajo como agradecimiento:

Por mi origen

A mis padres Marcelo y Delmy

A mis hermanas Jacqueline y Michelle

Por mi formación

A Manuel Jiménez y al Dr. Chaparro

Y por mi futuro

A Laura

MARCELO

A la memoria de mi padre.  
José Ma. Crespo  
Guía de mi vida.

A mi madre  
Hermelinda Velasco  
por su apoyo y gran ayuda en  
todas las etapas de mi vida.

A mis tías  
Lupe y Chole

A Rosita

A mis primos

JOSE ANTONIO



A un hombre, guía y ejemplo de mi vida. A ese ser que está presente en cada uno de mis actos, ocupando todo espacio y tiempo nuestro. Responsable, honesto, bondadoso. A aquel a quien quiero tanto.

    Mi padre.

Ella es luz, es amor, es vida. Bondad, pureza, mujer. Con admiración y amor.

    A mi madre.

A mis hermanos, Hilda, Araceli, Héctor, Lilia y Ricardo.

A mi abuelita, tíos, primos y amigos.

Mi mayor fortuna, el mayor de mis éxitos, es haberla conocido.

    A Magali.

JOSE MARTIN

A Rudi P. Stivalet en reconocimiento a su humanismo, capacidad de enseñanza y dedicación a este trabajo.

A los Ingenieros Elizondo y Avila de la Facultad de Ingeniería sin los cuáles - no hubiera sido posible la realización de este trabajo.

## I N D I C E

CAP. I	INTRODUCCION	PAG. 1
CAP. II	GENERALIDADES	3
CAP. III	ELEMENTOS MECANICOS	
	.1 Aspectos Generales	8
	.2 Análisis de Fuerzas actuando sobre el Instrumento	14
CAP. IV	FLUJO DE FLUIDOS	
	.0 Generalidades	19
	.1 Naturaleza de un Fluido	20
	.2 Fluido estática	21
	.3 Mecanismo del flujo de fluidos	24
	.4 Fenómenos de flujo de fluidos	26
	.5 Campo de velocidad	28
	.6 Flujo unidimensional	29
	.7 Flujo laminar	29
	.8 Gradiente de velocidad	30
	.9 Fluidos newtonianos y no newtonianos	32
	.10 Flujo dependiente del tiempo	34
	.11 Viscosidad	35
	.12 Turbulencia	35
	.13 Flujo en capas frontera	37
	.14 Flujo laminar y turbulento en capas frontera.	37

.15	Transición de flujo laminar a turbulento	43
.16	Ecuaciones Básicas	43
.17	Balance de materia	44
.18	Ecuación de momentum	61
.19	Fórmulas de Darcy, ecuación general para flujo de fluidos	68
CAP. V INSTRUMENTACION		
.1	<u>Medición de flujo</u>	72
.1	Historia	
.2	El medidor de orificio	73
.3	Instalación de medidores	94
.4	Mecanismos medidores	96
.5	Algunas consideraciones para la medición de flujo líquido	101
.2	<u>Válvulas de Control</u>	
.1	Generalidades	137
.2	Trim restringido	138
.3	Materiales para cuerpos de válvulas	139
.4	Características de válvulas de control	146
.5	Características de flujo inherente	147
.6	Características y relaciones matemáticas	148
.7	Dimensionamiento de una válvula de control	153
.8	Análisis de datos para dimensionamiento	153

	.9	Coeficientes de dimensionamiento	155
	.10	Dimensionamiento para gas y vapor y valor $C_1$	155
	.11	Características de flujo	156
	.12	Características de flujo en una válvula de control	156
	.13	Discusión de características de flujo	157
	.14	Dimensionamiento de válvulas para líquidos cavitantes y con evaporación instantánea.	159
	.15	Fórmulas para dimensionamiento de válvulas de control	163
	.3	<u>Principios de control automático</u>	181
CAP. VI		DESARROLLO Y DATOS DEL MODELO	200
	.1	Descripción del instrumento	200
	.2	Descripción de la instalación	201
	.3	Secuencia de experimentación	211
	.4	Datos experimentales	215
CAP. VII		DISEÑO DEL EXPERIMENTO Y ANALISIS DE RESULTADOS	
	.1	Generalidades	247
	.2	Definiciones	247
	.3	Diseño del experimento	248
	.4	Análisis de resultados	250
	.5	Presentación de resultados	269
CAP. VIII		PROBLEMAS DE CONSTRUCCION	271

CAP. IX	CONCLUSIONES	
	.1 Funcionalidad dual	276
	.2 Recomendaciones	279
CAP. X	EPILOGO	283
CAP. XI	BIBLIOGRAFIA	284

CAPITULO I

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



I.- INTRODUCCION:

A través de nuestro paso como estudiantes nos hemos dado cuenta de la gran necesidad e importancia de la instrumentación en la industria. Al tener contacto más formalmente con el diseño y construcción de plantas industriales, nos hemos dado cuenta que es imposible operar una planta, por rudimentaria y pequeña que ésta sea sin la ayuda de instrumentos.

Podemos decir que entre los instrumentos más comunes y necesarios, la placa de orificio y la válvula de control tienen gran uso e importancia.

Al decir que son comunes no nos referimos al hecho de que sean accesorios sencillos de diseñar u operar sino al hecho de que debido a su gran número en una determinada planta o proceso, pueden llegar a parecerse accesorios sin ninguna importancia. Al respecto de su importancia es necesario mencionar que no puede existir un proceso industrial, por sin importancia que éste parezca, en el que no sea necesario medir y controlar su gasto.

Una de las formas más comunes de medir el gasto de un fluido es por medio de la placa de orificio.

Así mismo es necesario controlar el paso de los flujos, ya sea en su paso a través de la tubería o bien en su ali

mentación o descarga a los diferentes equipos industriales.

Al hablar de medición y control de gastos siempre se ha hablado de dos instrumentos diferentes y separados el uno del otro.

Cuando se nos pidió en la clase de Diseño de Equipo escoger un equipo, estudiarlo y hacerle modificaciones, escogimos la válvula de control en general, por considerarle la importancia expuesta anteriormente.

El resultado de ese estudio y sus modificaciones, es el instrumento motivo de la presente tesis.

El objeto principal de este instrumento es de integrar el medidor de flujo y la válvula de control en un solo instrumento, el cual funcionará como medidor de flujo y además como un dispositivo auto-operado, capaz de efectuar el control y continuar su función de medidor de flujo hasta que el proceso haga necesario un nuevo ajuste en la cantidad de fluido.

CAPITULO II

GENERALIDADES

## II.- GENERALIDADES:

A principios del siglo XIX a medida que se desarrolló la industria química, fue haciéndose necesaria una sistematización de los conocimientos del proceso.

En la segunda mitad del siglo XIX, la gran expansión de la industria química originó la gran demanda de individuos especializados entrenados en determinado proceso químico. Esta demanda fue afrontada por químicos industriales, sin embargo, el avance de la industria hacía cada día más necesaria una estructuración de todos los métodos en una ciencia en forma. Así fue como nació la Ingeniería Química. La Ingeniería Química es una unión entre los procedimientos químicos en sí, con procedimientos físicos y mecánicos o sea es una unión de un químico con un ingeniero mecánico, como lo dice la definición de Ingeniería Química: "La Ingeniería Química, es la aplicación de los principios de las ciencias físicas junto con principios de economía y relaciones humanas, a los campos que pertenecen directamente a los procesos y equipo de proceso en el que se trata materia para efectuar en ella un cambio en su estado, contenido de energía o composición". Así hubo varios intentos de organizar el procesado químico y de clasificar el área profesional de la Ingeniería Química.

Uno de los primeros se realizó en Inglaterra por George E. Davis, quien en 1880 trató, sin lograrlo, de organizar una sociedad de ingenieros químicos, ya que los problemas de la industria eran problemas de ingeniería que requerían la aplicación no sólo de la química sino también de la física. Fue el primero que presentó el concepto de operación unitaria, sin embargo, el término en sí es original de Estados Unidos, creado en 1915 por Arthur D. Little.

El primer curso de Ingeniería Química se impartió en 1888 en el Massachusetts Institute of Technology (MIT), siendo su organizador, Lewis M. Northow. El curso aplicaba aspectos de química y de ingeniería mecánica a los procesos químicos. Más tarde William H. Walker lo modificó y amplió: Sin embargo, ya la Ingeniería Química había nacido y en los primeros años del siglo XX empezó a ganar la aceptación profesional y a desarrollarse en forma, gracias al ímpetu con que se expandió la industria química en los Estados Unidos después de la primera guerra mundial y fue entonces cuando aumentó la demanda de ingenieros químicos.

Así las principales áreas de trabajo del ingeniero químico son:

- Investigación
- Desarrollo del proceso

- Diseño y evaluación del proceso
- Diseño de la planta
- Construcción
- Supervisión de producción
- Servicio técnico a la planta
- Venta de producto.

Todas estas áreas son sumamente importantes pero la base fundamental de todas ellas está en la investigación, área descuidada en México. Sin embargo, es necesario incrementar la investigación ya que de ella nacen los nuevos procesos, técnicas o equipos que nos llevan al desarrollo de las áreas mencionadas anteriormente.

Así la Ingeniería Química se divide para su estudio en varias ramas:

- Flujo de Fluidos
- Transferencia de calor
- Evaporación
- Cristalización
- Absorción
- Extracción
- Humidificación
- Destilación
- Secado

- Adsorción
- Filtración
- Centrifugación
- Mezclado
- Sedimentación
- Manejo de sólidos
- Molienda

Bajo ésta clasificación, el instrumento objeto de ésta tesis está fundamentado y estudiado íntegramente dentro de la rama de Flujo de Fluidos, sin embargo, su aplicación se extiende a lo largo de todas las demás ramas, ya que para que cualquier --- equipo que carga dentro de las mencionadas ramas deberá tener toda la instrumentación necesaria, ya que de otra forma su funcionamiento no será el óptimo, porque en todos los procesos químicos, es necesario conocer datos precisos del proceso específico tales como velocidades de flujo, composiciones, presiones y temperaturas, de tal manera que el operador y el ingeniero de producción, puedan decir si el proceso está funcionando apropiadamente. En cualquier proceso químico, se usan diversos instrumentos para --- medir, indicar, controlar y registrar los datos necesarios del - proceso.

Particularizando, de entre los instrumentos existen medidores de flujo de muchísimas clases y válvulas de control tam-

bién de varias clases. Nuestro propósito fue enfocar el estudio a estos dos instrumentos, analizando sus diferencias, ventajas y desventajas con respecto al instrumento propuesto.



CAPITULO III  
ELEMENTOS MECANICOS

### III. ELEMENTOS MECANICOS

#### III.1.- ASPECTOS GENERALES

a) Elasticidad.- Un cuerpo está formado por moléculas o partículas pequeñas entre las cuales actúan fuerzas. Estas fuerzas moleculares se oponen a cambios de forma del cuerpo cuando actúan sobre él fuerzas exteriores. Si esto ocurre, las partículas del cuerpo se desplazan hasta que se establece un equilibrio entre el sistema exterior de fuerzas y las fuerzas interiores, en cuyo caso se dice que el cuerpo presenta un estado de deformación.

Durante la deformación, las fuerzas exteriores realizan un trabajo, el cual se convierte completa o parcialmente en energía potencial de deformación. Si esas fuerzas se suspenden, el cuerpo recobra parcial o totalmente su forma original y en éste proceso la energía potencial acumulada en el cuerpo se recupera como trabajo exterior.

La propiedad de retorno de los cuerpos deformados a su forma primitiva recibe el nombre de elasticidad. El cuerpo puede ser perfecta o parcialmente elástico. En este último caso parte del trabajo se transforma en calor y parte en energía potencial de deformación.

Los materiales pueden considerarse perfectamente elásticos abajo de cierto límite, el cual depende de sus propiedades.

Suponiendo que las fuerzas externas que actúan sobre una estructura son conocidas, deben dimensionarse las partes de esa estructura de tal modo que sea perfectamente elástica en todos los casos de carga, de otro modo se presentarán deformaciones permanentes en sus elementos y tendrá una vida corta.

Existe una relación lineal entre fuerzas y deformaciones; esa relación fue enunciada por Hooke en 1678 y es una ley que lleva su nombre. La ley referida para un esfuerzo de extensión es la siguiente:

$$\delta = \frac{Pl}{AE}$$

III.1.1

donde

$\delta$  = Alargamiento total de una barra

$l$  = Longitud de la barra

$P$  = Fuerza de extensión

$A$  = Area de la sección recta de la barra.

$E$  = Módulo de elasticidad (constante elástica del material).

Si P es la fuerza de extensión:

$$\sigma = P/A \quad \text{III.1.2}$$

$\sigma$  se define como la fatiga de extensión.

Definiendo el alargamiento unitario  $\epsilon$ , como

$$\epsilon = \delta/l \quad \text{III.1.3}$$

se tiene que

$$\delta = \frac{\sigma l}{E} \quad \text{III.1.4}$$

Y

$$\delta/l = \sigma/E \quad \text{III.1.5}$$

$$\therefore \epsilon = \sigma/E \quad \text{III.1.6}$$

que establece que el alargamiento unitario es igual a la fatiga de extensión sobre el módulo de elasticidad.

Existen en la literatura tablas para diferentes materiales que indican los valores correspondientes de módulo de elasticidad y fatiga de rotura como la siguiente:

TABLA III.1

## PROPIEDADES MECANICAS DE LOS MATERIALES

<u>Materiales</u>	<u>E</u> <u>(kg/cm<sup>2</sup>)</u>	<u>Punto de</u> <u>fluencia</u> <u>(kg/cm<sup>2</sup>)</u>	<u>Fatiga de</u> <u>rotura</u> <u>(kg/cm<sup>2</sup>)</u>
Acero al carbón			
de 0.15 a 0.25% de carbón	$2 \times 10^6$	$2 \times 10^3$ - $2.8 \times 10^3$	$3.8 \times 10^3$ - $4.5 \times 10^3$
Acero al níquel			
de 3 a 3.5% - de níquel	$2 \times 10^6$	$2.8 \times 10^3$ - $3.5 \times 10^3$	$5.5 \times 10^3$ - $7 \times 10^3$
Duraluminio	$7 \times 10^5$	$2.4 \times 10^3$ - $3.1 \times 10^3$	$3.8 \times 10^3$ - $4.5 \times 10^3$
Cobre	$1.1 \times 10^6$	-----	$2 \times 10^3$ - $2.8 \times 10^3$
Vidrio	$7 \times 10^5$	-----	250
Madera	$1 \times 10^5$	-----	560 - 1,400
Hormigón a com- presión	$2.8 \times 10^5$	-----	210

b) Diagrama de Tracción. Existe una proporcionalidad entre fatiga y alargamiento unitario abajo de cierto límite que depende de las propiedades del material. Sobre este límite la relación es mas complicada y el material sufre deformaciones permanentes.

Al investigar las propiedades mecánicas de los materiales, por encima de ese límite de proporcionalidad, la relación entre la fatiga y la deformación se representa gráficamente -

por un diagrama. Por ejemplo, para el acero se tiene lo siguiente:

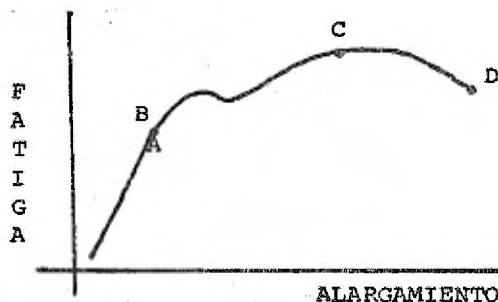


FIGURA III.1.1

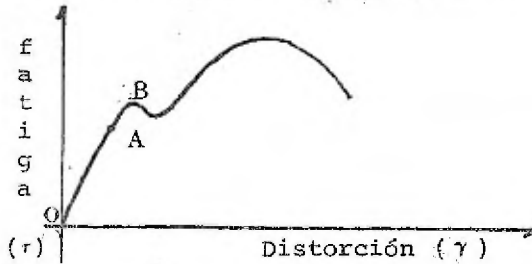
De acuerdo con la figura, la ley de Hooke se cumple hasta el punto (A). Sobre ese límite el alargamiento crece muy rápidamente y la gráfica adquiere forma curva.

En (B) hay un alargamiento súbito, sin cambio apreciable de la fatiga de extensión, a esto se le denomina fluencia del material. La fatiga correspondiente se llama fatiga de fluencia y (B) es el punto de fluencia.

Si se aumenta la carga, el material recobra su resistencia y llega a un valor de fatiga máximo en (C), punto conocido como fatiga de rotura del material. Después de (C), la carga disminuye y finalmente en (D) se presenta la rotura.

c) Fatigas de Trabajo por Cortadura.- Al someter un material a fatiga cortante pura, la relación entre fatiga cortante y distorsión unitaria puede establecerse en forma de

diagrama, de un modo similar a los diagramas de tracción:



La distorsión unitaria se define como:

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad \text{III.1.7}$$

donde

$\tau$  = Fatiga cortante

y  $G$  = Módulo de elasticidad transversal =  $\frac{E}{2(1 + \mu)}$   
o de esfuerzo cortante

Para el acero, v.gr.,  $G = 0.77 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$

Existe un límite de proporcionalidad (A) y un punto de fluencia (B). Tomando como ejemplo el acero, las experiencias muestran que en el punto de fluencia se presenta una distorsión considerable sin incremento de la fatiga cortante. En ese caso, lo lógico es tomar como fatiga cortante de trabajo solamente una fracción de la fatiga cortante de fluencia, por consiguiente:

$$\tau = \frac{\tau_{FL}}{n}$$

donde:  $n$  = coeficiente de seguridad

Aproximadamente se tiene que  $\tau_t = 0.55$  a  $0.60\sigma_t$  lo que indica que la fatiga de trabajo por cortadura es mucho menor que la fatiga de trabajo a la extensión.

d) Momento Flector y Fuerza Cortante.- Considerando que una viga estuviera empotrada en un extremo, al someterla a cargas transversales, tiende a flexionarse y romperse, lo que supone la presencia de una fuerza cortante y la formación de un momento flector producido por fuerzas y reacción en el apoyo.

Las fatigas producidas sobre el material deberán equilibrar el momento flector y la fuerza cortante.

El cálculo de las fatigas se realiza en dos etapas, primero se determinan las fatigas de flexión originadas por el momento flector y a continuación las fatigas cortantes producidas por la fuerza cortante. En ambos casos se realiza el cálculo para los valores máximos de fuerza cortante y de momento flector.

### III.2.- ANALISIS DE FUERZAS ACTUANDO SOBRE EL INSTRUMENTO

Siendo las placas las partes del instrumento que están sometidas a una carga, se puede considerar como si fuera una



viga empotrada y soportando fatigas debidas a flexión y cor -  
tantes.

Para el cálculo puede hacerse una aproximación, conside-  
rando que se tiene una placa común de orificio con el espesor  
correspondiente a una placa del aparato. Se tiene además lo si  
guiente:

- a) Una carga repartida variable
- b) Fatigas máximas para válvulas casi cerrada,  
espesor mínimo (el de una placa) y carga --  
máxima.

Se supone también que en el instrumento se presentaría un  
deterioro en las placas, por ser éstas partes las más frágiles,  
de espesor muy pequeño, y por soportar directamente una fuerza  
variable. Las otras partes del mecanismo pueden deteriorarse -  
por otras causas, como sería un desgaste al moverse unas partes  
dentro de otras, o engranar unas con otras.

Otro punto que debe tomarse en cuenta, es la flexibili -  
dad que puede presentar determinado material, lo que hace más  
resistente a la carga, pero dificulta su función como placa de  
orificio, pues su área es distinta a la teórica y variable.

Se presentan dos alternativas, tener placas de material

resistente y duro, que no se doble. Esto permite que su función como medidor sea adecuada y al mismo tiempo sirva de válvula. En éste caso, las fatigas sobre el material son mayores, se requiere un espesor suficiente y no muy grande, así como una resistencia del material mayor. Se puede solucionar el problema de doblado de las placas colocándoles soportes o refuerzos por el lado corriente abajo. Sin embargo, esto complicaría el mecanismo del instrumento.

Otra alternativa es tener aspas de material relativamente flexible, lo que hace más resistente a la carga y las fatigas serían menores, pero en este caso, el aparato actuaría simplemente como una válvula de control.

Teniendo los datos adecuados, pueden calcularse las fatigas máximas y seleccionar los materiales más recomendables, de acuerdo con las tablas existentes para los diferentes materiales de uso comercial.

Se pueden hacer pruebas para diferentes cargas y colocando soportes o viendo la manera de reforzar las aspas. Después de eso se seleccionarían los materiales convenientes.

Tablas para distintos materiales:

En la literatura existen tablas que determinan las fatigas máximas que pueden soportar los materiales, a saber:

Resistencia de los metales  
(Basada en valores de las gráficas o curvas ordinarias de deformación-esfuerzo)

Metal	Resistencia a la tracción, 1 000 Kg por cm <sup>2</sup>	Resistencia a la fluencia, 1 000 Kg por cm <sup>2</sup>	Alargamiento máximo, porcentaje	Reducción del área, porcentaje	Nº Brinell
Fundición (hierro)	1.36-4.22	0.36-2.61	0	0	100-300
Hierro forjado o dulce	3.16-3.66	1.75-2.46	35-25	55-30	100
Hierro puro comercializado, recocido	2.95	1.31	45	85	70
Laminado en caliente	3.37	2.11	30	75	90
Laminado en frío	7.63	6.67	.....	.....	250
Acero estructural, ordinario	3.51-4.57	2.11-2.81	16-30	.....	120
De aleación baja, alta resistencia	4.57-6.33	2.81-5.62	30-15	70-40	150
Acero SAE 1300, recocido	1.62	0.81	26	70	150
Templado por enfriamiento rápido por inmersión, recocido a 705° C.	7.63	3.62	24	65	200
Revenido a 540° C.	9.14	7.75	20	60	260
Revenido a 570° C.	14.66	12.65	14	45	400
Revenido a 205° C.	16.87	14.78	10	30	400
Acero, SAE 4340, recocido	5.62	3.16	25	70	170
Templado por enfriamiento rápido por inmersión, recocido a 705° C.	9.13	7.73	20	60	270
Revenido a 540° C.	13.36	11.05	14	50	395
Revenido a 570° C.	16.87	15.11	12	48	480
Revenido a 205° C.	20.39	19.20	10	44	580
Acero laminado en frío, SAE 1132	3.09	3.34	18	45	160
Acero inoxidable, 18-8	5.97-6.68	2.11-2.46	60-55	75-65	145-160
Piezas fundidas de acero, tratadas térmicamente	4.22-6.73	2.11-6.34	33-14	65-20	120-250
Aluminio, puro, laminado	0.91-1.59	0.35-1.47	35-3	.....	25-44
Aleaciones de aluminio y cobre, fundidas	1.33-1.61	0.81-1.12	4-0	.....	30-80
Fundidas, tratadas térmicamente	2.11-4.22	0.70-3.51	33-15	.....	50-120
Aluminio, fundido a presión	2.11	.....	2	.....	.....
Aleación de aluminio, 17ST	3.93	2.29	26	39	100
Aleación de aluminio, 30ST	3.37	2.81	20	35	105
Cobre, recocido	2.25	0.35	58	73	45
Cobre, recocido duro	4.78	4.22	4	55	100
Latón, diversos	2.81-3.43	0.56-5.62	60-3	.....	50-170
Bronce forjado	2.81-9.14	.....	35-5	.....	50-200
Bronce Tubit, laminado	4.43	2.06	40	52	130
Aleaciones de magnesio, diversas	1.17-5.16	0.77-2.11	17-0.5	.....	47-78
Metal Monel, 50 Ni, 50 Cu	7.03	3.51	35	.....	170

Resistencia de la fundición a la compresión, 5 600 a 10 300 Kg/cm<sup>2</sup>.  
Resistencia de todos los metales a la fluencia por compresión, excepto los trabajados en frío, = resistencia a la fluencia por tracción.

TABLA III.2

Constantes elásticas de los metales  
(Tomadas de las pruebas de R. W. Yose)

Metal	E	G	K	$\mu$
	Módulo de elasticidad (módulo de Young), $10^{10}$ Kg/cm <sup>2</sup>	Módulo de rigidez (módulo de elasticidad al esf. constante), $10^{10}$ Kg/cm <sup>2</sup>	Módulo de elasticidad volumétrica, $10^{10}$ Kg/cm <sup>2</sup>	Módulo o constante de Poisson
Acero fundido . . . . .	2.00	0.794	1.42	0.363
Acero laminado en frío . . . . .	2.07	0.808	1.62	0.297
Acero inoxidable 18-8 . . . . .	1.91	0.743	1.66	0.303
Todos los demás aceros, incluyendo el de alto contenido de carbono, tratado térmicamente . . . . .	2.01-2.11	0.773-0.836	1.59-1.68	0.281-0.292
Fundición (hierro) . . . . .	0.919-1.47	0.363-0.576	0.590-1.009	0.211-0.399
Hierro maleable . . . . .	1.76	0.63	1.209	0.271
Cobalt . . . . .	1.09	0.407	1.258	0.353
Latón, 70-30 . . . . .	1.11	0.421	1.104	0.331
Latón fundido . . . . .	1.02	0.372	1.18	0.357
Bronce Tobin . . . . .	0.970	0.358	1.14	0.359
Bronce fosforado . . . . .	1.11	0.415	1.25	0.350
Alaciones de aluminio, diversas . . . . .	0.696-0.723	0.260-0.273	0.676-0.717	0.330-0.331
Metal Monel . . . . .	1.74	0.660	1.58	0.315
Inconel . . . . .	2.18	0.773		
Níquel-Z . . . . .	2.11	0.773		
Cobre al beril . . . . .	1.19	0.492		
Elektron (aleación de magnesio) . . . . .	0.143	0.176	0.337	0.201

TABLA III. 3

CAPITULO IV

FLUJO DE FLUIDOS

#### IV.- FLUJO DE FLUIDOS:

##### IV.O GENERALIDADES

Desde las más remotas épocas, el hombre se ha preocupado por el manejo y almacenamiento de los fluidos. Así se tiene que desde tiempos inmemoriales se tenían ductos en los cuáles se transportaban fluidos, los cuáles generalmente eran troncos huecos, más tarde fueron hechos de secciones de madera o mampostería.

El desarrollo tecnológico dió origen a las tuberías metálicas que conocemos actualmente, lo cual permitió homogeneidad en las dimensiones de tuberías y accesorios. La conducta de los fluidos es importante, debido a que constituye uno de los fundamentos para el estudio de las operaciones unitarias.

El manejo de fluidos es más simple, más barato y menos problemático que el manejo de sólidos, por lo que se trata de manejar todo, hasta donde sea posible, en forma de líquidos, soluciones, suspensiones o gases.

Fluido es una sustancia que se caracteriza por la facilidad con la cual sus partes constituyentes son capaces de moverse libremente; por lo cual la sustancia no tiene forma propia, sino que toma la forma del recipiente que la contiene.

Todas las sustancias toman el estado de fluido a una temperatura lo suficientemente alta, siempre y cuando no se des-

compongan. Casi todas tienen dos estados fluidos: el líquido y el gaseoso. En el estado gaseoso las partículas que lo forman están completamente separadas, de tal manera que el gas no tiene ni volumen ni forma definida.

La propiedad de fluir o cambiar de forma bajo presión, es la característica general de todos los fluidos, por lo cual la dinámica de fluidos comprende la aerodinámica y la hidrodinámica. También se ha encontrado que un polvo seco como la arena, sigue las principales leyes de los fluidos si se mantiene en un estado de vibración.

#### IV.1 NATURALEZA DE UN FLUIDO

Así también un fluido puede definirse como una sustancia que no resiste permanentemente una distorsión. Un intento de cambiar la forma de una masa de fluido dará lugar a un deslizamiento de las capas del mismo, unas sobre otras, hasta que se alcanza una nueva forma. Durante este cambio existirán esfuerzos cortantes, la magnitud de los cuáles depende de la viscosidad del fluido y velocidad de deslizamiento, pero cuando se alcanza la forma final, todos los efectos cortantes habrán desaparecido. Un fluido en equilibrio está libre de efectos cortantes. Se observará que esta definición cubre tanto los líquidos como los gases. Es importante observar que a lo largo de este estudio la palabra "fluido" siempre se utilizará para

incluir expresamente ambas clases, líquidos y gases.

A una temperatura y presión dadas, un fluido posee una densidad definida. Aunque la densidad de un fluido depende de la presión y de la temperatura, en el caso de líquido, la densidad no es afectada apreciablemente por cambios moderados de presión; en el caso de gases, la densidad es afectada apreciablemente tanto por la presión como por la temperatura. Si un fluido es afectado inapreciablemente por cambios de presión, se dice que es incompresible. La densidad de un líquido puede, sin embargo, cambiar considerablemente si existen variaciones extremas en la temperatura. Los gases, sujetos a alteraciones que representen un pequeño porcentaje en la presión y en la temperatura, cambian tan poco en su densidad, que pueden considerarse como incompresibles, y el cambio de densidad puede despreciarse sin grandes errores.

La ciencia de la mecánica de los fluidos incluye dos ramas que son importantes en el estudio de las operaciones unitarias: estática y dinámica de los fluidos. La estática de los fluidos, trata de los fluidos que permanecen en estado de equilibrio; la fluidomecánica trata de los fluidos bajo condiciones en que unas partes están en movimiento relativo con respecto a otras.

#### IV.2 FLUIDO ESTÁTICA

En una columna estacionaria de fluido estático, la presión en cualquier punto es la misma en todas direcciones. La -



presión también será constante en cualquier sección transversal, paralela a la superficie de la tierra, pero variará con la altura.

Consideremos la columna de la figura IV.1 y supongamos que se puede aplicar una presión al depósito A, que hace que la columna líquida permanezca a cualquier altura que se desee. Supongamos que la sección recta de la columna es S, uniforme desde el fondo hasta la parte superior. En este caso, la fuerza total  $X_2$  es la presión P. multiplicada por el área S, más el peso de la columna de fluido comprendida entre  $X_1$  y  $X_2$ .

Por tanto:

$$P_2 S = P_1 S + h_1 \rho S g/g_c \quad (\text{IV.1})$$

Para convertir las presiones en kilogramos (fuerza) por unidad de área, es necesario únicamente dividir por S. Puesto que  $g/g_c = 1.00$  se obtiene:

$$P_2 = P_1 + h_1 \rho \quad (\text{IV.2})$$

En la misma forma.

$$P_3 = P_2 + (h_2 - h_1) \rho \quad \text{ó} \quad P_3 = P_1 + h_2 \rho \quad (\text{IV.3})$$

Por tanto, la diferencia de presión en un fluido entre dos puntos cualesquiera, puede medirse por la distancia vertical entre estos puntos, multiplicada por la densidad del fluido, o haciendo:  $\Delta X = X_1 - X_n$

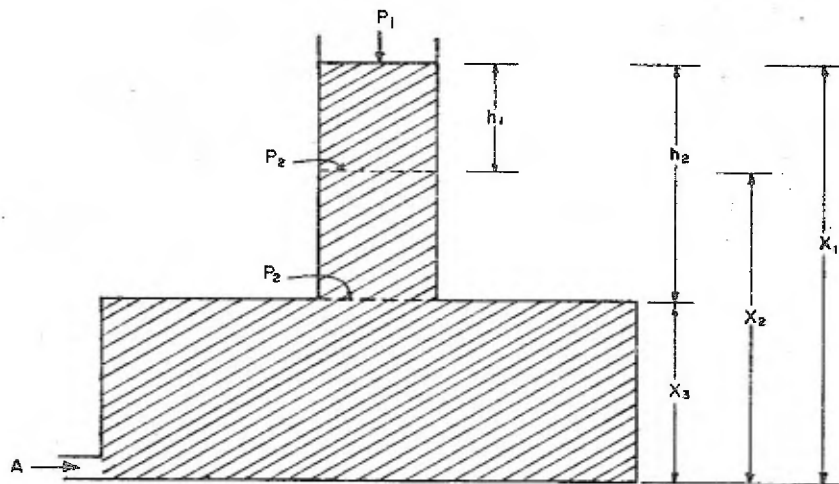


FIG.-IV-1, PRESION HIDROSTATICA .

$$P_n = P_1 + \rho \Delta x \quad (\text{IV.4})$$

No es necesario que la columna vertical de fluido sea de sección recta uniforme.

Si la densidad de fluido variase con las variaciones de presión habría que utilizar una densidad media. Afortunadamente, los líquidos son completamente incompresibles dentro de la precisión de los cálculos de ingeniería; ésto es aproximado para los gases (es obvio que los gases son fácilmente compresibles).

#### IV.3 MECANISMOS DEL FLUJO DE FLUIDOS

Cuando se mueve un fluido en un ducto cerrado de cualquier sección recta, puede presentarse según las condiciones - cualquiera de los dos tipos de flujo diferentes que existen. - Estas dos formas se visualizan mucho más fácilmente refiriéndonos al experimento clásico, efectuado primeramente por Osborne Reynolds en 1883. En el experimento de Reynolds, se conecta un tubo de vidrio con un depósito de agua de tal forma que la velocidad del agua que fluye a lo largo del tubo pueda variarse. En el extremo por el que entra la corriente, se instala una tobera por la que se introduce en la masa del agua, una fina corriente de agua coloreada. El aparato se representa en esquema, en la Fig. IV.2.

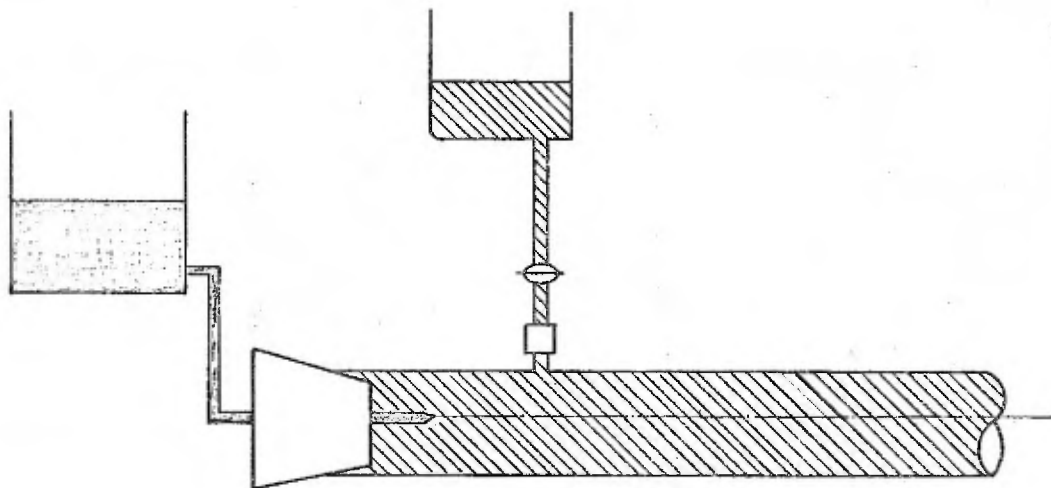


FIG. IX - 2 EXPERIMENTO DE REYNOLDS

Reynolds encontró que cuando la velocidad del agua era baja, el trazo de líquido coloreado se mantenía como tal a todo lo largo del tubo. Colocando varios de éstos chorros en diferentes puntos de la sección recta del tubo, se puede observar que en ninguna parte del tubo existe mezcla del líquido coloreado con el agua, y que aquél fluye en capas paralelas.

A medida que se incrementa la velocidad del agua, se encuentra que a una velocidad determinada el chorro coloreado desaparece y que la masa total del agua se colorea uniformemente; en otras palabras, las partículas individuales del líquido, en lugar de moverse en una forma ordenada y paralelas al eje longitudinal del tubo, lo hacen de una forma errática mezclándose completamente.

Estas dos formas de movimiento de los fluidos se conocen como flujo laminar o viscoso y flujo turbulento, respectivamente. La velocidad a la cual el flujo cambia de una a otra forma se conoce con el nombre de velocidad crítica.

#### IV.4 FENOMENOS DE FLUJO DE FLUIDOS

El comportamiento de un fluido fluyendo depende fuertemente del hecho de que éste fluido esté bajo la influencia de fronteras sólidas. Un fluido en movimiento sin influencias de las paredes sólidas estacionarias no estará sujeto a esfuerzos ni tampoco existirán esfuerzos dentro de él. El flujo de fluidos

incompresibles sin esfuerzo, es llamado flujo potencial y está totalmente definido por los principios de la Mecánica Newtoniana y de la conservación de la materia. Dos características importantes del flujo potencial son:

- 1) No se pueden formar recirculaciones ni dentro de la corriente, de tal forma que a este flujo también se le da el nombre de flujo irrotacional.
- 2) No puede desarrollar fricción y por lo tanto no hay disipación de energía mecánica en calor.

El flujo potencial puede existir a distancias no muy lejanas de las fronteras sólidas.

Un principio fundamental de la mecánica de fluidos, establecido originalmente por Prandtl en 1904 es que el efecto de las fronteras sólidas sólo se manifiesta en una capa de fluido cercana a las paredes sólidas con excepción de los fluidos moviéndose a velocidades bajas o que posean viscosidades altas. A ésta capa se le llama capa frontera y los esfuerzos cortantes y sus fuerzas resultantes están limitadas a ésta parte del fluido. Fuera de ésta capa existe flujo potencial. En algunas situaciones, la capa frontera puede ser despreciada y en otras, tales como flujo a través de tuberías, ésta capa llena totalmente el lecho y no existe flujo potencial. La mayoría de los procesos se pueden estudiar de mejor manera considerando la corriente en dos partes,

la capa frontera y el resto del fluido.

Dentro de la corriente de un fluido incompresible, bajo la influencia de paredes sólidas, aparecen cuatro importantes efectos:

- 1) El apareamiento de los campos de gradiente de velocidad y el de esfuerzos cortantes.
- 2) La aparición de turbulencia.
- 3) La formación y crecimiento de capas frontera.
- 4) La separación de las capas frontera con el contacto de una pared sólida.

En el flujo de fluidos compresibles a través de paredes sólidas se presentan efectos adicionales debidos a los cambios significativos de densidad que son característicos de estos fluidos.

#### IV.5 CAMPO DE VELOCIDAD

Cuando una corriente de fluido esta fluyendo a través de paredes sólidas, el fluido se adhiere al sólido en la interfase entre el fluido y el sólido. La adhesión es un resultado de los campos de fuerzas en la pared, los cuales son también responsables por la tensión interfacial entre sólido y fluido. Por lo tanto, si la pared está en reposo en los ejes de referencia escogidos para el sistema, la velocidad de fluido en la interfase será cero. Ya que las distancias desde la

pared son finitas, deberá haber variaciones de velocidad de punto a punto en la corriente, por lo que la velocidad en cualquier punto será función de la coordenadas en el espacio de ese punto, y existirá un campo de velocidad en el espacio ocupado por el fluido. La velocidad en un punto dado, puede también variar con el tiempo. Cuando la velocidad en cada punto es constante, el campo no varía con el tiempo y se dice que el flujo es estable.

#### IV.6 FLUJO UNIDIMENSIONAL

La velocidad es un vector y en general la velocidad en un punto determinado tiene tres componentes, uno para cada coordenada. En muchas situaciones simples todos los vectores de velocidad en el campo son paralelos o prácticamente paralelos y sólo se requiere un componente de la velocidad el cual puede ser considerado como escalar. Esta situación, la cual es más simple que el campo vectorial general, es a lo que se le llama flujo unidimensional. Ejemplos de este flujo son: el flujo a través de conductos cerrados y a través de placas paralelas al flujo.

#### IV.7 FLUJO LAMINAR

A bajas velocidades, los fluidos tienden a fluir sin mezclarse lateralmente y las capas adyacentes se resbalan una sobre otra. No existen contracorrientes ni eddies. Este régimen es llamado flujo laminar. A velocidades más altas aparece la turbulencia y se forman los eddies lo cual causa un mezclado lateral.



#### IV.8 GRADIENTE DE VELOCIDAD Y VELOCIDAD DE LOS CAMPOS DE ESFUERZOS CORTANTES

Consideremos el flujo laminar unidimensional de un fluido incompresible a lo largo de una superficie plana y sólida. La figura IV.3(a) muestra el perfil de velocidades para esta corriente. La abscisa  $u$  es la velocidad y la ordenada  $y$  es la distancia medida perpendicularmente a partir de la pared y por lo tanto a ángulos rectos con la dirección de la velocidad. A  $y=0$ ,  $u=0$  y  $u$  aumenta con la distancia a partir de la pared; pero a una velocidad decreciente. Poniendo atención en dos planos adyacentes, el plano A y el B localizados a una distancia  $\Delta y$  uno del otro. Si las velocidades en los planos mencionados son  $U_A$  y  $U_B$  respectivamente y suponiendo que  $U_B > U_A$ , llamemos  $\Delta U = U_B - U_A$ . Definamos el gradiente de velocidad:  $Y_A$ , como sigue:

$$\text{Gradiente de velocidad} = \frac{du}{dy} = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta u}{\Delta y} \quad (\text{IV.5})$$

El gradiente de velocidad es claramente el recíproco de la pendiente del perfil de velocidad de la figura IV.3(a). Ya que el gradiente es una función de la posición en la corriente, como se muestra en la figura IV.3(b), el gradiente también define un campo. Supongamos que  $X$  es la distancia medida paralelamente al flujo. Entonces, por definición de velocidad,

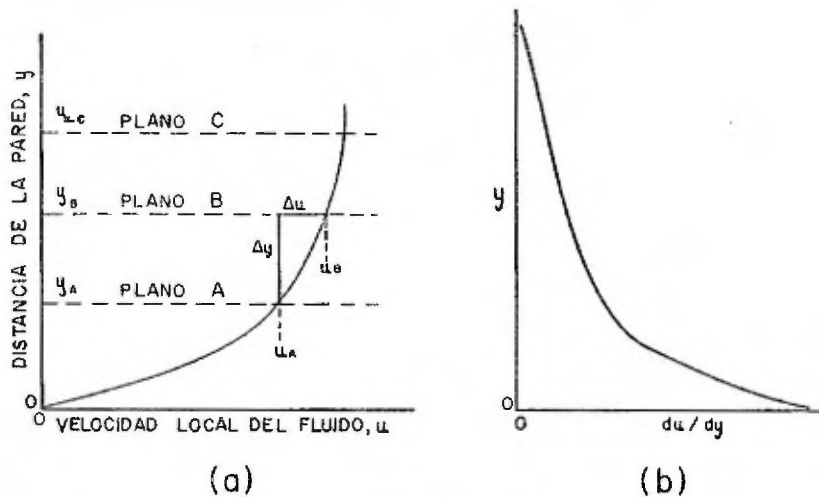


FIG. IV-3 PERFILES DE VELOCIDAD Y DE GRADIENTE DE VELOCIDAD EN FLUJO LAMINAR, (a) VELOCIDAD (b) GRADIENTE DE VELOCIDAD.

$$\frac{du}{dy} = \frac{d(dx/dt)}{dy} = \frac{d(dx/dy)}{dt} \quad (IV.6)$$

La cantidad  $dx/dy$  es el esfuerzo cortante en el plano B. La ecuación (IV.6) muestra que el gradiente puede ser considerado como la velocidad del esfuerzo cortante. De la ecuación (IV.6) es claro que cuando el esfuerzo cortante desaparece ( $dx = 0$ ), el gradiente desaparece también.

#### IV.9 FLUIDOS NEWTONIANOS Y NO-NEWTONIANOS

El hecho de que en cada punto de un fluido fluyendo existen tanto una velocidad de corte y un esfuerzo cortante, sugiere que estas cantidades pueden ser relacionadas, y de hecho lo son; la ciencia de la reología estudia su aparejamiento y las complejas relaciones entre ellos.

La figura IV.4 muestra varios ejemplos del comportamiento reológico de los fluidos. Las curvas resultaron de graficar velocidad de corte Vs. esfuerzo cortante y se aplican a temperatura y presión constante. El comportamiento más simple es el mostrado en la curva A, la cual es una línea recta que pasa por el origen. Los fluidos que siguen esta linealidad son llamados fluidos Newtonianos. Son fluidos Newtonianos los gases, las soluciones verdaderas y los líquidos no coloidales. Las otras curvas mostradas en la figura IV.4, representan el comportamien-

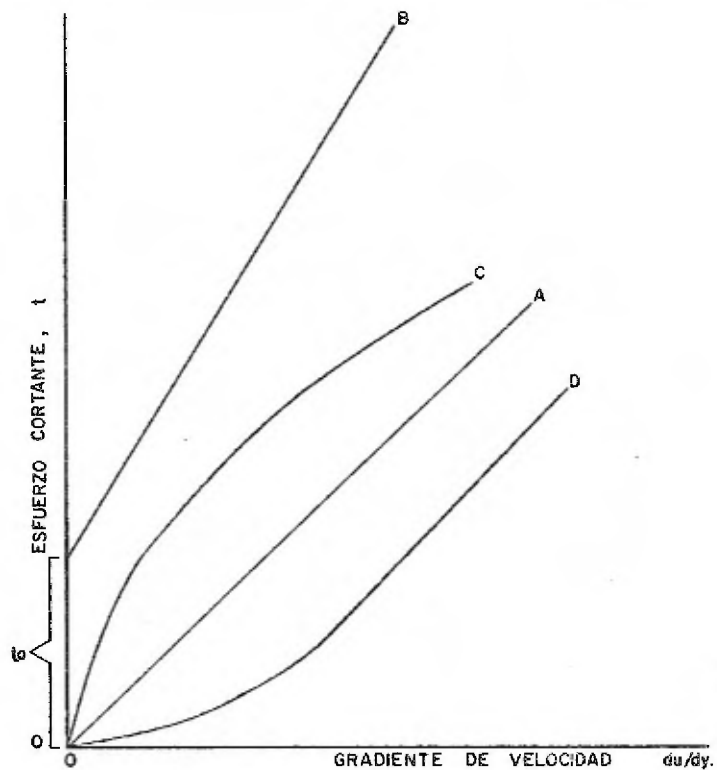


FIG. IV-4.- ESFUERZO CORTANTE VS. GRADIENTE DE VELOCIDAD PARA FLUIDOS NEWTONIANOS Y NO-NEWTONIANOS.

to reológico de líquidos No-Newtonianos. Algunos líquidos como los lodos de desecho, no fluyen hasta que se alcanza un esfuerzo cortante determinado, llamado  $\tau_0$  y entonces fluyen linealmente con esfuerzos cortantes mayores que  $\tau_0$ . La curva B es un ejemplo de esta relación. Los fluidos que actúan de esta manera son llamados plásticos Bingham. La línea C representa un fluido pseudo-plástico. La curva pasa por el origen, es cóncava hacia abajo a bajos esfuerzos y se convierte en lineal a altos esfuerzos. El látex del hule es un ejemplo de este fluido. La curva D representa a un fluido dilatante. Esta curva es cóncava hacia arriba a bajos esfuerzos y se vuelve lineal a altos esfuerzos. Algunas emulsiones hechas con arena muestran éste comportamiento. Las sustancias, pseudo-plásticas son llamadas también "adelgazadores de la velocidad de corte" y a las sustancias "dilatantes" engrosadoras de la velocidad de corte.

#### IV.10 FLUJO DEPENDIENTE DEL TIEMPO

Ninguna de las curvas de la figura IV.4 depende de la historia del fluido y una muestra dada de material muestra el mismo comportamiento sin importar el tiempo en que se haya estado aplicando el esfuerzo cortante. Este no es el caso de algunos fluidos no-newtonianos cuyas curvas de esfuerzo vs. velocidad de corte dependen de cuánto tiempo haya estado activo el esfuerzo cortante. Los líquidos tixotrópicos se rompen bajo -

un esfuerzo cortante continuado y si se mezclan producen menores esfuerzos cortantes para una misma velocidad de corte. Las sustancias reopécticas se comportan de una forma contraria y el esfuerzo cortante a una velocidad de corte constante aumenta con el tiempo. Normalmente con reposo se recuperan las estructuras originales.

#### IV.11 VISCOSIDAD

En un fluido newtoniano la velocidad de corte obviamente es proporcional al esfuerzo cortante. La constante de proporcionalidad es llamada viscosidad y se define por la ecuación:

$$\tau_v = \frac{\mu}{g_c} \frac{du}{dy}$$

$\mu$  es viscosidad absoluta y su fórmula dimensional es la siguiente:

$$[\mu] = ML^{-1} t^{-1}$$

La unidad de la viscosidad absoluta es el poise, definido como 1 g/cm . seg.

#### IV.12 TURBULENCIA

La diferencia entre flujo laminar y turbulento fue demostrada por Osborne Reynolds con su experimento mencionado en páginas anteriores.

Debido a su importancia, en muchas ramas de la ingeniería, el flujo turbulento ha sido extensamente estudiado.

La turbulencia puede ser generada en otras formas y no solamente por el flujo a través de tubería. En general ésta puede resultar ya sea por contacto de la corriente fluyendo contra barreras sólidas o por contacto entre dos capas de fluido moviéndose a velocidades diferentes. La primera clase de turbulencia es la llamada turbulencia de pared y la segunda turbulencia libre. La turbulencia de pared aparece cuando el fluido fluye a través de canales cerrados o abiertos o pasa a través de barreras sólidas sumergidas en la corriente. La turbulencia libre aparece por el flujo de un chorro a través de una masa de fluido estático o cuando una capa frontera se separa de una pared y fluye a través de la masa de fluido. La turbulencia libre es especialmente importante en el mezclado.

El flujo turbulento consiste en una masa de eddies de varios tamaños coexistiendo en la corriente. Continuamente se forman eddies grandes, los cuales se rompen para formar pequeños eddies, los cuáles a su vez forman eddies aún más pequeños, los cuales finalmente desaparecen. A un tiempo dado y en un volumen dado existe un amplio espectro de dimensiones de eddies.

Las dimensiones del eddy más grande son comparables con la dimensión más pequeña de la corriente turbulenta; el diámetro de los eddies más pequeños es de aproximadamente 1 mm. Los

eddies más pequeños son destruidos rápidamente por el esfuerzo viscoso. El flujo dentro de un eddy es laminar. Ya que los eddies más pequeños contienen aproximadamente  $10^{16}$  moléculas, todos los eddies son macroscópicos y por lo tanto el flujo turbulento no es un fenómeno molecular.

Cualquier eddy, posee una cantidad definida de energía mecánica. La energía de los eddies más grandes es suministrada por la energía potencial de la masa de flujo del fluido. Desde el punto de vista de energía, la turbulencia es un proceso de transferencia en el cual los eddies grandes formados a partir de la masa de fluido pasan energía de rotación a lo largo de series continuas de eddies más pequeños. La energía mecánica no se disipa apreciablemente en calor durante el rompimiento de los eddies; pero tal energía no está disponible para mantener presión o para vencer la resistencia del flujo. Esta energía mecánica es convertida finalmente en calor cuando los eddies más pequeños son destruidos por la acción viscosa.

#### IV.13 FLUJO EN CAPAS FRONTERA

Como un ejemplo específico de la formación de las capas frontera, consideremos el flujo de un fluido paralelo a una placa delgada, tal como se muestra en la figura IV.5. La velocidad del fluido corriente arriba del extremo de la placa es uniforme a través de la corriente entera de fluido. La ve-



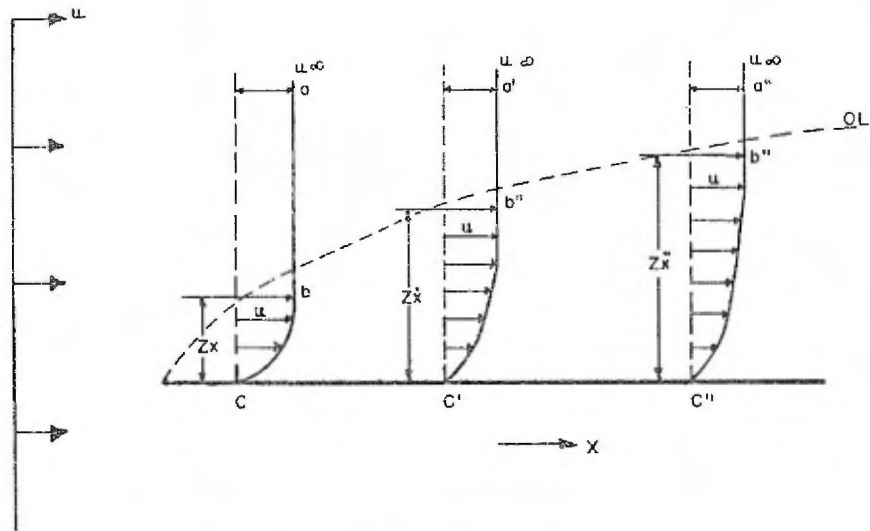


FIG.IV-5-CAPA FRONTERA DE PRANDTL.

$x$ — DISTANCIA DESDE EL EXTREMO DE LA PLACA.

$u_{\infty}$ — VELOCIDAD DE LA CORRIENTE SIN PERTURBACION.

$Z_x$ — ESPESOR DE LA CAPA FRONTERA DE LA DISTANCIA  $x$ .

$u$ — VELOCIDAD LOCAL.

$abc, abc', abc''$ — CURVAS DE VELOCIDAD VS. DISTANCIA DE LA PARED EN LOS PUNTOS  $c, c', c''$ .

QL— LIMETE EXTERIOR DE LA CAPA FRONTERA.

locidad aumenta con la distancia desde la placa, como se muestra en la figura IV.5. Cada una de estas curvas corresponde con un valor definido de  $x$ , la distancia desde el extremo de la placa.

Las curvas cambian su pendiente rápidamente cerca de la placa; también muestran que la velocidad local se acerca --- asintóticamente a la velocidad de la masa de la corriente de -- fluido.

En la figura IV.5 la línea punteada OL está dibujada de tal manera que los cambios de velocidad quedan dentro de esta línea y la pared. Debido a que las líneas de velocidad son asintóticas con respecto a la distancia de la pared, se supone, para localizar definitivamente la línea punteada, que la línea pasa a través de todos los puntos donde la velocidad es el 99% de la velocidad de la masa de fluido,  $u_{\infty}$ . La línea OL representa una superficie imaginaria la cual separa la corriente en dos partes: Una en la cual la velocidad del fluido es constante, y la otra en la cual la velocidad varía de cero en la pared hasta una velocidad sustancialmente igual a la del fluido sin perturbación. Esta superficie imaginaria separa el fluido el - cuál está directamente afectado por la placa y el fluido en el cual la velocidad local es constante e igual a la velocidad ini cial del fluido.

La zona o capa localizada entre la línea punteada y la placa constituye la capa frontera.

La formación y comportamiento de la capa frontera es importante no sólo para el flujo de fluidos sino también para la transferencia de calor y de masa.

#### IV.14 FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO EN CAPAS FRONTERA

La velocidad del fluido en la interfase sólido-fluido es cero y las velocidades cerca de la superficie del sólido son por necesidad, pequeñas. El flujo en esta parte de la capa frontera es, por lo tanto, laminar. Más lejos de la superficie, las velocidades del fluido, aunque menores a las del fluido que no ha tenido perturbación, pueden ser bastante altas y el flujo en esta parte de la capa frontera podrá llegar a ser turbulento. Entre la zona de flujo turbulento y la región de flujo laminar existe una zona de transición de carácter intermedio. Por lo tanto se considera que una capa frontera está formada por tres partes: una subcapa viscosa, una zona de transición y la zona turbulenta.

Cerca del extremo de la placa sumergida en un fluido de velocidad uniforme la capa frontera es delgada y casi todo el fluido en la capa frontera se está moviendo a baja velocidad. Bajo estas condiciones el flujo en la capa frontera es enteramente laminar. A medida que la capa frontera crece, a

distancias cada vez mayores del extremo de la placa, se alcanzará un punto en el cual aumenta la turbulencia. La aparición de turbulencia se caracteriza por un aumento rápido y repentino en el espesor de la capa frontera, tal como se muestra en la figura IV.6.

Cuando el flujo en la capa frontera es completamente laminar, el espesor  $Z_x$  de la capa aumenta con  $\sqrt{x}$ , donde  $x$  es la distancia desde el extremo de la placa. Durante un corto período de tiempo, después de que la turbulencia ha aparecido,  $Z_x$  aumenta con  $x^{1.5}$  y entonces, después de que la turbulencia ha aparecido totalmente aumenta con  $x^{0.8}$ .

La parte inicial completamente laminar de la capa frontera puede crecer hasta un espesor moderado de quizá --- 1/10 in., con aire o agua moviéndose a velocidades moderadas. Una vez que la turbulencia empieza, el espesor de la parte laminar de la capa frontera disminuye considerablemente, aunque no llega a hacerse cero.

Aún en una capa frontera altamente turbulenta habrá siempre una subcapa en la cual el flujo es laminar. La subcapa viscosa está separada de la zona altamente turbulenta por la zona de transición en la cual el flujo ni es completamente laminar ni completamente turbulento, pero fluctúa -- entre ellos. Con flujo totalmente turbulento de aire o agua

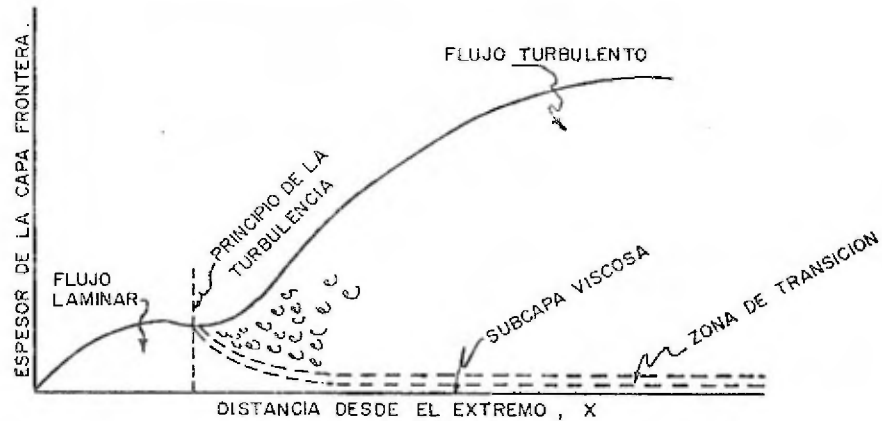


FIG. IV-6 DESARROLLO DE LA TURBULENCIA EN LA CAPA FRONTERA CON UNA PLACA PLANA.

la subcapa viscosa tendrá un espesor aproximado de 1/100 in.

#### IV.15 TRANSICION DE FLUJO LAMINAR A TURBULENTO

##### NUMERO DE REYNOLDS.

Los factores que determinan el punto en el cual una capa frontera muestra la primer señal de turbulencia están coordinados por el Número de Reynolds, el cual está definido por la ecuación

$$N_{Re} = \frac{L u \rho}{\mu} \quad (IV.7)$$

La longitud  $L$  es la longitud de la dimensión mas importante para el sistema y es escogida un poco arbitrariamente. En tuberías, se usa el diámetro; en flujo paralelo a lo largo de una placa, tal como en las figuras IV.5 y IV.6,  $L$  es  $x$ , la distancia desde el extremo de la placa medida en la dirección del flujo. El número de Reynolds se calcula para el total de la corriente, y no para un punto, aunque se usan a veces valores locales para determinar los dos propósitos. Cuando la velocidad varía para la corriente, se usa una velocidad promedio.

#### IV.16 ECUACIONES BASICAS

Los principios físicos más útiles en la mecánica de fluidos son el balance de materia o ecuación de continuidad; el balance de energía mecánica; y el balance de momentum.

## IV.17 BALANCE DE MATERIA

"La materia que entra al sistema de flujo tiene que ser igual a la que sale, ya que no hay ni acumulación ni formación".

Consideremos un balance de materia a través de un filamento por cuyas paredes no puede haber flujo, por lo que la cantidad de materia que entra durante un determinado lapso de tiempo es igual a la que sale. Consideremos el filamento de la figura IV.7. Permitamos que el fluido entre por el punto donde el área de la sección transversal es  $S_A$  y sale por el punto con área  $S_B$ . Supongamos que la velocidad y la densidad a la entrada son respectivamente  $U_A$  y  $\rho_A$  y los correspondientes valores a la salida son  $U_B$  y  $\rho_B$ . Supongamos que la densidad en una sección transversal simple es constante. Supongamos, también que el flujo a través del filamento no es viscoso ni flujo potencial. Entonces la velocidad  $U_A$  es constante a lo largo del área  $S_A$ , y la velocidad  $U_B$  es constante en el área  $S_B$ .

La masa de fluido que entra y sale del filamento en la unidad de tiempo es:

$$\dot{m} = \rho_A u_A S_A = \rho_B u_B S_B \quad (\text{IV.9})$$

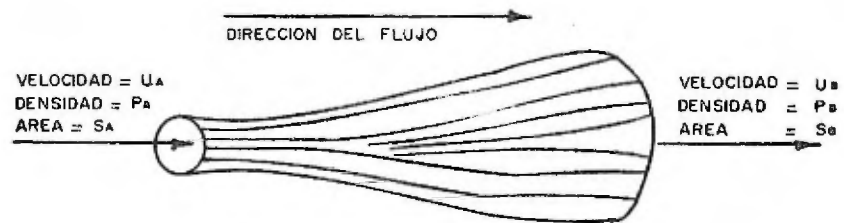


FIG. 87-7 CONTINUIDAD



donde  $\dot{m}$  es la velocidad de flujo en masa por unidad de tiempo. De esta ecuación se tiene:

$$\dot{m} = \rho uS = \text{cte} \quad (\text{IV } 9)$$

La ecuación (IV.9) es llamada ecuación de continuidad. Se aplica para fluidos compresibles e incompresibles, en este último caso,  $\rho_A = \rho_B = \rho$

#### IV.17.1 VELOCIDAD PROMEDIO

Si el flujo a través del filamento no es flujo potencial, pero cae totalmente o en parte dentro de una capa frontera en la cual existen fuerzas cortantes, la velocidad  $u$  variará de punto a punto en el área  $S_A$  y  $U_B$  variará de punto a punto en el área  $S_B$ . Entonces es necesario distinguir entre la velocidad local y la promedio.

El flujo de masa a través de un área diferencial en la sección transversal del filamento será:

$$d\dot{m} = \rho u dS \quad (\text{IV.10})$$

y el flujo total de masa a través del total del área seccional será:

$$\dot{m} = \rho \int_S u dS \quad (\text{IV.11})$$

La integral  $\int_S$  significa que la integración cubre el área S.

La velocidad promedio  $\bar{V}$  del total de la corriente fluyendo a través del área S está definida por:

$$\bar{V} \equiv \frac{\dot{m}}{\rho S} = \frac{1}{S} \int_S u ds \quad (\text{IV.12})$$

Comparando las ecuaciones IV.9 y 12 se puede observar que  $\bar{V}$  y  $u$  son iguales solo cuando la velocidad local es la misma para todos los puntos del área S.

La ecuación de continuidad para flujo a través de su filamento finito en el cual la velocidad varíe dentro de la sección transversal será:

$$\dot{m} = \rho_A \bar{V}_A S_A = \rho_B \bar{V}_B S_B = \rho \bar{V} S \quad (\text{IV.13})$$

Para el caso especial de flujo a través de canales de sección transversal circular:

$$\dot{m} = \frac{1}{4} \pi D_a^2 \rho_a \bar{V}_a = \frac{1}{4} \pi D_b^2 \rho_b \bar{V}_b \quad (\text{IV.14})$$

de donde:

$$\frac{\rho_a \bar{V}_a}{\rho_b \bar{V}_b} = \left( \frac{D_b}{D_a} \right)^2 \quad (\text{IV.15})$$

donde  $D_a$  y  $D_b$  son los diámetros del canal en el extremo de entrada y en el de salida respectivamente.

#### IV.17.2 MASA VELOCIDAD

La ecuación (IV.12) puede ser escrita de la siguiente forma:

$$\bar{V}_p = \frac{m}{S} \equiv G \quad (\text{IV.16})$$

Esta ecuación define a la masa velocidad  $G$ , calculada dividiendo el flujo de materia entre la sección transversal del canal. La ventaja de usar la masa velocidad es que es independiente de la temperatura y presión. La masa velocidad  $G$  puede ser descrita también como la densidad de la corriente de materia o del flux de masa, donde flux está definido como cualquier cantidad que pasa a través de la unidad de área en la unidad de tiempo.

#### IV.17.3 BALANCE DE ENERGIA MECANICA EN FLUJO POTENCIAL: ECUACION DE BERNOULLI

La ecuación de Bernoulli sin fricciones, puede ser derivada aplicando la segunda ley del movimiento de Newton de un fluido en flujo potencial. La ecuación resultante es una forma especial de balance de energía, en la cual sólo aparecen los términos de energía mecánica.

Consideremos un elemento de volumen del fluido que esta fluyendo a lo largo de un filamento de sección

transversal constante en flujo potencial estable, tal como se muestra en la figura IV.8. Supongamos que la sección transversal del filamento sea  $\Delta S$ , la densidad promedio del fluido en el filamento  $\bar{\rho}$ , la presión y la velocidad del fluido en el extremo de entrada  $p$  y  $u$  respectivamente y la presión y la velocidad en el extremo de salida  $p + \Delta p$  y  $u + \Delta u$  respectivamente.

Supongamos que el eje del filamento está inclinado hacia arriba a un ángulo  $\beta$  con la vertical. Ya que el flujo es el régimen potencial, todas las partes del fluido que se están moviendo a través de cualquier sección transversal del filamento tienen la misma velocidad. Supongamos que  $\Delta L$  sea la longitud del elemento de volumen y llamemos  $\Delta t$  al tiempo requerido por el elemento de volumen del fluido para moverse a través de su propia longitud  $\Delta L$ .

Consideremos ahora las fuerzas que actúan en el elemento considerando la masa del fluido en el elemento como un cuerpo libre. Ninguna fuerza efectiva en la dirección del flujo está actuando en la superficie cilíndrica del filamento, porque las fuerzas de presión en esta superficie son perpendiculares a la dirección del flujo y debido que lo suponemos así, no existen fuerzas cortantes. Las fuerzas que actúan para acelerar o retardar al flujo son:

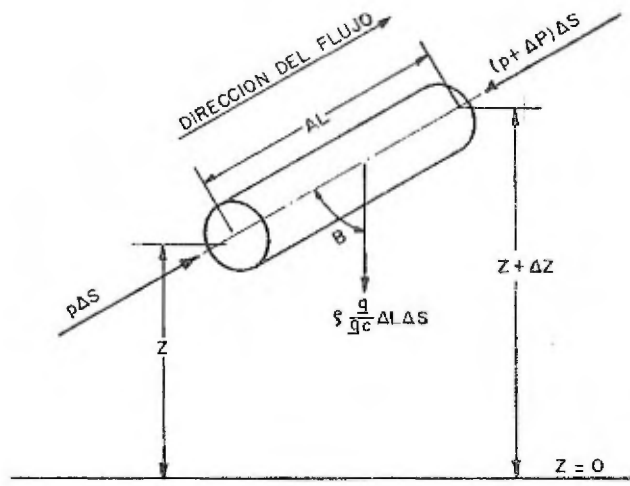


FIG. IV - 8 FUERZAS QUE ACTUAN EN UN ELEMENTO DE VOLUMEN DE UN FILAMENTO.

- 1) Fuerza  $p \Delta S$  en la dirección del flujo.
- 2) Fuerza  $(p + \Delta p) \Delta S$  opuesta al flujo.
- 3) El componente de la fuerza de gravedad en la dirección del eje del elemento de volumen oponiéndose al flujo. En este caso la gravedad se opone al movimiento porque el flujo es hacia arriba. Si el flujo fuera hacia abajo, la gravedad favorecería al flujo, y en este caso el signo de la cantidad  $\cos \beta$  sería el contrario y la ecuación final no cambiaría.

La fuerza de gravedad es el producto de la aceleración de la gravedad dividida entre la constante dimensional  $g_c$ .

La masa del elemento es  $\bar{\rho} \Delta S \Delta L$ , la fuerza de gravedad es  $\bar{\rho} \Delta S (g/g_c) \Delta L$ , y el componente de ésta fuerza a lo largo del eje del filamento será  $\bar{\rho} \Delta S (g/g_c) \cos \beta \Delta L$

La fuerza resultante en la dirección del flujo será:

$$p \Delta S - (p + \Delta p) \Delta S - \frac{\bar{\rho} g}{g_c} (\cos \beta) \Delta S \Delta L$$

Esta fuerza iguala la masa del elemento de volumen multiplicada por su aceleración dividida entre  $g_c$ :

$$p \Delta S - (p + \Delta p) \Delta S - \frac{\bar{\rho} g}{g_c} (\cos \beta) \Delta S \Delta L = (\bar{\rho} \Delta S \Delta L) \frac{\Delta u / \Delta t}{g_c} \quad (\text{IV.17})$$

Simplificando y dividiendo entre  $\bar{\rho} \Delta S \Delta L$  queda:

$$\frac{\Delta p}{\bar{\rho} \Delta L} + \frac{g}{g_c} \cos \beta + \frac{1}{g_c} \frac{\Delta u}{\Delta t} = 0 \quad (\text{IV.18})$$

Ya que  $\Delta S$  ha sido eliminada, la ecuación (IV.18) se aplica ahora a un elemento de un filamento. La ecuación puede ser modificada si consideramos que:

$$\cos \beta = \frac{\Delta Z}{\Delta L} \quad (\text{IV.19})$$

y que,

$$\frac{\Delta u}{\Delta t} = \frac{\Delta L}{\Delta t} \frac{\Delta u}{\Delta L} = u \frac{\Delta u}{\Delta L} \quad (\text{IV.20})$$

Sustituyendo las ecuaciones (IV.19 y IV.20) en la (IV.18) nos queda:

$$\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\Delta p}{\Delta L} + \frac{g}{g_c} \frac{\Delta Z}{\Delta L} + \frac{1}{g_c} \frac{\Delta u}{\Delta L} u = 0 \quad (\text{IV.21})$$

Ahora si tomamos el límite de todos los términos en la ecuación (IV.21) cuando  $\Delta L$  tiende a cero, entonces  $\bar{\rho}$  se hace  $\rho$ , el valor local de la densidad en un punto del elemento del filamento.

También, las relaciones de los incrementos de presión, elevación y velocidad, se transforman con el incremento de longitud

en el correspondiente coeficiente diferencial y la ecuación (IV.21) queda:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dL} + \frac{g}{g_c} \frac{dz}{dL} + \frac{1}{g_c} \frac{d(\frac{1}{2} u^2)}{dL} = 0 \quad (\text{IV.22})$$

La ecuación (IV.22) es la ecuación de Bernoulli - para un punto del flujo potencial a lo largo de un elemento - de un filamento. La forma diferencial de esta ecuación es:

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{g}{g_c} dz + \frac{1}{g_c} d(\frac{1}{2} u^2) = 0 \quad (\text{IV.23})$$

Para fluidos compresibles, donde la densidad  $\rho$  depende de la presión, la ecuación (IV.23) no puede ser integrada sin información adicional. Para fluidos incompresibles,  $\rho$  es constante y la ecuación (IV.23) puede integrarse -- para dar:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{g}{g_c} Z + \frac{u^2}{2g_c} = \text{cte} \quad (\text{IV.24})$$

donde Z es la altura desde un plano de referencia arbitrario. Entre dos puntos definidos de un elemento de un filamento, la ecuación (IV.24) puede ser escrita de la siguiente forma:

$$\frac{p_a}{\rho} + \frac{gz_a}{g_c} + \frac{u_a^2}{2g_c} = \frac{p_b}{\rho} + \frac{gz_b}{g_c} + \frac{u_b^2}{2g_c} \quad (\text{IV.25})$$



#### IV.17.4 DISCUSION DE LA ECUACION DE BERNOULLI

La ecuación (IV.25) es útil para fluidos incompresibles y establece que en ausencia de fricción, cuando se reduce la velocidad  $u$ , la altura  $Z$  o la presión  $p$ , ó ambas, deben aumentar. Cuando la velocidad aumenta, solo lo puede hacer a costa de  $Z$  ó  $p$ . Si existe un cambio en la altura, deberá existir un cambio ya sea en presión o en velocidad que lo compense. La interconvertibilidad de presión, altura y velocidad mostrada por la ecuación de Bernoulli se puede entender si se observa que todos los términos tienen las unidades  $\frac{\text{lb}}{\text{ft}} - \text{ft}/\text{lb}$ . Cada término representa un efecto de energía mecánica basado en una libra masa de fluido.

Los términos  $(g/g_c) Z$  y  $u^2/2 g_c$ , representan respectivamente a la energía mecánica potencial y a la energía mecánica cinética, de 1 lb. de fluido y el término  $p/\rho$  representa el trabajo mecánico realizado, por fuerzas externas a la corriente, en el fluido, empujándolo o bien el trabajo recuperado por el fluido al salir del filamento. Por estas razones la ecuación (IV.25) representa una aplicación especial del principio de conservación de la energía.

La ecuación de Bernoulli tiene un rango de validez más amplio de lo que implica su derivación.

Cuando se deriva, se aplica a un elemento de un filamento, pero ya que en un filamento con flujo potencial la velocidad en cualquier sección transversal es constante, la ecuación también se aplicará para este filamento. También, aunque en la derivación se supone que el filamento es recto y de sección transversal constante, el principio de la conservación de la energía permite extender la aplicación de la ecuación a flujo potencial en filamentos curvos de sección transversal variable. Si el filamento es curvo, la dirección de la velocidad cambia y el valor escalar de ésta y no el vectorial será, el que se use en la ecuación.

Finalmente, mediante el uso de factores de corrección, la ecuación puede ser modificada para que se aplique a flujo en capas frontera, donde las variaciones de velocidad dentro de la sección transversal son notables y donde también son efectivos los efectos de la fricción. Estos factores de corrección se discuten a continuación:

#### IV.17.5 CORRECCION POR EFECTOS DE LAS PAREDES

La mayoría de los problemas de ingeniería incluyen corrientes que están influidas por paredes sólidas y por lo tanto contienen capas-frontera. Esto es especialmente cierto en el flujo de fluidos a través de tuberías y equipos, donde la corriente completa tiene flujo en capas-frontera.

Para que la ecuación de Bernoulli se aplique a éstas

situaciones prácticas, son necesarias dos modificaciones. La primera, normalmente de menor importancia, es una corrección del término de energía cinética por la variación de la velocidad local  $u$ , con respecto a su posición en la capa frontera; y la segunda, de gran importancia, es la corrección de la ecuación por la existencia de fricciones, las cuales aparecen siempre que se forma una capa frontera.

Asimismo, la utilidad de la ecuación de Bernoulli se completa, si se tiene en cuenta en ésta, el trabajo realizado por la bomba en el fluido.

#### IV.17.6 ENERGIA CINETICA DE LA CORRIENTE

El término  $u^2 / 2 g_c$  en la ecuación (IV.24) es la energía cinética de una libra de fluido, todo el cuál está fluyendo a la misma velocidad  $u$ . Cuando la velocidad varía en la sección transversal, la energía cinética se calcula de la siguiente manera. Consideremos un elemento de sección transversal  $dS$ . La velocidad de flujo a través de esta área será  $u \cdot dS$ . Cada libra de fluido fluyendo a través del área  $dS$  contiene energía cinética en una cantidad igual a  $u^2 / 2g_c$  lb - ft/lb, y el total de energía fluyendo a través del área mencionada será:

$$dE_k = (\rho u dS) \frac{u^2}{2g_c} = \frac{\rho u^3 dS}{2g_c} \quad (IV.26)$$

donde  $\dot{E}_k$  representa el flujo de energía cinética. El flujo total de energía cinética a través del área total  $S$  será, considerando que la densidad es constante dentro del área  $S$ .

$$\dot{E}_k = \frac{\rho}{2gc} \int_S u^3 dS \quad (IV.27)$$

El flujo total de masa está dado por las ecuaciones (IV.11 y IV.16) y la energía cinética por libra de fluido, que reemplaza al término  $u^2/2gc$  en la ecuación de Bernoulli, será:

$$\frac{\dot{E}_k}{\dot{m}} = \frac{1}{2gc} \frac{\int_S u^3 dS}{\int_S u dS} = \frac{1}{2gc} \frac{\int_S u^3 dS}{\bar{v} S} \quad (IV.28)$$

#### IV.17.7 FACTOR DE CORRECCION POR ENERGIA CINETICA

Es conveniente cambiar la integral de la ecuación (IV.28), por un factor que operando sobre el término  $\bar{u}^2/2gc$  nos de el valor correcto de la energía cinética, el cuál se calcula con la ecuación (IV.28). Este factor, llamado factor de corrección por Energía Cinética, se representa con  $\alpha$  y está definido por la siguiente ecuación:

$$\frac{\alpha \bar{v}^2}{2gc} \equiv \frac{\dot{E}_k}{\dot{m}} = \frac{\int_S u^3 dS}{2gc \bar{v} S} \quad (IV.29)$$

$$\alpha = \frac{\int_S u^3 dS}{\bar{v}^3 S}$$

Si se conoce  $\alpha$ , se puede utilizar la velocidad promedio para calcular la energía cinética a partir de la velocidad promedio usando  $\alpha \bar{V}^2 / 2 g_c$  en lugar de  $u^2 / 2 g_c$ . Para calcular el valor de  $\alpha$  a partir de la ecuación (IV.29), es necesario conocer la velocidad local como una función de la localización en la sección transversal, de tal forma que las integrales de la ecuación puedan ser evaluadas. Este mismo conocimiento de la distribución de velocidades es necesario para calcular el valor de  $\bar{V}$  a partir de la ecuación (IV.12).

#### IV.17.8 CORRECCION DE LA ECUACION DE BERNOULLI POR FRICCIONES

La fricción se manifiesta por la desaparición de la energía mecánica. En flujo con fricciones la cantidad

$$p/\rho + u^2/2g_c + g/g_c Z$$

no es constante a lo largo del elemento del filamento como lo muestra la ecuación (IV.24), ya que siempre disminuye en la dirección del flujo y, de acuerdo con el principio de la conservación de la energía, se generará una cantidad de calor -- equivalente a la pérdida de energía mecánica. La fricción puede definirse como la conversión de energía mecánica en calor en una corriente fluyendo. Para fluidos incomprensibles, la ecuación de Bernoulli se corrige por fricción añadiendo un término del lado derecho de la ecuación (IV.25). De tal forma que después de incorporar los factores de corrección por energía cinética  $\alpha_a$  y  $\alpha_b$  la ecuación (IV.25) queda:

$$\frac{p_a}{\rho} + \frac{gz_a}{g_c} + \frac{\alpha_a \bar{v}_a^2}{2g_c} = \frac{p_b}{\rho} + \frac{gz_b}{g_c} + \frac{\alpha_b \bar{v}_b^2}{2g_c} + h_f \quad (\text{IV.30})$$

Las unidades de  $h_f$  y las de los otros términos en la ecuación (IV.30) son energía por unidad de masa. El término  $h_f$  representa toda la fricción generada por unidad de masa de flujo, (y por lo tanto, toda la conversión de energía mecánica en calor) que tenga lugar entre las estaciones a y b. El término  $h_f$  difiere de todos los otros términos de la ecuación (IV.30) en dos aspectos.

- a) los términos mecánicos representan condiciones en lugares específicos, digamos la entrada y salida, mientras que  $h_f$  representa la pérdida de energía mecánica en todos los puntos entre las estaciones a y b.
- b) La fricción no es interconvertible con las cantidades de energía mecánica.

El signo  $h_f$  definido por la ecuación (IV.30) es siempre positivo y será cero en flujo potencial.

La fricción aparece en las capas frontera debido al trabajo efectuado por las fuerzas cortantes para mantener los gradientes de velocidad tanto en flujo laminar como turbulento y se convierte en calor debido a la acción viscosa.

#### IV.17.9 TRABAJO DE LA BOMBA EN LA ECUACION DE BERNOULLI

Se usan bombas en un sistema de flujo para aumentar la energía mecánica del fluido y mantener su flujo. Supongamos que se instala una bomba entre las estaciones a y b de la ecuación (IV 30). El trabajo efectuado por la bomba es -- un ejemplo de trabajo de flecha  $W_s$ . Por la convención de signos adoptada para el trabajo de flecha, el trabajo de una bomba será negativo y lo vamos a designar con  $W_p$ , por lo que:

$$W_p = - \frac{W_s}{m} \quad (IV.31)$$

Ya que la ecuación de Bernoulli es únicamente un balance de energía mecánica, se deberá tener en cuenta la fricción ocurrida dentro de la bomba. En una bomba no solo hay fricción debida al fluido sino también fricción mecánica en chumaceras, pistones y cajas de estoperos.

La energía mecánica suministrada por la bomba como trabajo de flecha negativo deberá ser disminuida por estas pérdidas por fricción para obtener la energía mecánica neta disponible en el fluido. Si llamamos  $h_{fp}$  a la fricción total en la bomba por libra de fluido, entonces el trabajo neto en el fluido será  $W_p - h_{fp}$ .

En la práctica en lugar de  $h_{fp}$  se usa la eficiencia de la bomba, representada por  $\eta$  y definida por la ecuación siguiente:

$$W_p - h_{fp} \equiv \eta W_p$$

$$\eta = \frac{W_p - h_{fp}}{W_p} \quad (IV.32)$$

La energía mecánica suministrada al fluido será entonces  $\eta W_p$ , donde  $\eta < 1$ . La ecuación (IV.30) corregida por trabajo de bomba será:

$$\frac{P_a}{\rho} + \frac{gz_a}{g_c} + \frac{\alpha_a \bar{v}_a^2}{2g_c} + \eta W_p = \frac{P_b}{\rho} + \frac{gz_b}{g_c} + \frac{\alpha_b \bar{v}_b^2}{2g_c} + h_f \quad (IV.33)$$

Esta ecuación es la ecuación final de trabajo para problemas de flujo de fluidos incompresibles.

#### IV.18 ECUACION DE MOMENTUM

La ley fundamental de la mecánica, la ley del movimiento, y una de las leyes básicas de la ingeniería, es la -- correlación de Newton del momentum y fuerza, la cuál puede ser expresada por la siguiente proporcionalidad

$$F \propto \frac{d(\mu)}{dt} \quad (IV.34)$$

La cantidad  $m$  es la masa del cuerpo,  $u$  es su velocidad lineal y  $F$  es la resultante de todas las fuerzas que actúan sobre el cuerpo. Al producto  $\mu$  se le llama momentum del cuerpo y la ley del movimiento de Newton establece



que la resultante o fuerza neta que actúa sobre un cuerpo pue  
de ser medida cuantitativamente por la velocidad de cambio --  
del momentum de ese cuerpo.

De la ecuación (IV.34) la fuerza total resultante -  
que actúa sobre una corriente fluyendo iguala la velocidad de  
aumento de momentum del fluido. De este hecho se puede derivi  
var la ecuación de momentum. Debido a que tanto la fuerza co  
mo el momentum son vectores, la ecuación se deriva en términos  
de un solo componente de la velocidad. Se podrá usar la mis-  
ma forma de ecuación para los otros componentes y la ecuación  
final para el caso tridimensional se podrá encontrar sumando  
vectorialmente las ecuaciones para los tres componentes.

Consideremos la corriente de fluido en régimen per-  
manente a través del filamento de la figura IV.9. Localice--  
mos nuestra atención en un elemento del filamento y suponga--  
mos que la sección transversal del elemento sea lo suficientete  
mente pequeña como para que las velocidades sean constantes -  
en la sección.

Llamemos a las velocidades de entrada y salida en  
las secciones respectivas del elemento  $V_a$  y  $V_b$  respectivamente  
te. Los componentes en la dirección de las X serán  $U_a$  y  $U_b$   
respectivamente. Si  $\Delta \dot{m}$  es el flujo a través del elemento  
y ya que el régimen es permanente,  $\Delta \dot{m}$  será constante en el  
elemento.

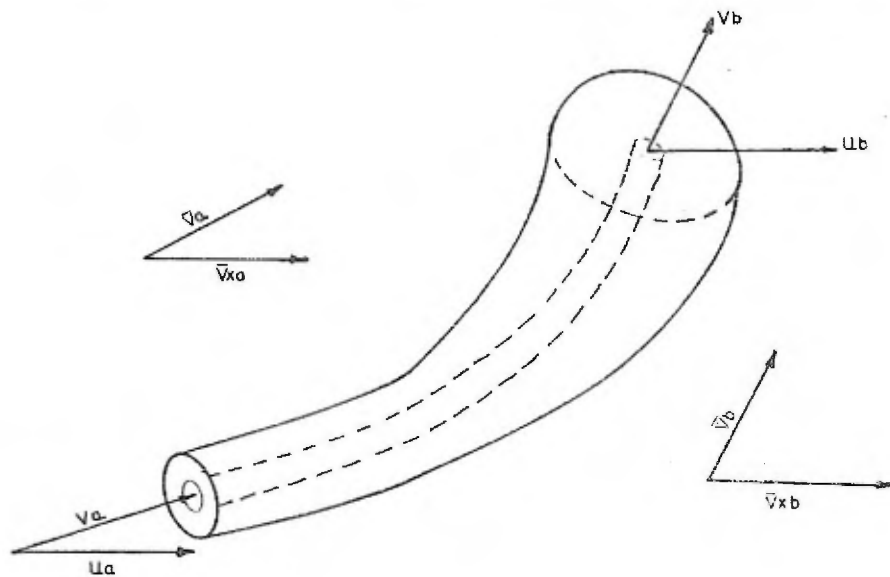


FIG. IV-9 ECUACION DE MOMENTUM PARA RÉGIMEN PERMANENTE.  $V$ ,  $V_x$ , VELOCIDADES TOTALES DE LA CORRIENTE.  $v$ ,  $u$ , VELOCIDADES LOCALES.

Consideremos ahora la velocidad de aumento de momentum en el fluido fluyendo a través del elemento en la dirección de las X. El momentum sale del elemento con una velocidad  $\Delta \dot{m} u_b$  y entra a la sección a una velocidad  $\Delta \dot{m} u_a$ . La velocidad de aumento del momentum X será  $\Delta \dot{m} (u_b - u_a)$ , y ésta iguala a la fuerza resultante en la dirección de las X, actuando en el fluido del elemento y la cual será  $\Delta F_x$ .

$$\Delta F_x \cdot g_c = \Delta \dot{m} (U_b - U_a) \quad (IV.35)$$

La fuerza que actúa en el total de la corriente se encontrará integrando la ecuación (IV 35) para la sección transversal de la corriente

$$F_x g_c = \int_s (U_b - U_a) d\dot{m} \quad (IV.36)$$

Cuando la velocidad sea constante dentro de la sección transversal, tal como sucede para flujo potencial, la ecuación (IV.36) nos queda:

$$F_x g_c = \dot{m} (U_b - U_a) \quad (IV.37)$$

Las ecuaciones correspondientes para las otras direcciones serán:

$$F_y g_c = \dot{m} (V_b - V_a) \quad (IV.38)$$

$$F_z g_c = \dot{m} (w_b - w_a) \quad (IV.39)$$

La fuerza total en el fluido será la suma vectorial de las ecuaciones (IV.37, IV.38 y IV.39).

#### IV.18.1 FACTOR DE CORRECCION DEL MOMENTUM

Cuando las velocidades varían dentro de la sección transversal, es necesario un factor de corrección del momentum  $\beta$ , análogo al factor de corrección de energía cinética  $\alpha$ , y definido por la siguiente ecuación:

$$\beta \dot{m} \bar{v}_x \equiv \int_S u d\dot{m} \quad (IV.40)$$

donde  $\bar{v}_x$  es el componente en x de la velocidad promedio  $\bar{V}$ . -  
Sustituyendo  $\dot{m}$  de la ecuación (IV.13) y suponiendo que es constante y usando

$$d\dot{m} = \rho V ds$$

la ecuación (IV 40) cambia a

$$\beta \bar{V} \rho S \bar{v}_x = \rho V \int_S u ds$$

y si consideramos que  $\bar{v}_x / \bar{V} = u / V$ ,

$$\beta = \frac{1}{S\bar{v}^2} \int_S u^2 ds \quad (\text{IV.41})$$

De la misma forma que para calcular  $\bar{v}$  y  $\alpha$ , para calcular  $\beta$  es necesario tener información de la variación de  $u$  con  $S$ .

Así la ecuación (IV 36) puede escribirse para flujo unidimensional como sigue:

$$Fg_c = \dot{m} (\beta_b \bar{v}_b - \beta_a \bar{v}_a) \quad (\text{IV.42})$$

Al utilizar las diferentes formas de la ecuación de momentum, se deberá tener cuidado para identificar e incluir en  $F$  todas las componentes de fuerza que actúen en el fluido en la dirección del componente de velocidad en la ecuación. Varias de las siguientes fuerzas pueden aparecer.

- 1) Cambio de presión en la dirección del flujo.
- 2) Esfuerzo cortante en la frontera entre la corriente del fluido y el conducto, o si se considera al conducto como parte del sistema, las fuerzas externas que actúan en la pared sólida, deberán ser tomadas en cuenta e incluidas.
- 3) Si la corriente es inclinada, se deberá incluir el componente apropiado de la fuerza de gravedad.

Suponiendo flujo unidimensional en la dirección de las X, se puede representar una situación típica por la siguiente ecuación:

$$F = P_a S_a - P_b S_b - F_s - F_g \quad (\text{IV.43})$$

donde:

- $P_a, P_b$  = presiones de entrada y salida respectivamente.
- $S_a, S_b$  = secciones transversales de entrada y salida respectivamente.
- $F_s$  = fuerza cortante entre el fluido y la pared del canal.
- $F_g$  = componente de la fuerza de gravedad (escrito para flujo en la dirección corriente arriba).

#### IV.19 FORMULA DE DARCY, ECUACION GENERAL PARA FLUJO DE FLUIDOS.

El flujo en tuberías siempre está acompañado por fricción de las partículas de fluidos que están desligándose una con otra y consecuentemente hay una pérdida de energía disponible para -- trabajo, en otras palabras debe haber una caída de presión en la dirección del flujo.

La ecuación general para la caída de presión, conocida como la fórmula de Darcy, es expresada en pies de líquido:

$h_L = fLv^2/D2g$ . Esta ecuación puede ser escrita como caída de presión, en lb/in<sup>2</sup>, por sustitución de las unidades apropiadas:

$$\Delta P = \frac{\rho f L v^2}{144 D 2g} \quad (\text{IV.44})$$

donde

- P = Caída de presión, lb/in<sup>2</sup>
- $\rho$  = Peso específico, lb/ft<sup>3</sup>
- f = Factor de fricción
- L = Longitud de tubería, ft
- v = Velocidad media de flujo, ft/seg
- D = Diámetro interno tubería, ft
- g = Aceleración de la gravedad, 32.2 ft/seg<sup>2</sup>

La ecuación de Darcy es válida para flujo laminar o turbulento de cualquier líquido en tuberías. Sin embargo, cuando ocurren velocidades extremas en una tubería ocasionadas por la presión corriente abajo, que cae a la presión de vapor del líquido se produce la cavitación y las velocidades de flujo calculadas son inexactas.

El factor de fricción debe ser determinado experimentalmente para condiciones de flujo laminares ( $Re < 2000$ ) es una función del Reynolds solamente, en tanto que para flujo turbulento ( $Re > 4000$ ) es también dependiente de la naturaleza de la pared de la tubería.

En la zona crítica (entre  $Re$  de 2000 y 4000) el factor de fricción es indeterminado.

Para flujo laminar:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64 \mu_e}{D v \rho} = \frac{64 \mu}{128 D v \rho} \quad (IV.45)$$

donde:

$\mu_e$  = Viscosidad absoluta, lb/ft, seg ó lb/seg/ft<sup>2</sup>

$\mu$  = Viscosidad dinámica, centipoises

$d$  = Diámetro interno de tubería, in.



Sustituyendo IV.45 IV.44

$$\Delta P = 0.000668 \frac{\mu L v}{d^2}$$

IV.46

Ecuación de la Ley de Poiseuille para flujo laminar.

Para flujo turbulento:

Además de que el factor de fricción depende del número de Reynolds, depende de la rugosidad relativa E/D.

Para tuberías muy pulidas, el factor de fricción decrece - más rápidamente con incremento del número de Reynolds, que para tuberías de mayor rugosidad.

Ya que el carácter de la superficie interna de la tubería comercial es prácticamente independiente del diámetro, la rugosidad de las paredes tiene un mayor efecto en el factor de fricción en los tamaños pequeños. Consecuentemente la tubería de diámetro pequeño se aproximará a la condición de gran rugosidad, y en general tendrán factores de fricción mayores que los de tuberías - - grandes, del mismo material.

**CAPITULO V**  
**INSTRUMENTACION**

## V. INSTRUMENTACION

### DEFINICION DE INSTRUMENTACION

Instrumentación es el arte o ciencia de aplicar dispositivos medidores o medidores-controladores a un objetivo o combinación de objetivos ( un sistema ) con el propósito de determinar la identidad y/o magnitud de determinada variable física o química, y a menudo con el propósito de controlar esas cantidades entre los límites especificados.

En una interpretación amplia de instrumentacion, el procesamiento de datos automático y la computación automática, se pueden considerar como componentes lógicos de la instrumentación. Ambas operaciones han llegado a prevalecer como parte del sistema total entre el punto donde se hace una medición y el punto donde se lleva a cabo la acción correctiva final.

Instrumentos y controles aplicados inteligentemente facilitarán la fabricación de un mejor producto a menor costo y tiempo. Los instrumentos son también útiles para la seguridad del personal y del equipo.

## V.1 MEDICION DE FLUJO

Entre las prácticas realizadas invariablemente en un proceso químico, se encuentra el manejo de fluidos. Siendo fluido todo aquello que es factible de ser movido o transportado, y corresponde al ingeniero químico realizar la operación de manejarlo, siempre que establezca un proceso.

Una de las variables principales que es necesario conocer cuando un fluido se maneja es el gasto, o sea la cantidad de material que se está transportando. Para resolver ese problema tan fundamental, debemos recurrir a la medición de flujo.

### V.1.1 HISTORIA

A principios del siglo XVII Castelli y Torricelli postularon los principios teóricos de la medición del gasto. El primero, desarrolló los conceptos referentes a la relación que existe entre el volumen de fluido manejado y la velocidad del mismo, encontrando que el gasto (expresado en unidades de volumen por unidad de tiempo) era igual a la velocidad del fluido (unidades de longitud por unidad de tiempo) multiplicada por el área de flujo (en unidades de longitud al cuadrado). Torricelli por su parte encuentra que la descarga a través de un orificio varía de acuerdo con la raíz cuadrada de la carga o cabeza.

En 1732, Henri Pitot presenta un artículo bajo el nombre de "Descripción de una Máquina para Medir la Velocidad del Agua Fluyendo y la Rapidez en los Recipientes", en donde explica los principios del tubo Pitot.

En 1738, John Bernoulli desarrolló el teorema en el cual se basa la ecuación hidráulica de los medidores.

Giovanni Battista Venturi, en su libro publicado en francés en 1797 y bajo el título de "Investigación Experimental Sobre el Principio de la Comunicación Lateral del Movimiento de los Fluidos, Aplicada a la Explicación de Diferentes Fenómenos Hidráulicos", expone los resultados de su trabajo relacionado con las bases del tubo Venturi, mismo que fue explotado comercialmente hasta 1887 por Clemens Herschel.

En 1912, en la página 1091 de "Transactions of the Asme" aparece un artículo bajo el título de "Medición del Gas Natural", cuyo autor es T.R. Weymouth, donde se describe la placa de orificio.

#### V.1.2 EL MEDIDOR DE ORIFICIO

##### a) Localización de Tomas de Presión.

Thomas R. Weymouth, trabajando en 1903 para la United Natural Gas Company, inicia los experimentos del medidor de orificio concéntrico (llamado así para distinguirlo de los medidores de orificio excéntrico, segmentado o de perfil especial), para la

medida de grandes volúmenes de gas natural. En sus experiencias utilizó tomas de presión colocadas a una pulgada antes y una pulgada después del orificio, medidas que se convirtieron posteriormente en normas predominantes en la industria y que reciben el nombre de tomas de brida. Además desarrolló coeficientes empíricos para correlacionar el diámetro del orificio con el diámetro de la tubería.

Estos resultados se mejoraron con mediciones más cuidadosas en base a un programa de diez años de trabajo de la American Gas Association, publicado en 1935 en el reporte #2 del Comité de Mediciones de Gas. Este informe contenía además correcciones a los datos realizadas en 1913 por E.O. Hickstein y publicadas como "Flujo de Aire a Través de Placas de Orificio", en el Transactions of the ASME 1915, Vol. 37, página 765, las cuales resultaron de experimentos semejantes a los realizados por Weymouth, excepto que las conexiones de medición de presión se encontraban colocadas a  $2\frac{1}{2}$  diámetros de tubería antes y 8 diámetros después del orificio, las cuales reciben el nombre de Tomas de Tubería o Tomas de Flujo Completo.

En abril de 1916 Horace Judd presentó un trabajo en una reunión de la ASME en Nueva Orleans, sobre el uso de tomas de presión de vena contracta. Estas tomas están localizadas a un diámetro corriente arriba y en el punto de mínima presión, una corta distancia, corriente abajo del orificio.

En el programa de investigación de ASME terminado en 1935, se publicaron los datos sobre coeficientes para tomas de vena contracta.

Existe otro tipo de conexiones usadas con frecuencia - como sustituto para las tomas de vena contracta, éstas se localizan a un diámetro corriente arriba y  $\frac{1}{2}$  diámetro corriente abajo y sus coeficientes son muy próximos a los de vena contracta. Además tiene la ventaja de permitir el cambio de placas de orificio, hecho que es muy común y necesario en la industria.

Recientemente se han empleado tomas de presión colocadas directamente en las caras de la placa, con orificios concéntricos. Estas conexiones llamadas "Corner Taps" son muy usadas en toda Europa. Las conexiones más comunes son las Tomas promedio a  $1 \frac{1}{2}$  diámetros, así como tomas de tubería a  $2 \frac{1}{2}$  y 8 diámetros antes y después de la placa.

La localización exacta de la toma corriente arriba tiene poca importancia relativamente, excepto para una relación de diámetros grandes. En un rango de  $2\frac{1}{2}$  a  $\frac{1}{2}$  diámetros de tubería corriente arriba, la presión es completamente constante para todos los diámetros. Más aún en el intervalo de  $\frac{1}{2}$  diámetro a la cara corriente arriba de la placa, hay un aumento gradual en la presión, - que sólo es apreciable para una relación de diámetros mayor a 0.5. Para relaciones menores la diferencia en presión es muy pequeña en el rango de  $2\frac{1}{2}$  a cero (cara corriente arriba de la placa de orificio).

La localización de la toma corriente abajo es muy importante. Las mejores mediciones se realizan colocando la toma donde la curva de presión es plana (mínima), o sea, en la vena contracta. Figura V.1.1. La posición a  $\frac{1}{2}$  diámetro corriente abajo es excelente para placas de orificio en la mayoría de las relaciones de diámetros. Cualquier punto entre  $\frac{1}{2}$  diámetro y cero (cara corriente abajo de la placa) es bueno, para una relación de diámetros mayor de 0.75. Es importante sin embargo, si se quiere tener tomas de vena contracta, saber la posición exacta de la toma corriente abajo; para ello se han construido gráficas de relación de diámetros VS localización de la vena, las cuales nos dan esa información. Figura V.1.2

Después del punto donde se localiza la vena contracta existe una gran inestabilidad, la que desaparece hasta el punto de 8 diámetros corriente abajo, por lo cual no deben colocarse tomas en este intervalo. Sin embargo, las presiones en este punto se ven afectadas grandemente por cualquier rugosidad en la tubería que provoque efectos de fricción.

b) Normas para Diseño de Orificios Concéntricos

Un medidor de orificio concéntrico debe tener ciertas especificaciones para su construcción, esas especificaciones son las siguientes :

1. El espesor de la placa no debe exceder ninguno de los siguiente límites:  $d/8$ ,  $D/50$  o  $(D-d)/8$  en la porción cilíndrica. Donde  $d$ = diámetro -



del orificio y  $D$ = diámetro de la tubería.

2. El perfil corriente arriba debe estar a escuadra y tan afilado como sea posible. Cualquier redondez no debe exceder de 0,025% del diámetro del orificio.
3. La cara corriente arriba debe ser lo más lisa posible.
4. La excentricidad del orificio debe ser menor de 3% del diámetro del tubo.

Estas especificaciones son para placas de uso comercial en la industria. Si se construye una placa siguiendo estas especificaciones pueden emplearse los datos existentes en la literatura sobre los coeficientes. De otra manera tiene que realizarse una experimentación, para obtener los valores del coeficiente de descarga. Para la medición del flujo se han desarrollado ecuaciones hidráulicas en base al teorema de Bernoulli. El coeficiente de descarga, que es una constante experimental, aparece en ellas como un factor de corrección debido a las suposiciones y simplificaciones hechas en la derivación de esas ecuaciones.

- c) Derivación de una ecuación para flujo hidráulico a través de un orificio :

Símbolos	Símbolos Dimensionales
A = Area del tubo en un plano perpendicular a su eje (transversal)	$L^2$
g = aceleración de la gravedad	$LT^{-2}$
p = presión unitaria	$FL^{-2}$
V = velocidad $\perp$ a A	$LT^{-1}$
dv/dt = cambio de vel. con respecto al tiempo	$LT^{-2}$
$W_s$ = gasto en peso = $\gamma AV$	$FT^{-1}$
$L_z$ = elevación	L
$\gamma$ = peso específico	$FL^{-3}$

índice 1 para corriente arriba; índice 2 para corriente abajo

El desarrollo acostumbrado de la ecuación hidráulica para flujo a través de un orificio es difícil de adaptar al análisis de los efectos de la distribución de velocidad. Una teoría que es más flexible se basa en las ecuaciones para potencia. Si se considera una velocidad transversal constante, la derivación nos lleva a la ecuación usual obtenida del teorema de Bernoulli, pero si la velocidad transversal es variable, como siempre ocurre después que un fluido se mueve una distancia apreciable a través de un conducto de paredes paralelas, debemos utilizar las ecuaciones de potencia para determinar los efectos de diferencias entre trayectorias corriente arriba y corriente abajo, integrando los varios componentes de la ecuación V.1.2 entre límites fijos.

En el análisis dimensional F= fuerza, L = longitud y T= tiempo, por lo tanto las dimensiones de potencia son FLT<sup>-1</sup>.

La potencia cinética puede ser representada. Por :

$$\frac{\gamma A v^3}{2g}$$

Donde  $\gamma Av$  = gasto en peso y sus dimensiones son FT<sup>-1</sup> y  $v^2/2g$  representa la dimensión L. Como :

$$v = \frac{dL}{dT} \quad \text{y} \quad g = \frac{dv}{dT}$$

entonces :

$$dL = \frac{v dv}{g} \quad \text{y} \quad L = \frac{v^2}{2g} + L_z$$

Donde  $L_z$  = cte. de integración, es la elevación en el punto de referencia donde se mide la presión  $p_1$  o  $p_2$ .

La expresión potencial debida a la elevación es :  $L_z W_s$  o  $L_z \gamma AV$ .  $L_z$  tiene dimensiones de L y para  $W_s$  o  $\gamma AV$  de FT<sup>-1</sup>. Por consiguiente, las dimensiones de potencia son el producto FLT<sup>-1</sup>.

La expresión potencial debida a la presión interna es  $pAV$ . El término p tiene como unidades FL<sup>-2</sup>, A tiene las unidades L<sup>2</sup> y V tiene las unidades LT<sup>-1</sup>, resultando para  $pAV$  las unidades FLT<sup>-1</sup>, o sea, las dimensiones de potencia.

La potencia total en cualquier punto en un sistema hidráulico es :

$$\frac{\gamma Av^3}{2g} + L_z \gamma AV + pAV$$



Si tenemos un perfil de velocidad constante entre los puntos 1 y 2 (p. ej.: tomas corriente arriba y corriente abajo), y no hay pérdida ni ganancia de energía del fluido, la ecuación de balance es :

$$\frac{\gamma A_1 v_1^3}{2g} + L_{z1} \gamma A_1 v_1 + P_1 A_1 v_1 = \frac{\gamma A_2 v_2^3}{2g} + L_{z2} \gamma A_2 v_2 + P_2 A_2 v_2 \quad (V.1.1)$$

y para un perfil variable :

$$\int_0^{A_1} \left[ \frac{\gamma v_1^3}{2g} + L_{z1} \gamma v_1 + P_1 v_1 \right] dA_1 = \int_0^{A_2} \left[ \frac{\gamma v_2^3}{2g} + L_{z2} \gamma v_2 + P_2 v_2 \right] dA_2 \quad (V.1.2)$$

En una tubería circular con un perfil simétrico,  $v$  puede ser expresada como una función de la distancia del centro " $a$ " y  $da = 2\pi a da$ .

Con la ecuación V.1.2 es posible analizar efectos de rugosidad en la tubería y otros accidentes que afectan la velocidad transversal en la entrada a un elemento primario medidor de presión.

d) Desarrollo simplificado de la ecuación hidráulica:

Si se hacen las consideraciones usuales, es decir, si se supone régimen permanente, pérdida o ganancia de energía calorífica nula, sin trabajo ni fricción, y trayectoria constante de velocidad, sucede lo siguiente :

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (V.1.3)$$

y por lo tanto V.1.1 queda igual a:

$$\frac{\gamma v_1^2}{2g} + L_{z_1} \gamma + p_1 = \frac{\gamma v_2^2}{2g} + L_{z_2} \gamma + p_2 \quad (\text{V.1.4})$$

ó de otra forma :

$$\frac{v_1^2}{2g} + L_{z_1} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + L_{z_2} + \frac{p_2}{\gamma} \quad (\text{V.1.5})$$

si  $L_{z_1} = L_{z_2}$  (tubería horizontal) tendremos que :

$$v_2^2 - v_1^2 = 2g(p_1/\gamma - p_2/\gamma) \quad (\text{V.1.6})$$

Como  $A_1 V_1 = A_2 V_2$  , o sea  $q_1 = q_2$ , tenemos que :

$$v_1 = \frac{A_2 v_2}{A_1} = v_2 \frac{d^2}{D^2}$$

$$v_1^2 = \left( \frac{d^2}{D^2} v_2 \right)^2, \text{ substituyendo } v_1^2, \text{ en V.1.6 :}$$

$$v_2^2 \left( 1 - \frac{d^4}{D^4} \right) = \frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma} \quad (\text{V.1.7})$$

Por lo tanto  $V_2$  será :

$$v_2 = \left( \frac{1}{\sqrt{1 - d^4/D^4}} \right) \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}}$$

Debido a todas las suposiciones hechas, es necesario introducir una constante experimental C, llamada coeficiente de descarga, así :

$$v_2 = \left( \frac{C}{\sqrt{1 - d^4/D^4}} \right) \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}} \quad (\text{V.1.9})$$

3. No hay pérdida de energía por fricción o ganancia por transferencia de calor al pasar del punto de referencia 1 al punto de referencia 2.
4. El peso específico del fluido no cambia.
5. No hay succión o efectos de impacto en los orificios de las tomas de presión.

Analizando las suposiciones en el orden respectivo, refiriéndonos a la primera suposición, se podrá notar que  $V_1/V_2$  se supone igual a  $d^2/D^2$ , lo cual es falso para el orificio concéntrico, ya que tiene una vena contracta o punto de máxima contracción corriente abajo, a una corta distancia de la restricción.

La suposición 2 también resulta errónea, pues la energía cinética en todos los puntos transversales en la corriente no es proporcional al cuadrado de la velocidad promedio en ese plano. Eso sería cierto únicamente en el caso en que la distribución de velocidad corresponda a un flujo tapón, la cual es constante a través del diámetro. En realidad, el perfil de velocidad se aproxima a una parábola cerca del centro y a una curva logarítmica cerca de la pared del tubo cuando se tienen valores de Reynolds elevados. El perfil es una auténtica parábola para Reynolds bajos. El análisis matemático apropiado consiste en totalizar la potencia mediante la integración de los cubos de las velocidades puntuales, en varios puntos a través del diámetro. Esto nos permite entender los efectos de rugosidad en la tubería anterior

al orificio, nos ayuda a explicar los cambios en el coeficiente con el número de Reynolds y los efectos provocados por los accesorios en la tubería de aproximación al orificio.

La relación de velocidad promedio a velocidad en el centro de la tubería varía de menos de 50% para flujo viscoso, y en tubería lisa a más de 82% para flujo a Reynolds alto. Los accesorios pueden alterar esa distribución normal de velocidad.

La consideración 3 es una sobresimplificación. Generalmente la pérdida o ganancia de calor es un factor poco importante, debido a que el tiempo requerido para pasar de una toma a otra es en la mayoría de las veces muy pequeño para ser apreciable. No obstante, la fricción no debe ser despreciada, pues nos sirve para explicar el efecto de la viscosidad.

El efecto de fricción está indicado por el recíproco del Re. Cuando el Reynolds es alto ese efecto de fricción es despreciable en las ecuaciones básicas y el coeficiente de descarga se hace independiente del NRe. Además, para un rango considerable de NRe altos el coef. de descarga mantiene una relación aproximadamente lineal con el recíproco del NRe.

La cuarta consideración es falsa para fluidos compresibles incluyendo líquidos a temperaturas cercanas a la crítica. En la mayoría de los casos la compresibilidad de los líquidos es tan pequeña que la diferencia en densidad corriente arriba y corriente abajo puede despreciarse, aunque podría ser necesaria una corrección en la densidad por el efecto de presión.

Usando gases y vapores el factor "Y" se incluye en la fórmula para tomar en cuenta las variaciones en densidad entre los puntos de referencia.

Respecto a la quinta suposición, sólo se consideran desviaciones cuando se tienen instalaciones mal construidas, rebabas en las tomas o abolladuras cerca de ellas ocasionan succión o efectos de impacto. Para evitar esos efectos las tomas deben estar al mismo nivel de la pared del tubo y ligeramente redondeadas en las orillas. Las paredes interiores en la toma deben ser rectas y paralelas y con una longitud de 2 a 2½ veces el diámetro del orificio de la toma. No debe haber ensanchamientos o reducciones en esta sección ni proyecciones en el interior del tubo donde se conduce el fluido.

f) Ecuaciones para gases y vapores :

Cuando se tienen fluidos compresibles se usan las mismas ecuaciones, pero como la densidad varía tiene que añadirse un factor de corrección "Y", llamado factor de expansión.

La ecuación V.1.9, para fluidos compresibles, toma la forma siguiente:

$$v_2 = \left( \frac{C}{\sqrt{1 - d^4/D^4}} \right) Y \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}} \quad (V.1.11)$$

ó de V.1.10:

$$v_2 = KY \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}} \quad (V.1.12)$$



Las ecuaciones para obtener el gasto en fluidos incompresibles son las siguientes :

$$q = \text{gasto volumétrico} = A \cdot v = \text{ft}^3/\text{seg}$$

$$q_2 = A_2 v_2 = A_2 K \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\gamma}} \quad (\text{V.1.13})$$

$$w_s = \text{gasto en peso} = \gamma q = \gamma A v = \text{lb}/\text{seg}$$

$$w_s = A_2 K \sqrt{2g(P_1 - P_2)} \gamma \quad \text{lb}/\text{seg} \quad (\text{V.1.14})$$

$m = \text{gasto en masa} = q \cdot \rho = \text{lb}_m/\text{seg}$ . Donde  $\rho = \text{lb}_m/\text{ft}^3$   
 para obtener el gasto en masa en la ecuación del balance de Bernoulli se substituye  $\rho$  por  $\gamma/g_c$  y  $g_c$  por  $g$ , por lo que la ecuación resulta :

$$m = A_2 K \sqrt{\frac{2g_c(P_1 - P_2)}{e}} \cdot e = A_2 K \sqrt{2g_c(P_1 - P_2)} e \quad \text{lb}_m/\text{seg} \quad (\text{V.1.15})$$

Donde :  $g_c = 32.174 \text{ lb}_m\text{-ft}/\text{lb}\text{-seg}$ .

$$q_2 = A_2 K \sqrt{\frac{2g_c(P_1 - P_2)}{e}} \quad (\text{V.1.16})$$

Para fluidos compresibles :

$$q_2 = A_2 K Y_1 \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\gamma_1}} = A_2 K Y_1 \cdot \sqrt{\frac{2g_c(P_1 - P_2)}{e_1}} \quad (\text{V.1.17})$$

$$w_s = A_2 K Y_1 \sqrt{2g(P_1 - P_2) \gamma_2} \quad (\text{V.1.18})$$

$$m = A_2 K Y_1 \sqrt{2g_c(P_1 - P_2) \rho_2} \quad (\text{V.1.19})$$

Como ya dijimos, "Y", el factor de expansión, es una corrección de densidad para fluidos compresibles, puesto que al pasar el fluido por el elemento primario disminuye la presión y la densidad cambia. Para encontrar valores de "Y" existen ecuaciones empíricas y gráficas para diferentes gases y vapores. Algunas de ellas son las siguientes :

$$Y_1 = 1 - \frac{0.41 + 0.35\beta^4}{k} (1 - p_2/p_1) \quad (V.1.20)$$

Donde:  $\beta = d/D$       y       $(1 - p_2/p_1) = x$   
para tomas de brida :

$$Y_1 = 1 - (0.41 + 0.35\beta^4) x/k \quad (V.1.20)$$

para tomas de flujo lleno (2½ y 8 diámetros) :

$$Y_1 = 1 - [0.333 + 1.145(\beta^2 + 0.7\beta^5 + 12\beta^{13})] x/k \quad (V.1.21)$$

Donde :  $k = C_p/C_v$       y       $x = \frac{(p_1 - p_2)}{p_1} = \frac{h_w}{27.7p_1} = \frac{h_w/p_2}{27.7 + (h_w/p_2)} \quad (V.1.22)$

Además :

$$Y_2 = Y_1 \cdot \sqrt{1/1 - x} \quad (V.1.23)$$

NOTA : Cuando se usa  $Y_2$ , generalmente  $p_1$ , la presión corriente arriba, no es medida y para los cálculos debe usarse en las ecuaciones la expresión de :

$$x = \frac{h_w/p_2}{27.7 + h_w/p_2}$$

con  $h_w/p_2$  como parámetro.

siendo  $h_w$  la lectura del elemento secundario (manómetro) o sea, la  $\Delta P$  de operación, en pulgadas de agua.

Para poder leer las gráficas siguientes, se requieren datos de  $k = c_p/c_v$  y de  $F_m^2$ .

$F_m^2$  es una corrección debida a los efectos que provoca el fluido que se encuentra sobre el mercurio en la lectura diferencial del manómetro. En otro tipo de medidores de presión  $F_m^2 = 1.0$  y para los manómetros de Hg y medidores del tipo de flotador de mercurio se tiene la siguiente tabla :

Gs	$F_m^2$	Gs	$F_m^2$	Gs	$F_m^2$
.475-.611	.96	1.018-1.153	.92	1.516-1.696	.88
.611-.746	.95	1.153-1.289	.91	1.696-1.832	.87
.746-.882	.94	1.289-1.425	.90	1.832-1.968	.86
.882-1.018	.93	1.425-1.561	.89	1.968-2.103	.85

Donde Gs = densidad relativa del líquido en la superficie del mercurio.

Para k se tienen los valores siguientes :

Isobutano	$k = 1.09$
Propano	$k = 1.12$
Etano	$k = 1.18$
SO <sub>2</sub> , C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> y C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	$k = 1.24$ a $1.26$
CO <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> , Gas Natural, vapor húmedo con 3% humedad máxima	$k = 1.28$ a $1.32$

NH <sub>3</sub> y sulfuro de hidrógeno	k = 1.34
Vapor sobrecalentado, 1 a 500 psia	k = 1.339 (0.000068 x °F)
Aire a 100°F, N <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> y CO	k = 1.40
Aire a 400 - 1000 °F	k = 1.413 (0.00006 x °F)
Helio y otros gases monoatómicos	k = 1.66

Valores aproximados de k para hidrocarburos gaseosos a temperatura ambiente son los siguientes :

mw	k
65	1.10
49	1.15
33	1.20
27.5	1.25
15	1.30

mw = peso molecular del gas o vapor.

Mayor información sobre "k" se obtiene en manuales de química o termodinámica. Gráficas V.1.3-a V.1.14

- g) Dependencia del Coeficiente de descarga con NRe, y localización de las tomas :

La fricción y la viscosidad del fluido provocan efectos en el coeficiente de descarga, los cuales son medidos por el NRe. Estos efectos son despreciables para Reynolds muy altos, por ejemplo: para Reynolds = 30,000 ( Reynolds para condiciones en el orificio), el coeficiente adquiere un valor constante igual a 0.61. Más aún, dentro de un rango considerable de Reynolds altos, la relación entre el coeficiente de descarga y el recíproco del NRe es

aproximadamente lineal.

Para Reynolds bajos se tiene lo siguiente :

H. Giese muestra que para  $R_D^*$  menores de  $50 \times d/D$  la relación entre el coef. de descarga y Reynolds se indica por la expresión :

$$K = C_1 \sqrt{R_d / (C_2 + C_3 R_d)} \quad (V.1.24)$$

Donde:

$$K = \frac{C_0}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad \text{y} \quad R_d = \frac{v_2 d^3}{g \mu} \quad \begin{array}{l} \text{Reynolds para condi-} \\ \text{ciones en el orifi-} \\ \text{cio} \end{array}$$

$$^* R_D = \frac{v_1 D^3}{g \mu} = \text{Reynolds para conds. en el tubo en el punto de referen-} \\ \text{cia 1.}$$

$C_1, C_2$  y  $C_3$  = constantes dependientes de las características del elemento primario.

Se observa además que si :

$$R_d \rightarrow 0 \text{ (se hace muy pequeño)} \Rightarrow K = \frac{C_1}{C_2} \sqrt{R_d} = \frac{C_1}{C_2} \sqrt{\frac{v_2 d^3}{g \mu}} \quad (V.1.25)$$

Si este valor de  $K$  se substituye en la ecuación V.1.10 se observa que la caída de presión se hace proporcional a la primera potencia de  $v_2 \mu$  y esto corresponde a flujo laminar a través de la tubería.

Existen variables que producen efectos en el coeficiente de descarga opuestos a los efectos de fricción; por lo que se utilizan perfiles especiales que balancean ambos efectos dando como resultado coeficientes de descarga constantes en un amplio rango de números de Reynolds.

Existen gráficas para encontrar el valor del coeficiente en función del Re, de  $\beta$  y de la posición de las tomas de presión, como las siguientes gráficas V.1.15 y V.1.16.

h) Caída y Recuperación de Presión :

Cuando se tienen tomas de flujo completo (a 2 1/2 y 8 diámetros) lo que se mide es la pérdida total de presión y después del punto de medida no hay restablecimiento, pero, si se localiza la toma de presión corriente abajo en el punto de mínima presión, es posible obtener alguna recuperación de presión.

La pérdida o la recuperación de presión para varios tipos de medidores se puede comparar mediante gráficas construidas al respecto. Fig. V.1.17 y V1.8

En la figura V.1.17 S se define como una figura de operación que es función de la relación de diámetros. Para tomas de vena contracta, tomas promedio (1 y 1/2 diámetros), tomas de brida y tomas de esquina "S" se expresa por medio de la siguiente relación :

$$S = 0.598 \beta^2 + 0.01 \beta^3 + 0.00001947 \beta^2 (10 \beta)^{4.425}$$

Algunos valores de S son los siguientes :

d/D	S	d/D	S
.1	.00599	.5	.1568
.15	.01349	.55	.1937
.2	.02402	.6	.2369
.25	.03760	.65	.2879
.3	.05432	.7	.3488
.35	.07429	.75	.4222
.4	.09776	.8	.5113
.45	.1215		

Para tomas de tubería (2½ y 8 diámetros)

$$s = 0.58925 \beta^2 + 0.2725 \beta^3 - 0.825 \beta^4 + 1.75 \beta^5$$

d/D	s	d/D	s
0.1	.00610	0.4	.1085
0.15	.01384	0.45	.1426
0.2	.02499	0.5	.1845
0.25	.03957	0.55	.2362
0.3	.05796	0.6	.3002
0.35	.08068	0.7	.4782
		0.7	.4782

La fórmula para obtener la caída de presión total es :

$$P_1 - P_3 = (0.0361 - 0.00266 G_s) h_w \lambda = (P_1 - P_2) \lambda \quad (V.1.26)$$

Donde :

$G_s$  = densidad relativa del líquido sobre el mercurio,  
con respecto al agua.

$h_w$  = lectura del elemento secundario de medida (manómetro), en pulgadas de agua.

$P_1$  = presión toma corriente arriba, psi

$P_2$  = presión toma corriente abajo, psi.

$P_3$  = presión en punto de recuperación total, psi

$\lambda$  = fracción de caída de presión  $P_1 - P_3 / P_1 - P_2$  que se obtiene de las figuras V.1.1.7 o V.1.18.

Una de las serias desventajas del medidor de orificio consiste en el gran consumo de potencia (bombeo) debido al alto porcentaje de la caída de presión a través del instrumento que no se recupera. Esto se debe a las pérdidas por fricción de los remolinos que se generan al reexpanderse el chorro después de la ve

na contracta. La pérdida permanente de presión es una función de la relación de diámetros, como lo muestran las figuras siguientes donde se ve que a medida que aumenta  $\beta$ , es menor la pérdida permanente de presión. (Figs. V.1.19, 20, 21 y 22)

Se puede tener un aumento en la recuperación de presión de una placa de orificio colocando una segunda placa de orificio como baffle a una corta distancia de la primera.

Se han hecho pruebas localizando el 2° orificio a 1/4 de diámetro corriente abajo del primer medidor; en dichas pruebas se usaron tomas de esquina, pero es posible usar tomas de brida para tuberías de 8" de diámetro y mayores.

Los resultados fueron los siguientes :

$\beta_1 = 0.50$ : Distancia entre 1a. y 2a. placas = 0.325 diámetros de tubo.

$$\beta_2 = 0.50$$

Recuperación = 54% ó Pérdida = 48%

$\beta_1 = 0.60$ : Distancia entre placas = 0.245

$$\beta_2 = 0.55$$

Recuperación > 62%

En general, se obtuvo un aumento en el restablecimiento de presión colocando un segundo orificio del mismo diámetro a una distancia que varía entre 0.25 y 0.50 diámetros de tubo.

La sensibilidad de la localización disminuye si se emplean orificios del mismo tamaño.



### V.1.3 INSTALACION DE MEDIDORES

#### a) Longitudes recomendadas de tubería recta :

Los accidentes en la tubería, como por ejemplo codos, válvulas y otros accesorios, afectan la distribución normal de velocidad, por lo que para lograr mayor precisión en las lecturas es necesario tener una longitud de tubería recta antes del - medidor suficiente para restablecer el perfil normal de velocidad. Accidentes en el lado de salida (después del medidor) tienen poco efecto en las mediciones, sin embargo, también es conveniente dejar un tramo de tubo recto sin accesorios, aunque de menor longitud.

Cuando se usan tomas de flujo completo, debe añadirse a la longitud corriente arriba dos diámetros y 8 a la longitud corriente abajo.

Puesto que la distribución normal de velocidad es una función directa del No. de Reynolds, debe tenerse especial precaución cuando se trabaja con fluidos de baja viscosidad y con condiciones que requieren diferencias de presión anormalmente altas.

En las figuras siguientes se representan curvas que nos dan las longitudes de tubería requeridas de acuerdo con diferentes estándares nacionales, (las curvas incluyen los efectos del tamaño del orificio y del rango de velocidad normal sobre el Reynolds en las viscosidades de vapor, gas natural y agua). Los estándares son los siguientes :

Línea gruesa = American Gas Association (A.G.A.)

Δ American Society of Mechanical Engineers (A.S.M.E.)

◦ Estándares británicos

□ Estándares franceses

× Estándares alemanes

\* Estándares Italianos

Figuras V.1.23 a V.1.40

b) Paletas Enderezadoras :

La mayoría de los errores debidos a límites de aproximación inadecuados son el resultado de remolinos o torbellinos, los cuales se podrían eliminar instalando paletas enderezadoras entre la fuente de alteración y el elemento primario. Estas consisten en un número de pasajes paralelos de dimensiones transversales relativamente pequeñas, colocados en la tubería paralelamente a la línea de flujo. Hay dos tipos generales de paletas : el tubular y el de aleta de pescado. El primero consiste en un conjunto de tubos pequeños soldados entre sí y normalmente usados para líquidos y vapores. Figura V.1.41. El otro consta de varias placas rectangulares soldadas a un tubo central en forma radial. Se utilizan en general para gases. Figura V.1.42.

El área de cualquiera de los tubos debe ser menor a  $1/16$  el área interna de la tubería y la longitud por lo menos diez veces su máxima dimensión transversal. Debido a su relativa fragilidad, no deben ser colocados demasiado cerca de un accidente de tubería grande (p. ej. un codo).

Si se colocan cerca del elemento primario pueden producir lecturas ligeramente altas debido a la distribución plana de velocidad que ellas provocan. Sin embargo, este efecto es menor comparado con el que originan los remolinos.

#### V.1.4 MECANISMOS MEDIDORES

##### V.1.4.1 Elementos secundarios del medidor diferencial de presión.

###### a) Manómetros Visuales :

El más simple medidor diferencial es el manómetro con líquido. Debido a su facilidad de calibración, libre de fricción y sencillez, se le emplea con mucha frecuencia para calibrar en el laboratorio los elementos primarios.

El más elemental de ellos es el manómetro en "U", formado por un tubo de vidrio doblado en "U". Figura V.1.43. También puede consistir en dos tubos de vidrio rectos con una conexión de presión entre ellos, en su parte inferior. La diferencia entre las alturas en las dos columnas del líquido se lee en una escala graduada en unidades de longitud (in., cm., etc.)

Existen diseños más avanzados en los cuales un lado del manómetro se ha suprimido por el uso de una cámara de área superficial grande. Figura V.1.44.

Si la relación de áreas es de 1600:1, el desplazamiento en la cámara grande se hace muy pequeño y las lecturas en el tubo de vidrio son muy próximas a pulgadas exactas. Se desprecia el -

desplazamiento en la cámara grande. Solo con un recipiente de área infinita, las lecturas en el tubo vertical serían pulgadas exactas de diferencial.

En algunos manómetros de relación de áreas es menor y en esos casos la escala es comprimida para compensar el desplazamiento vertical en la cámara grande. Si el tubo de vidrio se rompe y debe reemplazarse, la escala de este tipo de manómetro debe ser recalibrada.

Un diseño más seguro, Figura V.1.45, tiene, formando parte de la cámara, un tubo delgado para mostrar el nivel en el recipiente. La escala debe ser ajustada a cero para cada cambio diferencial de presión y las lecturas pueden ser leídas en una escala graduada después de recalibrar el cero.

El líquido que lleva el manómetro es usualmente agua o mercurio. La mayoría de los demás líquidos tienen coeficientes de expansión altos y causarían perturbaciones en las ramas del manómetro.

Los tubos manométricos inclinados, Figura V.1.46, dan magníficas lecturas, pero deben ser hechos y montados cuidadosamente para evitar errores de menisco, errores debidos a irregularidades en el tubo, y errores debidos al nivel. Se obtienen mejores resultados con un manómetro vertical, usando un aparato micrométrico para medir cambios de nivel.

b) Medidor Diferencial de mercurio con flotador :

Este aparato, figura V.1.47, es una adaptación del principio del manómetro. Por un período de 30 años este principio ha sido el más ampliamente usado en mediciones.

Un flotador de acero se coloca en un lado del manómetro y da movimiento a un soporte de presión hermético, a un acoplamiento magnético, o a cualquier otro mecanismo que transfiera el movimiento fuera de las cámaras de mercurio a la región de presión atmosférica.

c) Medidor de campana invertida :

Este instrumento está adaptado para dar un recorrido largo que correspondía a una presión diferencial pequeña, y es útil cuando se requiere realizar mediciones a muy bajas presiones. Su diseño se planea de tal forma que el movimiento es proporcional a la raíz cuadrada de la diferencial de presión, lo que da una escala de flujo uniforme. La diferencia entre las fuerzas que actúan arriba y abajo de la campana se compensa por el peso del metal en la campana que es desplazado.

En las figuras V.1.48 y 49 se muestran dos medidores de este tipo.

d) Medidor de balanza

El más común es el de balanza de anillo, cuyo principio se muestra en la figura V.1.50. En este tipo de medidores, la transferencia de mercurio u otro líquido de un lado a otro del

centro de rotación produce un torque que tiende a hacer girar el anillo; sin embargo, esto se soluciona colocando un resorte o peso para obtener las características de calibración deseadas.

Estos medidores son difíciles de proteger contra sobrecargas, y el proceso sencillo de calibración que a menudo se usa (colocando pesos calibrados sobre un brazo de balanza para crear un torque conocido) no muestra errores causados por depósitos o corrosión en las paredes de la cámara o anillo que contiene el mercurio.

Además de estos instrumentos existen muchas otras clases de medidores movidos por fuerza neumática, eléctrica, magnética, y otros mecanismos. Para la experimentación de la tesis se usó un manómetro en "U" con agua.

#### V.1.4.2 Selección del tipo de medidor :

La selección se hace en función de la importancia que se le da a las varias fases de un problema. El predominio de un tipo de medidor en algún campo dado es usualmente una buena guía. La serie siguiente de preguntas puede ser útil al tomar una decisión:

1. ¿Tiene una precisión inicial adecuada?
2. ¿Mantendrá precisión adecuada bajo las condiciones de operación esperadas?
  - a) Rango de temperaturas ambiente
  - b) Corrosión
  - c) Acumulación de material sucio
  - d) Vibración

3. ¿Requerirá mantenimiento excesivo?
4. ¿ Se tienen facilidades adecuadas para el mantenimiento?
5. ¿Es flexible de acuerdo al rango, humedad, etc.?
6. ¿Se tienen facilidades de operación disponibles?
  - a) Suministro neumático, eléctrico o hidráulico
  - b) Se afecta el diseño negativamente con variaciones en el suministro?
7. ¿Realiza adecuadamente todas las funciones requeridas?
  - a) Indicar
  - b) Registrar
  - c) Totalizar
  - d) Transmitir
  - e) Controlar
8. ¿Costará más operarlo que otros tipos debido a :
  - a) Protección a sobrecarga inadecuada?
  - b) Indisponibilidad de partes o facilidades de servicio?
  - c) Potencia requerida para operación?
  - d) Caída de presión alta?
9. ¿Cómo se compara en el costo inicial?
10. ¿Puede transportarse adecuadamente? ¿es portátil?

### V.1.5 Algunas consideraciones para la medición de flujo Líquido

#### a) Selección del rango diferencial para medida de líquidos :

El rango diferencial más común es de 0-100 in. de agua. Este rango es suficientemente alto para minimizar los errores causados por cargas desiguales en las cámaras de sello, diferencias de presión en las líneas de avance, etc. La máxima caída de presión posible, alrededor de  $3\frac{1}{2}$  psi (menor si el elemento primario tiene una recuperación de presión) normalmente no produce una seria pérdida en la potencia de bombeo.

El rango de 100 in. permite un aumento en la capacidad arriba de 400 in. y una disminución abajo de 20 in.

Existen pocas aplicaciones en casos donde la presión disponible no es suficiente para pasar el flujo deseado a través de un orificio diseñado para un rango de 100 in. En esos casos se puede usar un rango diferencial bajo.

Se pueden tener rangos tan bajos como  $2\frac{1}{2}$  in. de agua o tan altos como 2000 in. de agua para condiciones especiales, sin embargo, los mejores resultados se obtienen con el rango de 0-100 in. de agua.

#### b) Ecuaciones de Planta :

Quando se hacen pruebas de funcionamiento, en ocasiones es necesario obtener medidas precisas y éstas deben hacerse a la viscosidad, densidad y temperatura existentes. Cuando se usan -



ecuaciones empíricas desarrolladas por diferentes compañías, generalmente se desprecian los efectos de esas variables, con el fin de facilitar y obtener rápidas aproximaciones de gasto. Sin embargo, si se requiere mayor precisión y se utilizan tales ecuaciones, deben hacerse las correcciones convenientes y para ello se multiplica por los factores adicionales que correspondan. La Foxboro, ha planteado tales ecuaciones que reciben el nombre de ecuaciones de planta. Otras compañías han hecho también el desarrollo de ecuaciones empíricas de ese tipo.

En el libro editado por la Compañía Foxboro, "Ingeniería de Medición de Flujo, Práctica y Principios" de L.K. Spink, se detallan esas ecuaciones y se dispone de tablas y gráficas para su uso.

c) Cálculos a partir de fórmulas básicas :

Una determinación de gasto puede mostrarse haciendo un ejemplo :

Suponer que la diferencial es de 100 Pulgadas de agua a través de un orificio de acero de 1 in. de diámetro instalado en una tubería de ID = 2.0 in. con tomas de brida. El líquido que fluye es aceite de  $\rho = 0.8$  a  $60^{\circ}\text{F}$  y  $0.6$  a la temperatura de flujo de  $510^{\circ}\text{F}$ .

A la temperatura de flujo los diámetros del orificio y tubería se expanden a 1.003 y 2.006 pulgadas respectivamente. Usando un manómetro de mercurio y siendo la densidad del mercurio = 13.57, la lectura en el manómetro será  $100 \frac{1}{13.57} = 7.37"$ .

Puesto que el líquido que desplaza al mercurio tiene una densidad de 0.8, la diferencial en las tomas de presión será de 100 in. menos (7.37 x 0.8) pulgadas de agua o 94.10 in. de agua. Transformando a ft. para tener unidades consistentes y a la temperatura de flujo :

$$\frac{94.10}{12 \times 0.6} = 13.07 \text{ ft}$$

$\beta = d/D = 0.5$  y a esa relación de diámetros el valor de  $K_1$  para tomas de brida se obtiene de la tabla 3 página 136 del Spink.

$$K_1 = 0.6271$$

Como

$$V_2 = K_1 \sqrt{2gh} = 0.6271 \sqrt{2 \times 32.17 \times 13.07} = 18.18 \text{ ft/seg.}$$

ó 218.2 in/seg.

El área del orificio será :

$$\frac{\pi}{4} \times (1.003 \text{ in})^2 = 0.7901 \text{ in}^2$$

El gasto en volumen por segundo será entonces :

$= 218.2 \text{ in/seg} \times 0.7901 \text{ in}^2 = 172.4 \text{ in}^3/\text{seg}$  a la temperatura de flujo.

Convirtiendo a galones por segundo :

$$Q = \frac{172.4 \text{ in}^3/\text{seg}}{231 \text{ in}^3/\text{gal}} = 0.7463 \text{ g.p.s.}$$

y a la temperatura de almacenamiento de 60°F:

$$Q = \frac{0.6}{0.8} \times 0.7463 = 0.560 \text{ g.p.s.}$$

Un valor similar puede obtenerse usando las ecuaciones de planta del Spink.

El valor de  $K_1$  es la base de las ecuaciones, tablas y curvas de planta y se tiene preferencia para su uso porque puede ser calculado aún sin conocer el diámetro del orificio de los elementos primarios. Existen tablas que nos dan el valor de  $K_1$  conociendo la relación de diámetros como la siguiente :

$K_1$  para tomas de brida, vena contracta, promedio y tomas de esquina

$$K_1 = 0.598 + 0.01\beta + 0.00001947 (10 \beta )^{4.425}$$

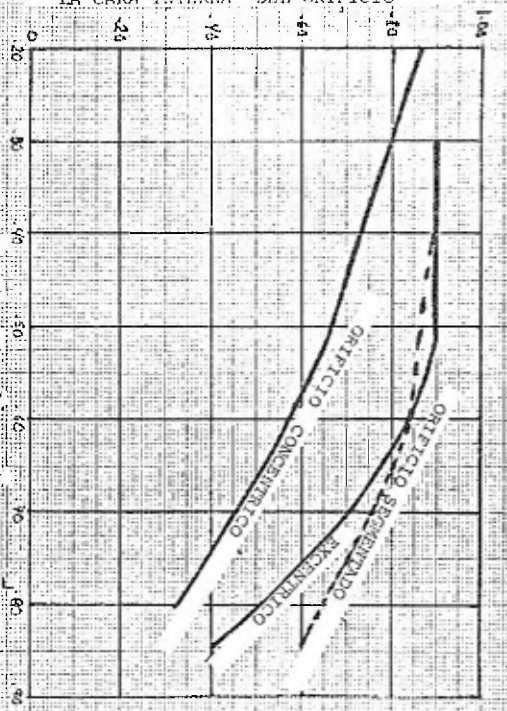
Estos valores de  $K_1$  son la base de todos los cálculos de medidor de tipo diferencial y nos sirven para hacer los cálculos usando fórmulas básicas o usando ecuaciones de planta.

TABLAS DE VALORES DE  $K_1$

d/D	+ .00	+ .01	+ .02	+ .03	+ .04	+ .05	+ .06	+ .07	+ .08	+ .09
0.00		.8981	.5982	.5983	.5984	.5985	.5986	.5987	.5988	.5989
.10	.5990	.5991	.5992	.5994	.5995	.5996	.5998	.5999	.6001	.6002
.20	.6004	.6006	.6008	.6011	.6013	.6016	.6019	.6023	.6027	.6031
.30	.6035	.6040	.6045	.6051	.6058	.6065	.6072	.6081	.6090	.6099
.40	.6110	.6121	.6133	.6147	.6161	.6176	.6193	.6210	.6229	.6250

d/D	+ .000	+ .001	+ .002	+ .003	+ .004	+ .005	+ .006	+ .007	+ .008	+ .009
0.500	.6271	.6273	.6276	.6278	.6280	.6283	.6285	.6287	.6290	.6292
0.550	.6403	.6406	.6409	.6412	.6415	.6418	.6421	.6425	.6428	.6431
0.600	.6580	.6584	.6589	.6593	.6597	.6601	.6605	.6610	.6614	.6618
0.650	.6815	.6820	.6826	.6831	.6837	.6842	.6848	.6853	.6859	.6864
0.700	.7119	.7126	.7133	.7140	.7147	.7154	.7161	.7168	.7175	.7182
0.750	.7505	.7514	.7523	.7532	.7540	.7549	.7558	.7567	.7576	.7585

DIAMETROS DE TUBERIA CORRIENTE ABAJO DE LA CARA INTERNA DEL ORIFICIO



RELACION DE DIAMETROS d/D

FIG. V.1.2 LOCALIZACION DE LA VENA CONTRACTA

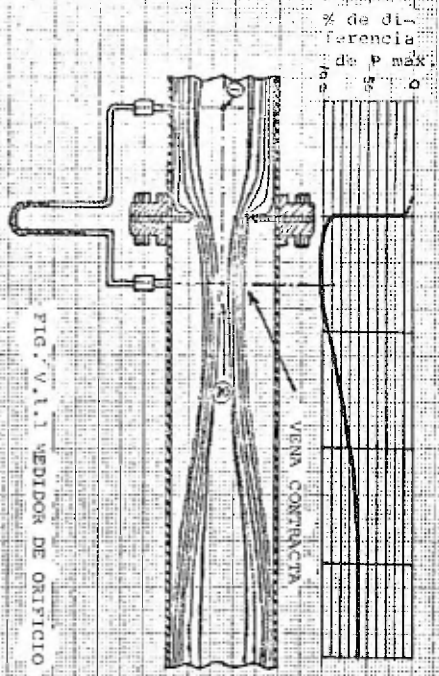
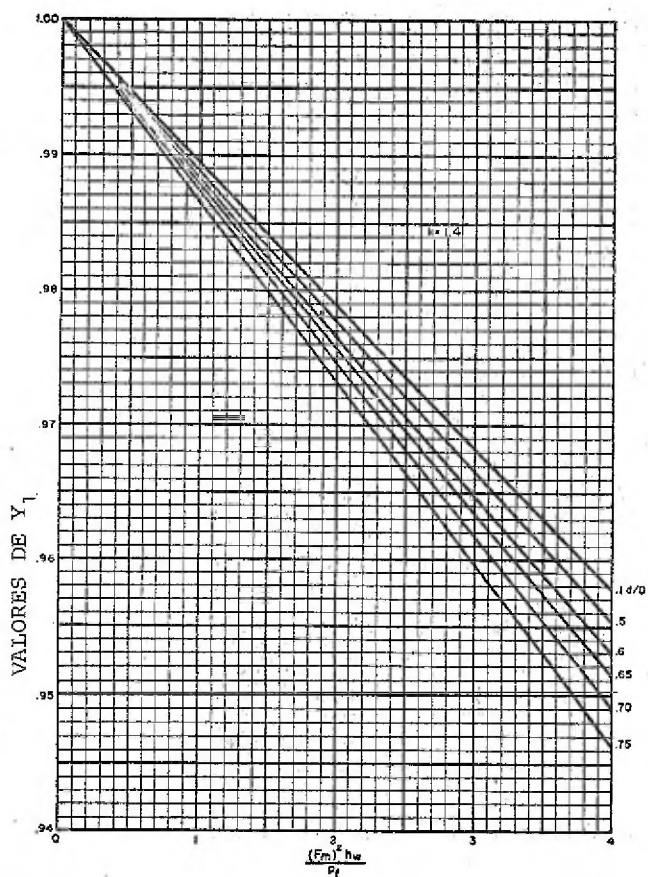
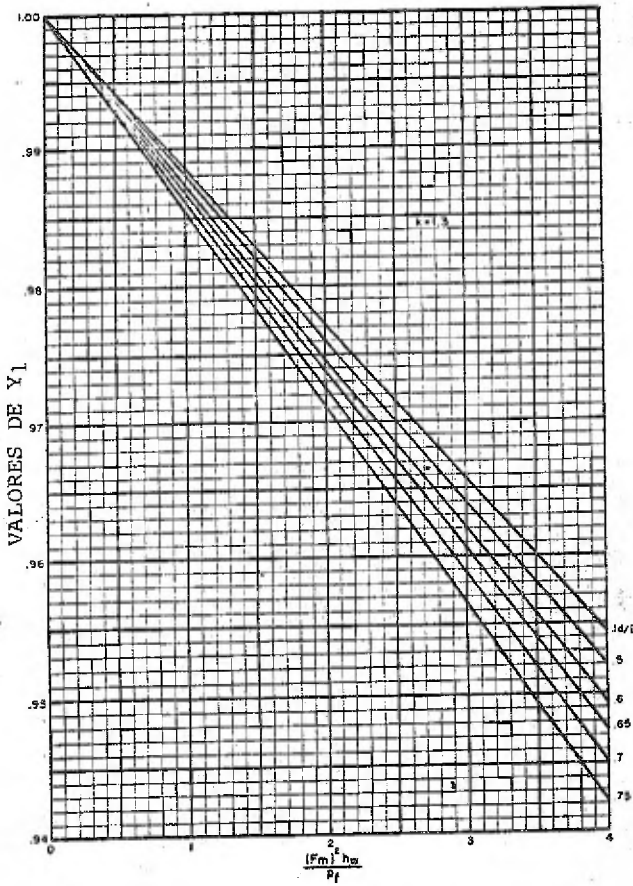


FIG. V.1.1 MEDIDOR DE ORIFICIO



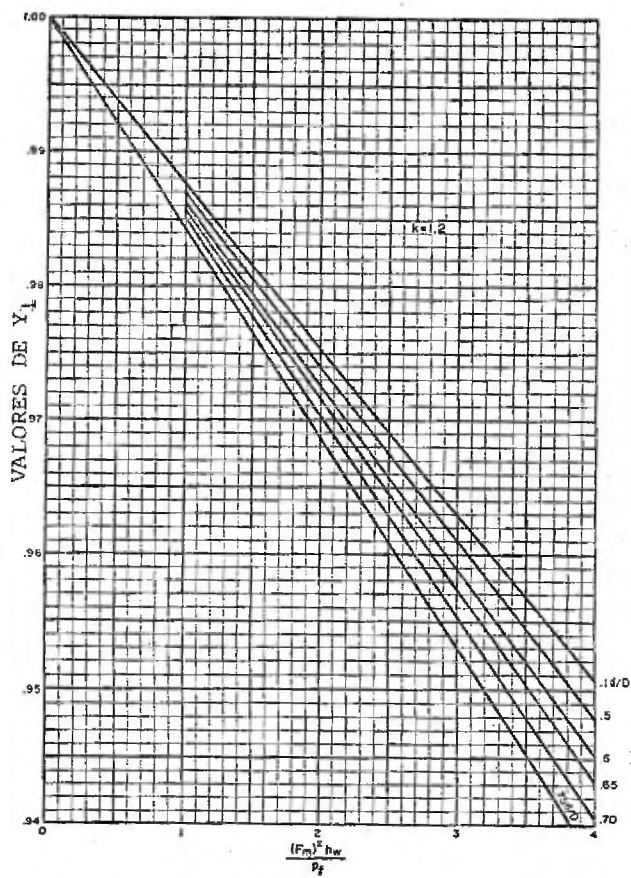
$Y_1$  PARA AIRE.  $k=1.4$  utilizando  
tomas de brida.

FIG. V.1.3



$Y_1$  PARA VAPOR O GAS NATURAL utilizando  
tomas de brida

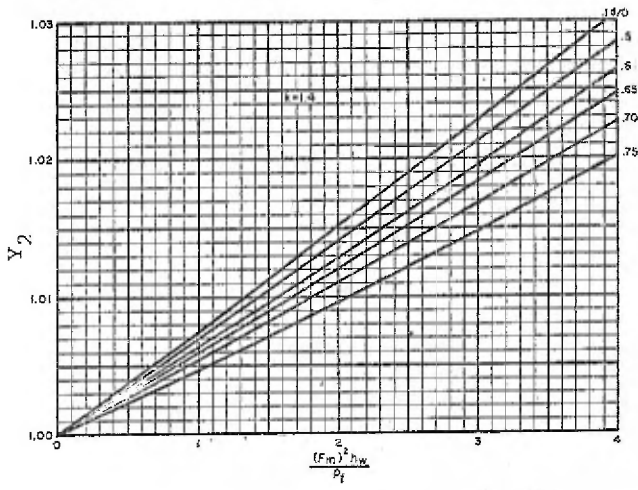
FIG. V.1.4



$Y_1$  PARA HIDROCARBUROS PESADOS utilizando tomas de brida.

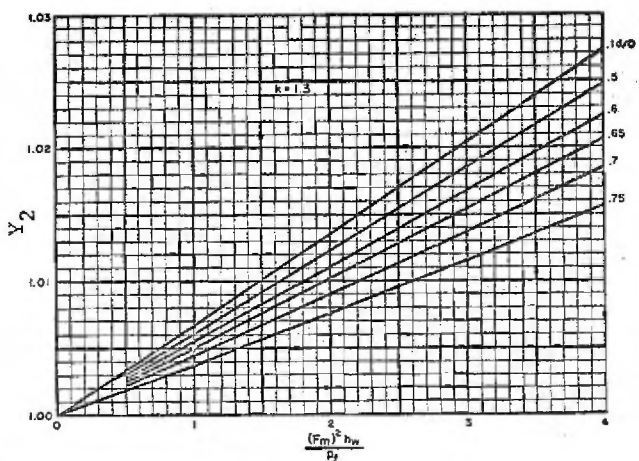
FIG.V.1.5



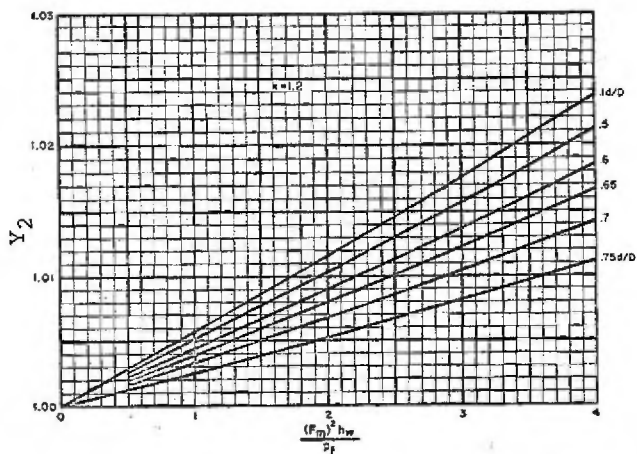


$Y_2$  PARA AIRE utilizando tomas de  
brida

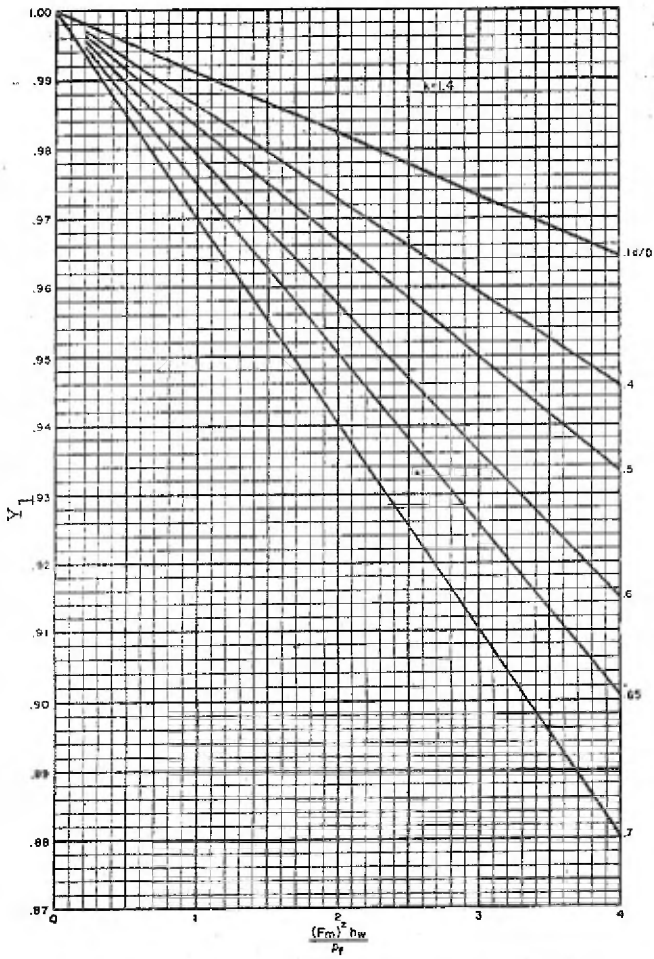
FIG. V.1.6



Y<sub>2</sub> PARA VAPOR O GAS NATURAL utilizando tomas de brida



Y<sub>2</sub> PARA HIDROCARBUROS PESADOS utilizando tomas de brida



$Y_1$  PARA AIRE utilizando tomas de flujo completo.

FIG. V.1.9

$Y_1$  PARA VAPOR O GAS NATURAL utilizando tomas de flujo completo.

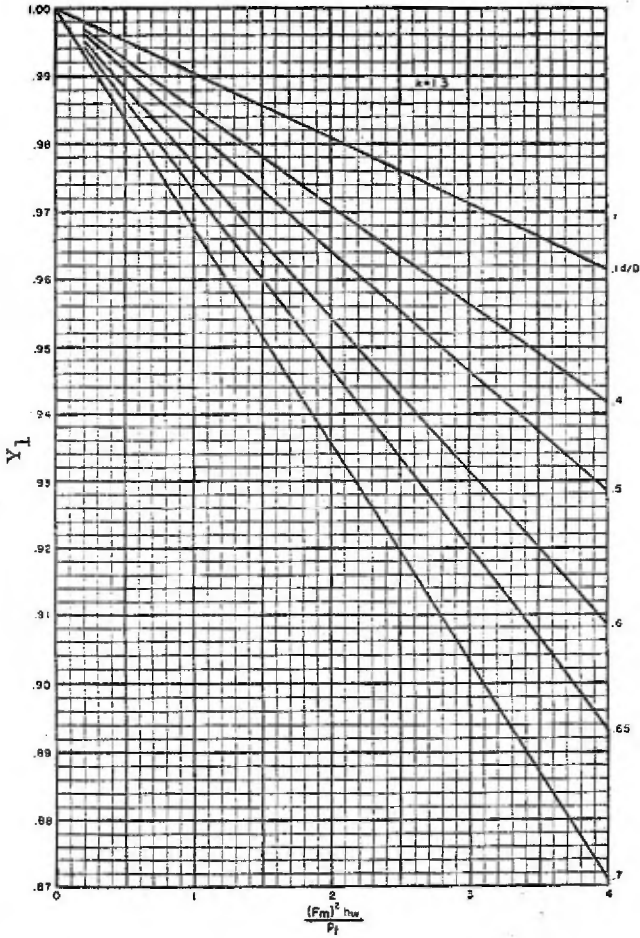
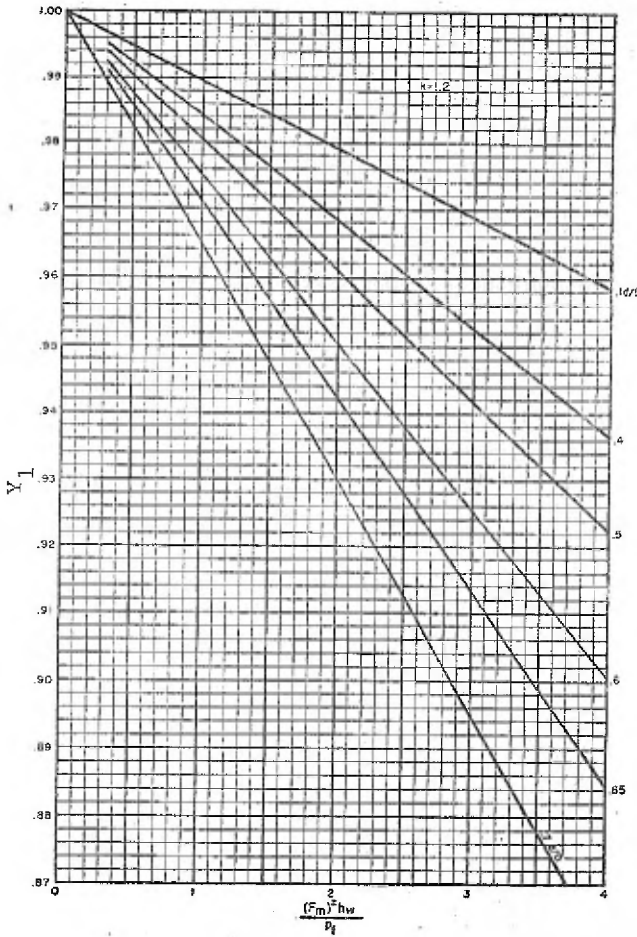
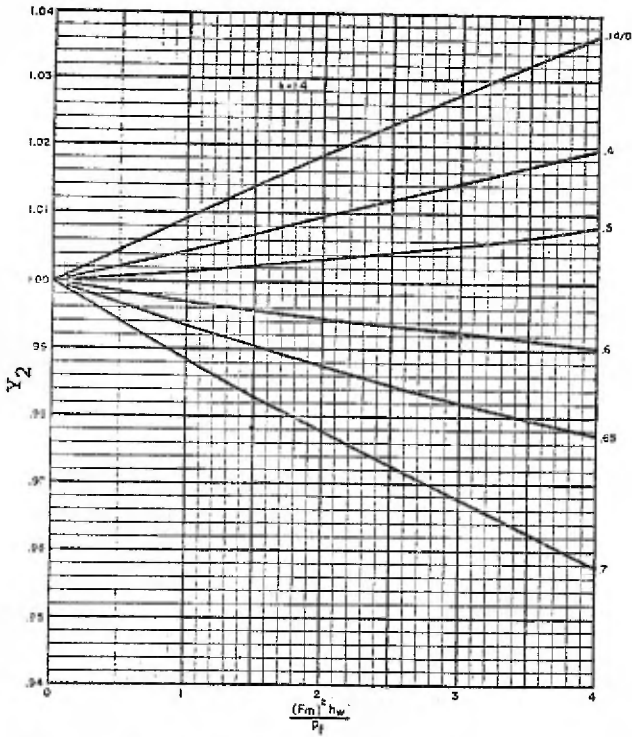


FIG.V.1.10



$Y_1$  PARA HIDROCARBUROS PESADOS con tomas de flujo completo

FIG.V.1.11



$Y_2$  PARA AIRE utilizando tomas de flujo completo

FIG. V.1.12

$Y_2$  PARA VAPOR O GAS NATURAL utilizando  
tomas de flujo completo

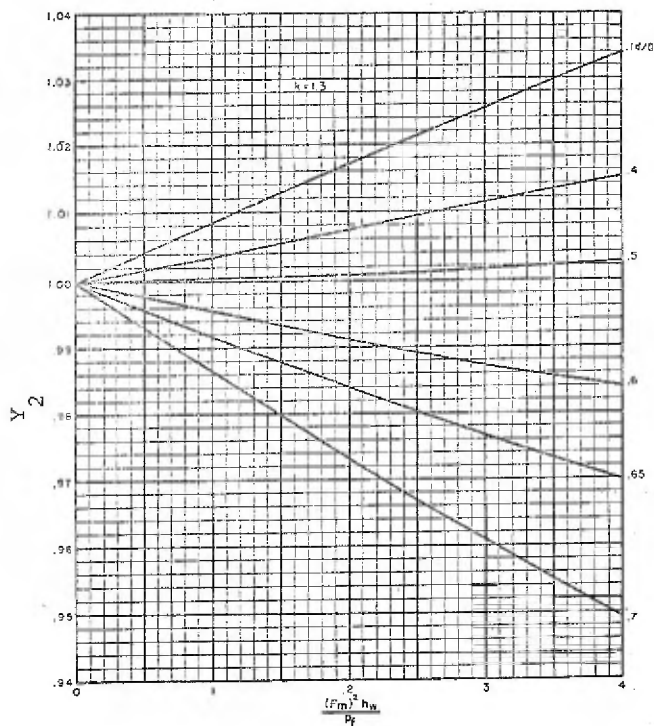
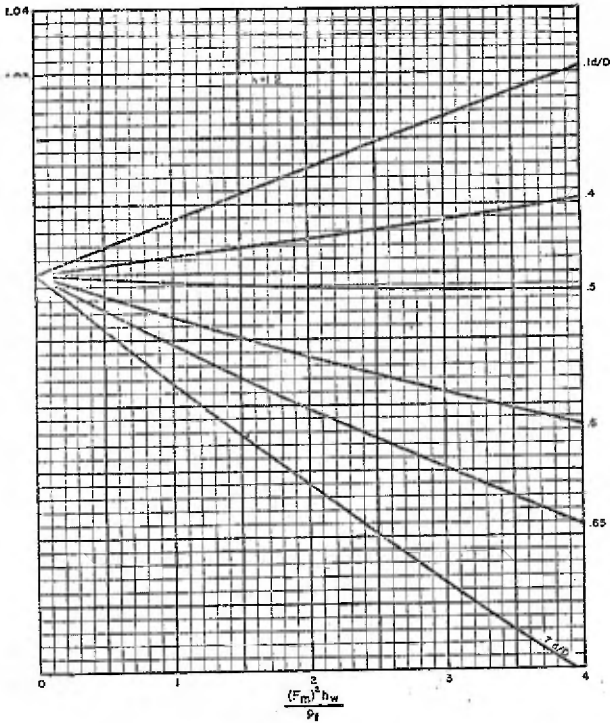


FIG. V.1.13



$Y_2$  PARA HIDROCARBUROS PESADOS utilizando  
do tomas de flujo completo

FIG. V.1.14



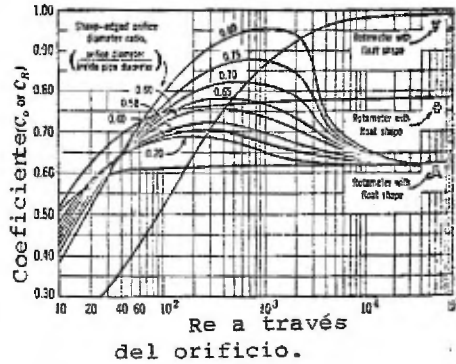


FIG. V. 1.15 COEFICIENTES DE DESCARGA PARA PLACAS DE ORIFICIO Y ROTAMETROS

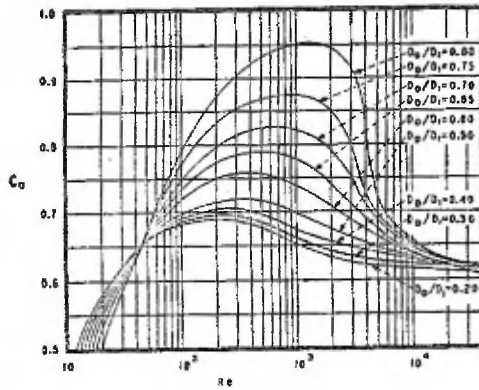


FIG. V.1.16 COEFICIENTES EN ORIFICIOS PARA TOMAS DE BRIDA O DE VENA CONTRACTA.

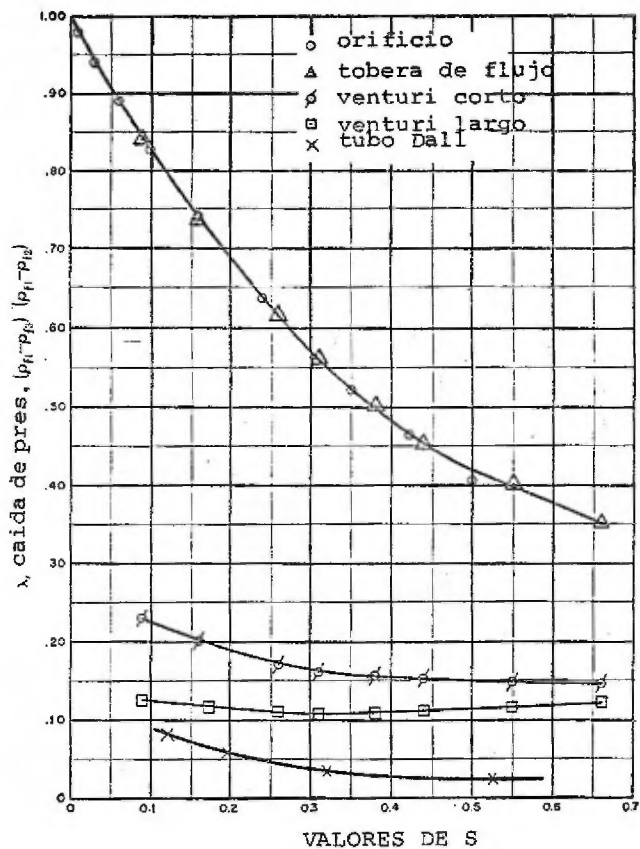


FIG. V.1.17 CAIDA DE PRESION VS. CAPACIDAD DE FLUJO

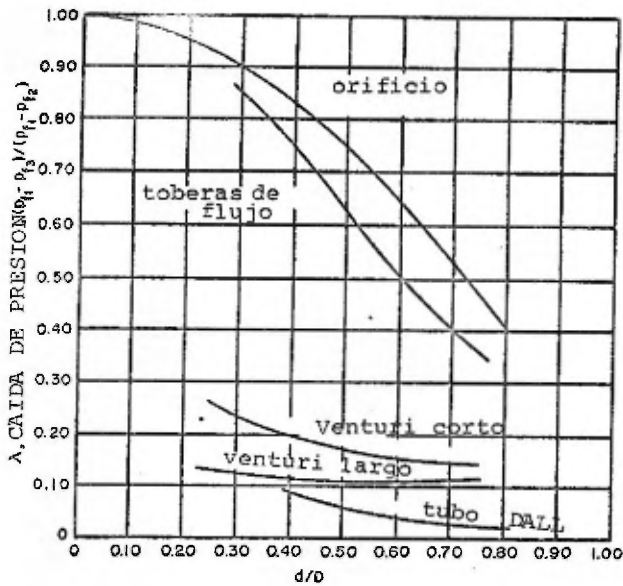
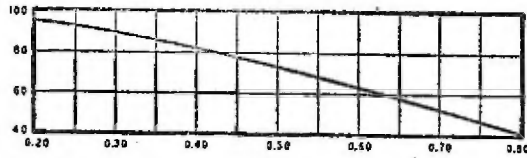


FIG.V.1.18 CAIDA DE PRESION VS. RELACION DE DIAMETROS

CAIDA DE PRESION  
EN %



RELACION DE DIAMETROS  $d/D$

FIG. V.1.19 "CAIDA DE PRESION EN ORIFICIOS"

Pérdida permanente de energía, expresada como diferencia de presión medida en el orificio

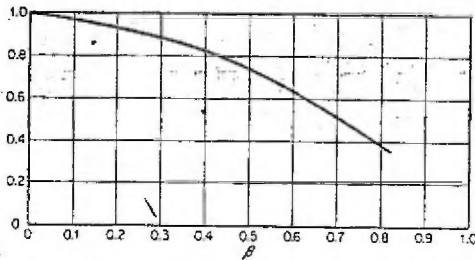
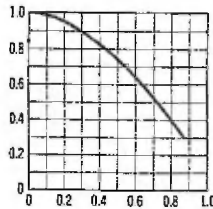


FIG. V.1. 20 "PERDIDAS PERMANENTES DE ENERGIA EN ORIFICIOS"

Pérdidas, como fracción diferencial en el orificio.



$d/D$

FIG. V.1. 21 "PERDIDAS DE PRESION TOTALES EN ORIFICIOS"

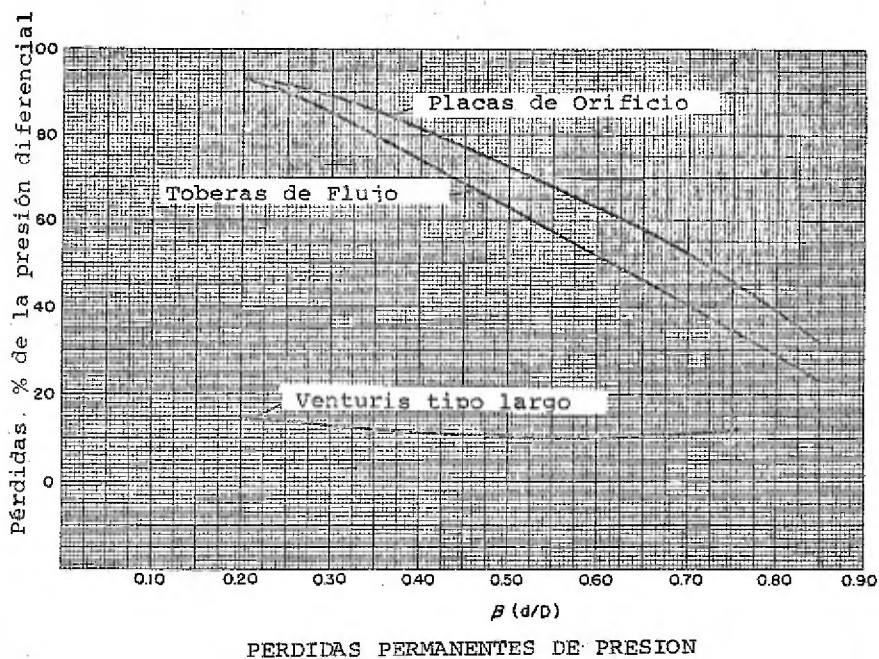
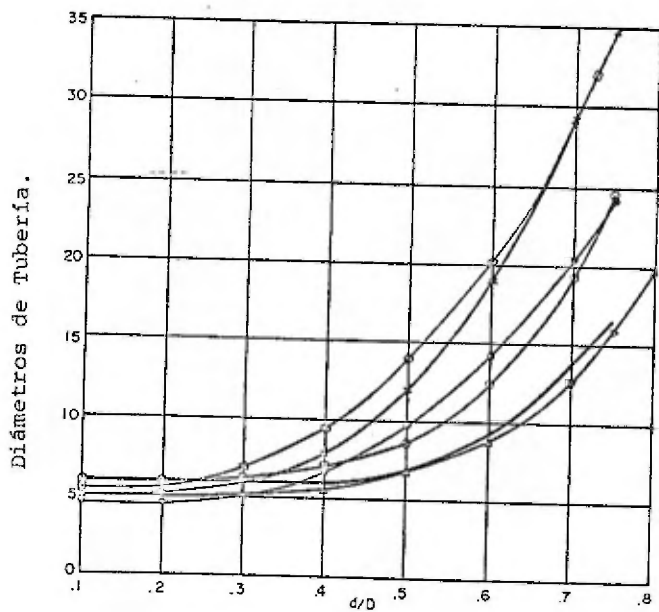
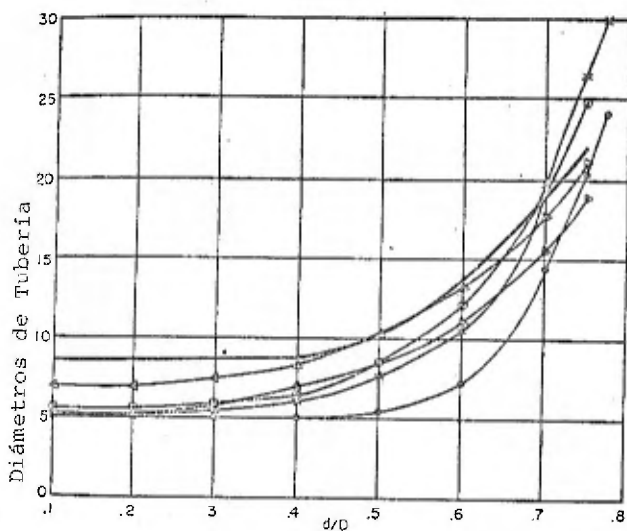


FIG. V.1.22



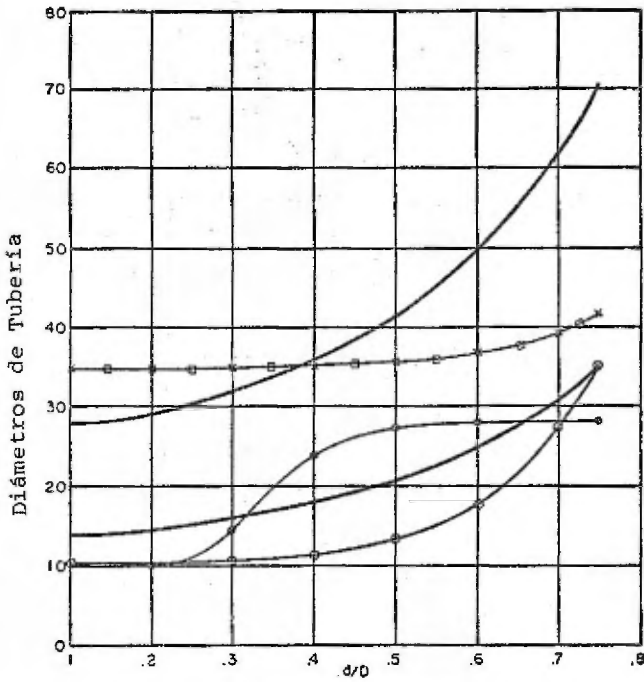
RECOMENDACIONES DE ESPACIO PARA UNA  
PLACA DE ORIFICIO DESPUES DE UN CODO  
DE 90°

FIG. V.1.23



REQUERIMIENTOS DE ESPACIO PARA UNA PLACA DE ORIFICIO DESPUES DE DOS CODOS DE 90° EN EL MISMO PLANO

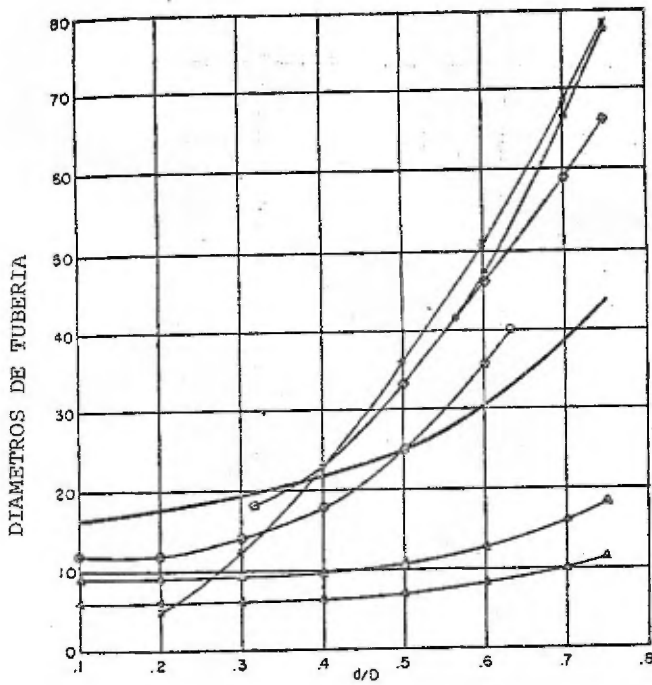
FIG. V.1.24



RECOMENDACIONES DE ESPACIO PARA UNA  
PLACA DE ORIFICIO DESPUES DE TRES CODOS  
DE 90° EN DOS PLANOS.

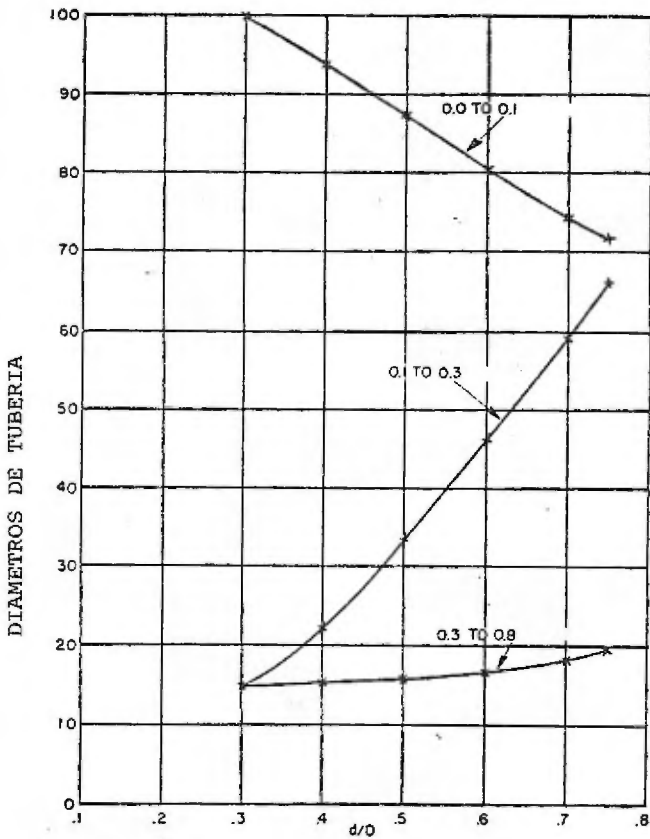
FIG.V.1.25





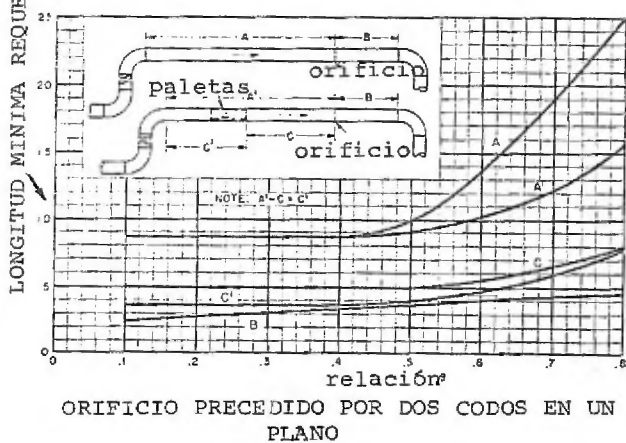
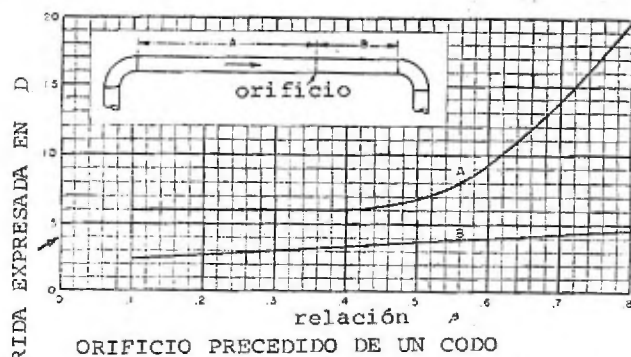
RECOMENDACIONES DE ESPACIO PARA UNA  
PLACA DE ORIFICIO DESPUES DE UNA VALVULA

FIG.V.1. 26



RECOMENDACIONES DE ESPACIO PARA UNA PLACA DE ORIFICIO DESPUES DE UNA VALVULA DE COMPUERTA A VARIAS ABERTURAS

FIG. V. 1.27



FIGS. V.1.28 y V.1.29

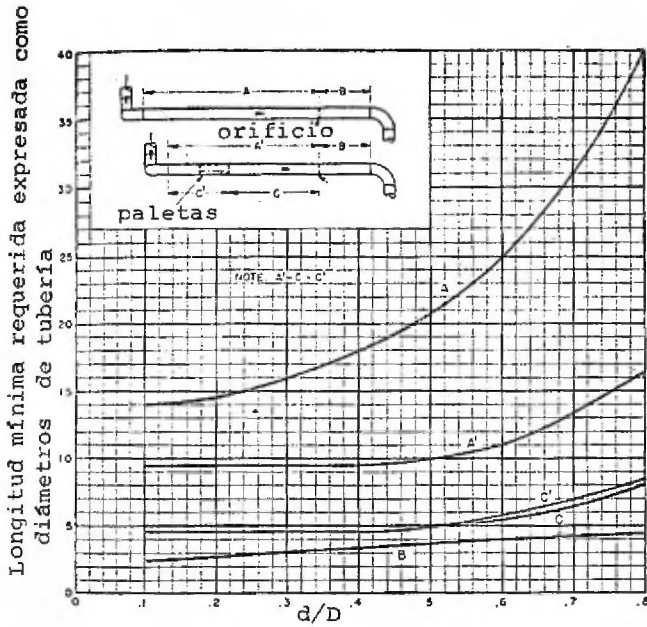
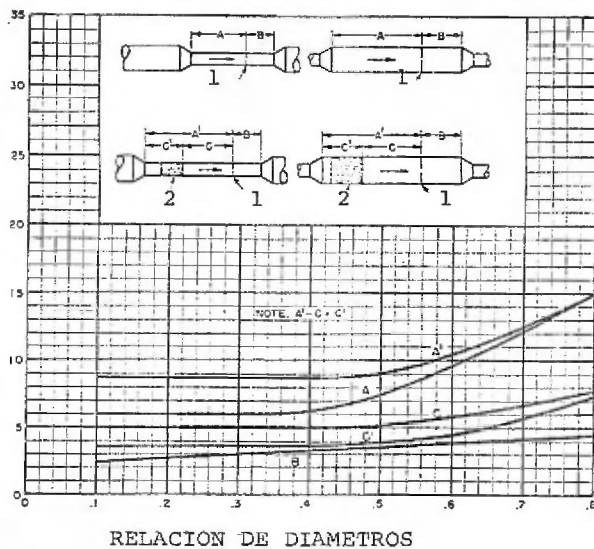


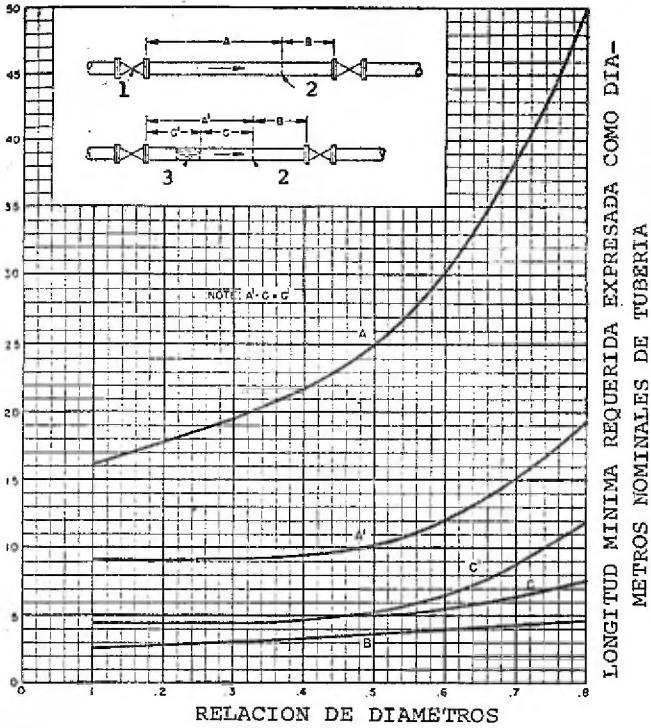
FIG. V.1.30 ORIFICIO PRECEDIDO POR DOS CODOS EN PLANOS DIFERENTES

LONGITUD MINIMA REQUERIDA EXPRESADA COMO  
DIAMETROS NOMINALES DE TUBERIA



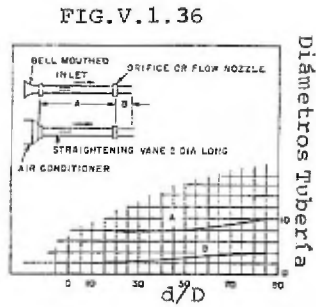
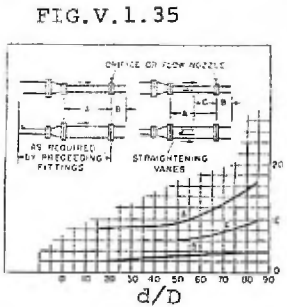
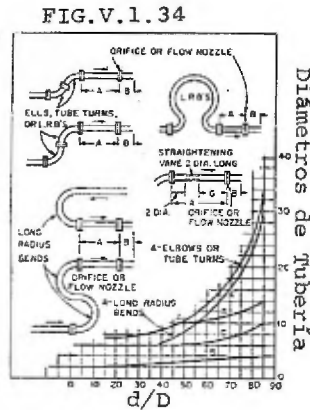
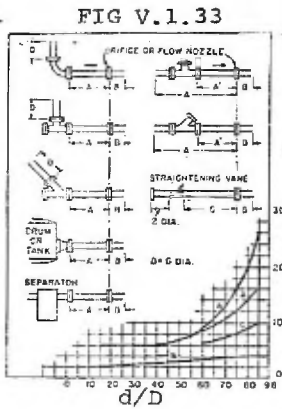
- 1 - Orificio
- 2 - Paletas enderezadoras

FIG.V.1.31 ORIFICIO PRECEDIDO POR UN CAMBIO EN EL DIAMETRO DE LA TUBERIA



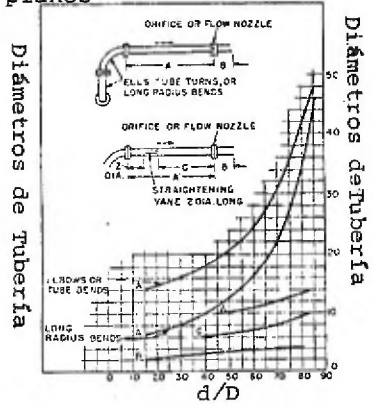
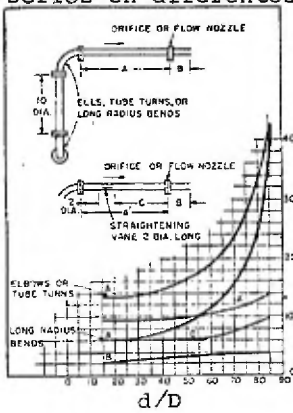
- 1 - Regulador o válvula parcialmente cerrada
- 2 - orificio
- 3 - Paletas enderezadoras

FIG.V.1.32 ORIFICIO PRECEDIDO DE UNA VALVULA ESTRANGULADA



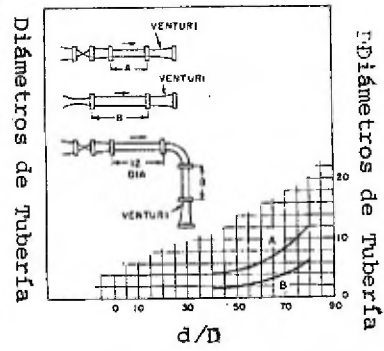
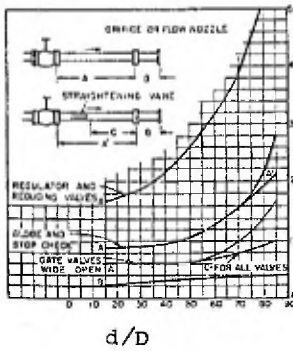
- FIG.V.1.33 PARA ORIFICIOS Y TOBERAS DE FLUJO CON TODOS LOS ACCESORIOS EN EL MISMO PLANO
- FIG.V.1.34 PARA ORIFICIOS Y TOBERAS DE FLUJO CON TODOS LOS ACCESORIOS EN EL MISMO PLANO
- FIG.V.1.35 PARA ORIFICIOS Y TOBERAS DE FLUJO CON REDUCCIONES O EXPANSIONES
- FIG.V.1.36 PARA ORIFICIOS Y TOBERAS DE FLUJO EN TOMAS ATMOSFERICAS.

Para orificios y toberas de flujo con accesorios en diferentes planos



Válvulas

Tubos Venturi



FIGS. V. 1.37,38,39 y 40





FIG. V.1.41 PALETAS ENDEREZADORAS TUBULARES

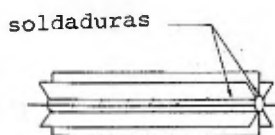


FIG. V.1.42 PALETAS ENDEREZADORAS ALETADAS

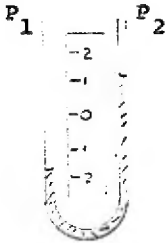


FIG. V.1. 43

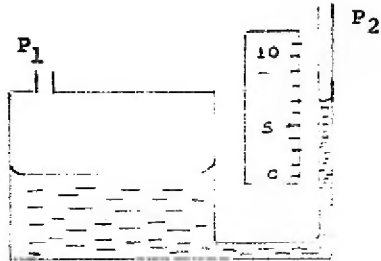


FIG. V.1.44

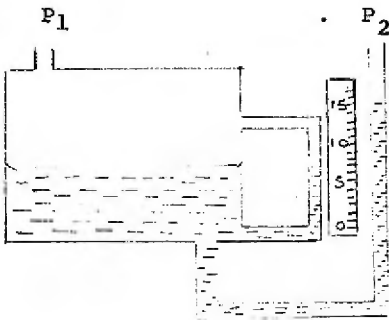


FIG. V. 1.45



FIG. V.1.46

$P_1$  = Presión Alta  
 $P_2$  = Presión Baja

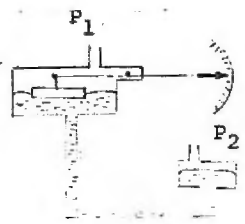


FIG. V.1.47

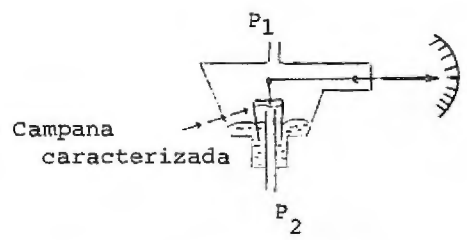


FIG. V.1.48

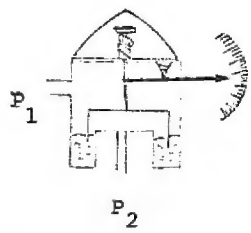


FIG. V.1.49

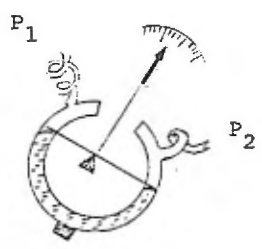


FIG. V.1.50

$P_1$  = presión alta  
 $P_2$  = presión baja

## V.2. VALVULAS DE CONTROL:

### V.2.1 GENERALIDADES

En el control automático de una variable en un proceso de flujo de fluidos, la válvula de control efectúa una función importante y necesaria en el circuito loop de control. Es el elemento final de control que cambia directamente el valor de la variable manipulada mediante el cambio de la velocidad de flujo del agente de control. A menudo también es definida como un orificio continuamente variable sobre la línea de flujo de fluido.

La válvula de control completa consiste de un operador y del cuerpo de la válvula. El operador provee la potencia necesaria para variar el área del orificio en el cuerpo. La porción de la válvula de control que se conoce como cuerpo de la válvula consiste de un accesorio con sello a presión que puede ser roscado, bridado o soldado en la línea de flujo del fluido. El tapón está conectado al operador ya sea por un vástago deslizante o por una flecha rotatoria siendo el movimiento transmitido a través de la caja de estoperos, fuelles u otro tipo de sello a presión. Es la función del cuerpo de la válvula, regular la velocidad del flujo del agente de control, de acuerdo a un patrón predeterminado por el movimiento del operador. Para llenar esta función adecuadamente, el cuerpo debe contener el fluido sin fuga, debe tener la capacidad adecuada

o área de flujo, debe resistir la erosión y la corrosión del flujo contenido y debe estar provisto de un miembro movable interior, - que puede ser posicionado exactamente de acuerdo al operador.

Debe tomarse en cuenta que las válvulas al controlar la velocidad de flujo introducen una caída de presión al sistema. Referente al diseño, una válvula de control que sea de por lo menos un tamaño menor que la entrada y salida de tubería tendrá suficiente capacidad. A menudo, por razones estructurales, es adecuado especificar tamaños de cuerpos equivalentes al tamaño de la línea, - pero si ésto se hace en la mayoría de los casos se requerirán pasajes restringidos internos para efectuar un buen control.

El porcentaje de la caída de presión total de un sistema, que debe ser producido por la válvula de control, es un punto de - discusión y por supuesto sujeto a los requerimientos del proceso. Probablemente el 20% es el mínimo para tener un control bueno; pero es deseable tener por lo menos el 30% de caída de presión.

#### V.2.2 "TRIM" RESTRINGIDO

En aplicaciones de control de proceso, cuerpos de -- válvulas de por lo menos un tamaño menor que el de la línea de flujo, suministrarán normalmente la capacidad adecuada. A menudo es deseable especificar el cuerpo de válvula del tamaño de la línea, por razones estructurales, sin importar los requerimientos de flujo. - Puede ser más económico comprar cuerpos de válvulas más grandes --

anticipándose a futuras demandas. Este criterio prevalece, en la industria de transmisión y distribución de gas, donde la capacidad para requerimientos futuros debe ser prevista en la instalación -- inicial de tuberías. Para llenar éstas necesidades, la mayoría de los fabricantes ofrecen tamaños standard de cuerpos de válvulas -- con orificios y tapones más pequeños que los normales. Esta construcción es llamada "trim" restringido (restricted trim) y está diseñado para facilitar su reemplazo con partes que den la capacidad completa del cuerpo en fechas posteriores.

Es un hecho bien establecido que son desfavorables las -- reacciones de flujo dinámico sobre los tapones de la válvula dando como resultado posiciones inestables o destrucción de las guías de las válvulas, así mismo se sabe que para disminuir estos efectos, los cuerpos de válvulas pueden ser diseñados de tamaño sobrado con la consiguiente disminución de velocidad a la entrada de la válvula. Consecuentemente, en el caso de caídas elevadas de presión a través de válvulas grandes, donde la velocidad de disipación de energía -- es alta, es deseable usar cuerpos de válvulas del tamaño de la línea con "trim" restringido.

### V.2.3 MATERIALES PARA CUERPOS DE VALVULAS

Ya que las válvulas de control son usadas para manejar -- toda clase de fluidos, desde limpios como aire seco, hasta reactivos químicos corrosivos a temperaturas de servicio desde cerca del --

cero absoluto hasta 1400°F y presiones de casi el vacío completo hasta 40,000 psi o mayores, la especificación del material apropiado es de suma importancia. Sin embargo, ya que la mayoría de las aplicaciones de las válvulas son con fluidos relativamente no corrosivos y a temperaturas y presiones razonables, los materiales más comunes para cuerpos de válvulas son el hierro colado y el acero al carbón.

Cuerpos de hierro colado.- El cuerpo de hierro colado usualmente se especifica ASTM A126-42 Clase B ó C. La clase B tiene una tensión de 31,000 psi y la clase C tiene una tensión mínima de 41,000 psi.

Cuerpos de acero al carbón.- Los cuerpos, bonetes y partes complementarias de acero al carbón son normalmente compradas bajo la especificación ASTM A216-47T, grado WCB. Este acero es con grado para soldarse y tiene un contenido de carbón máximo de 0.35 y una tensión mínima de 70,000 psi. El acero WCB, como es llamado comunmente muestra los requerimientos para valores nominales (ratings) de presión y temperatura enlistados bajo acero al carbón en las Tablas 2 a 15 de la especificación ASA B16.5-1953.

Cuerpos de acero de aleación.- Para manejo de vapor, productos del petróleo y otros fluidos relativamente no corrosivos a temperaturas entre 800 y 1050°F, se especifican normalmente las aleaciones según la norma A 217-49 T. Esta norma - -

cubre siete grados y la elección depende de la resistencia física y térmica y de la calidad para resistir a la corrosión que se requieran. De éstas aleaciones se encuentran requerimientos según los valores nominales (ratings) de temperatura y presión enlistados bajo aceros carbón-moly y cromo-moly en las Tablas 2 a 15 de ASA B16.5-1953, como se explica en la Tabla 1 de la misma norma. El grado WCI, que es carbón-moly, y el grado C5 que es cromo-moly son las aleaciones más comunes. El grado C5 se usa frecuentemente para el manejo de vapor condensado y agua de alimentación en plantas termoeléctricas a pesar de que las temperaturas y presiones que soportan son bajas. Es resistente al contacto con agua libre de oxígeno.

El molibdeno le da mayor tensión al acero a altas temperaturas y el cromo le proporciona mayor resistencia a la corrosión y mayor tensión. Estos aceros son de calidad para soldarse pero deben templarse después de soldarse. Los grados C5 y C12 requieren precalentamiento.

Para válvulas de control que manejan fluidos a temperaturas entre  $-50^{\circ}\text{F}$  y  $-150^{\circ}\text{F}$ , usualmente se especifica aleación con el 3 1/2% de níquel. Una especificación común de esta aleación es ASTM A-352-52T, grado LC3. Este acero tiene un valor mínimo de impacto Charpy de 15 ft-lb a  $-150^{\circ}\text{F}$ .

Cuerpos de acero inoxidable.- Para muchas aplicaciones corrosivas, son usados cuerpos de acero inoxidable ASTM A-351-52T,



grado CF8M y CF8C. Los grados CF8 y CF8C resisten incrustaciones (sealing) a muy altas temperaturas. El grado CF8M, que contiene molibdeno, mantiene tensiones considerables a temperaturas tan -- altas como de 1250°F. Los valores nominales (ratings) de presión y temperatura para el acero inoxidable están dados en las Tablas 2 a 15 de ASA B16.5-1953. El grado CF8C contiene columbio estabilizado (columbium stabilized) y se recomienda para cuerpos que serán soldados.

Además, los cuerpos pueden ser obtenidos de muchos o---tros aceros inoxidables con diversos análisis, que son estables y fáciles de maquinar.

Ninguno de los aceros inoxidables austeníticos están sujetos a pérdidas de la fuerza de impacto a bajas temperaturas. -- Consecuentemente estos aceros se especifican usualmente para temperaturas menores a - 150°F.

Cuerpos de bronce.- Los cuerpos de bronce colado son -- usados en controladores de temperatura directamente operados y en tamaños pequeños para algunas aplicaciones en la industria del calentamiento. En la industria de proceso cuando se requiere una válvula mayor de 2 in, es más adecuado y más económico el hierro colado o el acero, a no ser que se especifiquen condiciones corrosivas que requieran el bronce. Un bronce con análisis según ASTM-

B62-1952 se usa para cuerpos fundidos (castings) a pesar que un bronce libre de zinc se especifica por sus propiedades de resistencia a ácidos. Los cuerpos de bronce pueden también usarse en aplicaciones de bajas temperaturas.

Cuerpos de aleación resistente a la corrosión.- Aleaciones de marca registrada como monel, Hastelloy A, B o C, níquel Inconel, Durimet 20 están disponibles de la mayoría de los fabricantes bajo fabricación especial y se usan para servicios químicos corrosivos. Estos materiales son más caros; pero en muchas aplicaciones es justificable el costo, en virtud del prolongado servicio que ofrecen.

Materiales de los pernos.- Los pernos de cabeza de acero al carbón se consideran como generalmente adecuados para fijar el bonete y la brida ciega sobre cuerpos de hierro colado, se especifican tornillos opresores usados sobre cuerpos de acero al carbón y acero de aleación según el ASTM A193-5 2T. El grado más usado es el B7 a pesar que el grado B14 se recomienda para temperaturas mayores de 850°F.

Las tuercas usadas para los tornillos sobre cuerpos de acero o acero de aleación, se especifican usualmente por el ASTM-A194-51 grados 2H para temperaturas hasta de 850°F y el grado 4 para temperaturas mayores.

Se pueden unir cuerpos de acero inoxidable u otros materiales resistentes a la corrosión con tornillos de acero y tuercas tal como se describió; pero si las uniones con tornillos están expuestas a fluidos o gases corrosivos, será necesario usar materiales similares a los usados en las fundiciones del cuerpo.

Materiales de los empaques.- El material más usado para empaques en bonetes, bridas ciegas y bridas en la línea son hojas de fibra de asbesto de 1/32 o 1/16 in. de espesor. Este material es barato, disponible y resistente a muchas formas de corrosión, así como a temperaturas tan altas como 800°F. Empaques de metal revestido de asbesto de diversos diseños son también muy usados.

Se pueden aplicar empaques de metales sólidos hechos de hierro suave, monel, o acero inoxidable satisfactoriamente en aplicaciones difíciles pero requieren superficies finamente terminadas. Los anillos para las uniones del tipo anillo son hechas usualmente de hierro suave, monel o acero inoxidable.

Materiales del Trim.- La definición del término "trim" es muy difícil y con diversas acepciones pero generalmente una lista típica del "trim" incluirá: tapón de la válvula, anillo de asentamiento, bujes guía, para el vástago de la válvula, bujes guía para la válvula, vástago de la válvula y partes integrales a la caja de estoperos.

"Trim" de acero inoxidable.- El material más comunmente usado para el "trim" es el acero inoxidable austenítico. El tipo preferido en servicios generales es especificado como ASTM A351-52T grado CF8M y en acero en barras como A151 tipo 316. ASTM A351-52T grado CF8 en fundiciones y como A151 tipo 304 y 302 en acero en barras son substitutos aceptables para la mayoría de aplicaciones.

Los materiales anteriores se aplican a todas las partes del trim excepto a los bujes guía de la válvula. Estos deben ser de un material tal que no se dañe cuando se efectúa el contacto con las guías de la válvula interna A151 tipo 416, el cual tiene 12 ó 14% de cromo, grado acero inoxidable endurecido a 38-42 Rockwell C y es ampliamente usado en donde las condiciones corrosivas lo permitan. El tipo A151 440C tratado térmicamente es un material similar con dureza más alta, aunque más caro. Como materiales más resistentes a la corrosión tenemos el acero W de "Carregie - Illinois Steel Corporation" el cual es reforzado y de la variedad 18-8 y el American Rolling Mills Armco 17-4-PH que también es reforzado y tan resistente como el tipo 4/6. El monel K y el monel S, tratados térmicamente son también materiales satisfactorios como bujes guía y los anillos de asentamiento pueden ser sellados soldándolos para prevenir sus fugas en aplicaciones de temperaturas altas o intermitentes.

#### V.2.4 CARACTERISTICAS DE VALVULAS DE CONTROL

La característica de flujo de una válvula define la conducta de flujo de la válvula como si fuera operada con su carrera nominal. Usualmente se muestra como una gráfica de apertura de la válvula o un porcentaje de apertura máxima contra flujo en porciento. Esta es una definición simple en un sentido general.

Para tener una definición completa, la definición debe ser considerada desde dos puntos de vista: (1) la característica de flujo inherente y (2) la característica de flujo efectiva.

La característica de flujo inherente se obtiene con una caída de presión, prefijada y mantenida constante en el cuerpo de la válvula, de la cara de entrada a la de salida. Esta es la característica de flujo básica implicada en la válvula. En la mayoría de las publicaciones la característica de flujo inherente es idealizada y aplicada a una familia completa de válvulas.

Este punto debe tenerse en mente cuando se analicen problemas desde el punto de vista teórico, ya que la diferencia entre las curvas reales y las publicadas puede ser muy grande.

La característica de flujo efectiva es entendida como la relación real entre la carrera de la válvula y flujo cuando la válvula se aplique a un sistema particular de flujo. Además, muchos factores aunados a la característica inherente pueden influir la característica efectiva. Las influencias más comunes son restricciones tales como la pérdida de presión en la línea en serie con la válvula, una derivación abierta alrededor de la válvula o un cambio en la caída de presión total del sistema como una función de flujo. El efecto es substancial a menudo y debe ser considerado siempre en el análisis completo de cualquier problema de control.

#### V.2.5 CARACTERISTICAS DE FLUJO INHERENTE

La característica de flujo inherente es el único parámetro conveniente para la presentación en forma de catálogo.

Generalmente se muestra la apertura de la válvula contra flujo a caída de presión constante en una gráfica de coordenadas en donde la apertura de la válvula es graficada sobre el eje vertical aunque matemáticamente no es estrictamente correcto.

El desarrollo de válvulas con características especiales de flujo para control ha sido y sigue siendo dictado por consideraciones prácticas. Muchos diseños disponibles se desarrollaron arbitrariamente y no pueden ser definidos como tipos básicos.

Por ésto, para describir las diversas combinaciones que se encuentran comunmente disponibles se pueden hacer dos clasificaciones generales.

1.- Características de flujo derivadas matemáticamente.

Esto incluye la característica linear y la de igual porcentaje.

2.- Características de flujo resultantes de varias construcciones básicas.

V.2.6 CARACTERISTICAS Y RELACIONES MATEMATICAS.

Característica linear.- La característica linear se muestra en la fig. V.2.1. Es la relación entre la apertura de la válvula y el flujo a caída constante que dé una línea recta. La expresión matemática es:

$$Q = ky \tag{V.2.1}$$

donde Q = flujo a caída de presión constante

y = apertura de la válvula

k = constante

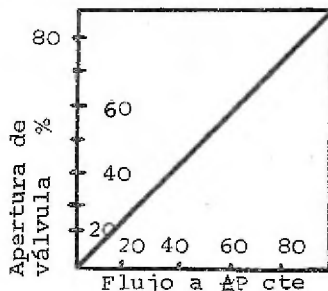


Fig. V.2.1  
Característica Linear

Característica de igual porcentaje.- La característica de igual porcentaje es más compleja para describirla matemáticamente. La figura V.2.2 da una serie de curvas idealizadas de igual porcentaje que difieren por los valores de fuga de fluido. La propiedad

común de todas estas curvas es que a incrementos iguales en el movimiento del vástago producen cambios de igual porcentaje en el flujo a caída de presión constante, basada justamente antes que el cambio de flujo fuera hecho. Hay un número infinito de tales curvas. La más común es enfatizada en la gráfica y tiene una velocidad o sensibilidad unitaria de cerca del 4% del cambio en el flujo, por el cambio en por ciento de la carrera de la válvula. Esta sensibilidad particular produce una característica de igual porcentaje que baja de 100 por ciento de flujo a 100 por ciento de apertura de la válvula a 2 por ciento de flujo a 0 por ciento de apertura de la válvula. Esto ilustra una curva de igual porcentaje de 50 a 1 a pesar que esta definición enfatiza el rango de flujo posible de la válvula el cual es una característica completamente independiente.

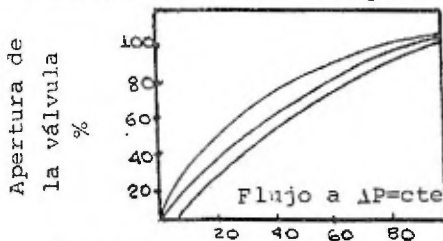


Fig.  
V.2.2

La propiedad importante de cualquier válvula de igual porcentaje es una relación de porcentaje constante de cambio de flujo a caída constante por unidad de cambio en la abertura de la válvula.

La resultante exacta de rango de flujo es otra consideración.



La ecuación general de área efectiva contra apertura para cualquier válvula teniendo característica de igual porcentaje es:

$$Q = b e^{ay} \quad (V.2.2)$$

donde  $Q$  = flujo a caída de presión constante

$y$  = apertura de la válvula

$a, b$  = constantes

$e$  = base de los log. naturales

Las constantes  $a$  y  $b$  pueden ser evaluadas para dar la forma más conveniente.

$$Q = Q_0 e^{(\log R/y \text{ max}) y} \quad (V.2.3)$$

$Q_0$  = flujo a caída de presión constante y con cero carrera

$R$  = rango de flujo de la válvula de máximo a mínimo a caída de presión constante.

$y \text{ max}$  = máximo valor nominal de apertura de la válvula

Por ejemplo para una velocidad de flujo de 50-l  $Q_0 = 2$ ,  $R = 50$ ,  $y \text{ max} = 100$  por ciento dando la ecuación V.2.3

$$Q = 2 e^{(3.91/100) y} = 2 e^{0.0391 y} \quad (V.2.4)$$

y puede ser escrita también como:

$$y = 25.6 \log \frac{Q}{2} \quad (V.2.5)$$

Las expresiones matemáticas para la característica de igual porcentaje son usadas pocas veces, porque producen gráficas características, tales como una línea recta en coordenadas semi-logarítmicas. La figura V.2.3 muestra la misma familia de curva graficadas de esta manera.

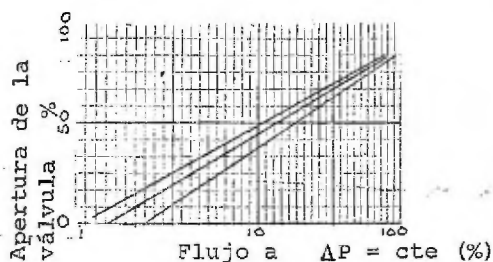
Este tipo de curvas se puede valorar en el análisis práctico de problemas de características de válvulas de control.

Características de apertura rápida.- Esta es una característica del diseño de asentamiento biselado o del disco plano del tapón de la válvula. La característica no puede ser definida matemáticamente. El flujo contra la relación de carrera es aproximadamente lineal hasta una apertura de la válvula igual a un cuarto del diámetro a 60 ó 70 por ciento del área de línea nominal.

La característica de flujo inherente entonces puede ser considerada como lineal así como la carrera nominal se puede escoger para limitar el valor máximo de área de puerto y de pérdida por fricción en el cuerpo y no altera seriamente la relación.

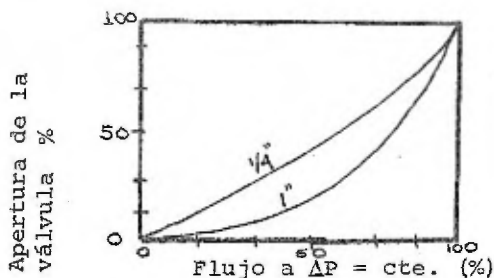
La figura V.2.4 muestra la característica de flujo inherente de una válvula de 2 in. de doble asiento con asentamiento biselado o tapón de apertura rápida en lugar del tapón convencional. Una curva esta basada en retener una apertura nominal de

1 in y la otra en una apertura de 0.25 m. Esto muestra la importancia de considerar el máximo coeficiente de flujo y la máxima apertura nominal cuando se consideran válvulas de apertura rápida.



### V.2.3

Característica de igual porcentaje graficada en coordenadas semilogarítmicas



### V.2.4

Característica de flujo inherente de una válvula de dos pulgadas, doble asiento con un tapón biselado o de apertura rápida, en lugar del común.

### V.2.7 DIMENSIONAMIENTO DE UNA VALVULA DE CONTROL

Cualquier selección exacta de un tamaño de válvula ya sea determinado por fórmula, nomograma o regla de cálculo, está basada en el completo conocimiento de las condiciones de flujo real.

Normalmente, una o más de las condiciones de flujo son aproximaciones. Es la evaluación de esos datos lo que determina el tamaño de la válvula.

### V.2.8 ANALISIS DE DATOS PARA DIMENSIONAMIENTO

Una evaluación apropiada de las condiciones de operación en las cuales estará basado el tamaño de la válvula de control, es muy importante. La mayoría de los errores de dimensionamiento son debidos a consideraciones incorrectas de las condiciones reales de flujo.

En general la tendencia es hacer la válvula bastante grande para tener un límite amplio de seguridad. Una combinación de varios de estos factores de seguridad pueden ocasionar que la válvula sea tan grande que cause problemas. No hay reglas específicas para el dimensionamiento, pero las siguientes notas de las condiciones de operación necesarias, sirven como guías.

Caída de presión a través de la válvula.- Basándose en una presión anterior o en una aplicación de reducción de presión, se puede conocer la caída de presión a través de la válvula

exactamente. Esto es válido en una instalación de control de -- nivel de líquido donde el líquido está pasando de un recipiente a presión constante a otro recipiente a menor presión constante. -- Cuando la válvula de control sea instalada en un sistema con tube ría larga o en un sistema con calentadores, enfriadores e inter-- cambiadores, es necesario calcular la caída de presión a través - de la válvula de control a la condición de flujo máximo.

La caída de presión a través de la válvula muchas veces se expresa como un porcentaje de la caída de presión total del sistema. Una regla empírica es que a flujo máximo, por lo menos un tercio de la pérdida por fricción del sistema debe ser absorbida por la válvula de control. El sistema se considera que incluye la válvula de control, tubería, cambiadores de calor y boquillas mezcladoras. Esta regla no puede ser aplicada en sistemas muy largos o con una caída de presión alta. Un control razonable pue de ser obtenido con no menos de 15% de la caída total de presión del sistema a través de la válvula. Este porcentaje relativamen te bajo de caída es permisible únicamente cuando la variación de flujo es pequeña.

Por intereses económicos el ingeniero desea mahtener la caída de presión a través de la válvula tan baja como sea posible. Pero por otra parte una válvula puede regular el flujo únicamente absorbiendo un porcentaje de la caída de presión.

V.2.9 COEFICIENTES DE DIMENSIONAMIENTO

El coeficiente de dimensionamiento  $C_v$ , es aceptado universalmente como una medida de capacidad de líquido; pero el coeficiente de dimensionamiento para gas  $C_g$  y el de vapor,  $C_s$  son particulares de algunas compañías. Diversas pruebas de flujo con aire han indicado que las válvulas de control de diseño diferente, pero con el mismo  $C_v$ , pueden tener velocidades de flujo muy diferentes, a las mismas condiciones de presión. Los coeficientes de dimensionamiento para vapor están determinados dividiendo el coeficiente de dimensionamiento para gas (de prueba con aire) por un factor constante de 20 el cual cambia las unidades de flujo de scfh a lb/hr de vapor saturado y seco.

V.2.10 DIMENSIONAMIENTO PARA GAS Y VAPOR Y VALOR  $C_1$

Con el desarrollo de la ecuación universal de dimensionamiento para gas por Fisher, se ha visto que aparentemente la geometría de la configuración de la válvula tenía que ser considerada para el tamaño exacto de válvulas de alta recuperación de presión, tales como las Vee-Ball, mariposa, Ni-Ball y las de ángulo cerrado de flujo. El valor  $C_1$  (relación  $C_g/C_v$ ) es el parámetro de dimensionamiento que relaciona la configuración de la válvula.

La ecuación universal de dimensionamiento para gases - compensa para varios grados de recuperación de presión y predice

en forma precisa las velocidades de flujo si se conoce cualquier valor de  $C_1$ .

V.2.11 CARACTERÍSTICAS DE FLUJO

La relación de flujo a través de una válvula y la carrera de la válvula depende primeramente de la forma y contorno del tapón de la válvula.

V.2.12 CARACTERÍSTICAS DE FLUJO EN UNA VALVULA DE CONTROL

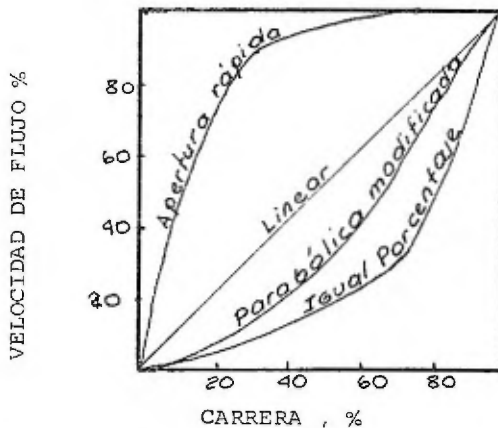
La característica de flujo de una válvula de control es la relación entre la velocidad de flujo a través de la válvula y la carrera de la válvula conforme se varía la carrera de 0 a 100%.

La característica de flujo inherente refiere la característica observada con una caída de presión constante a través de la válvula. La característica de flujo instalada es la que se obtiene en servicio, cuando la caída de presión varía con el flujo y otros cambios del sistema.

El propósito de caracterizar las válvulas de control es proveer una estabilidad relativamente uniforme del circuito de control, sobre el rango esperado del sistema en las condiciones de operación. Para establecer la característica de flujo necesaria e igualar un sistema dado se requiere un análisis dinámico del circuito de control.

V.2.13 DISCUSION DE CARACTERISTICAS DE FLUJO

Las gráficas siguientes ilustran las curvas típicas de las características de flujo. La característica de flujo de apertura rápida provee un cambio máximo en la velocidad de flujo a pequeños desplazamientos de la carrera, con una buena relación lineal. Incrementos adicionales en la carrera de la válvula dan cambios reducidos agudamente en la velocidad de flujo, y cuando el tapón de la válvula se acerca a la posición totalmente abierta, el cambio en la velocidad de flujo se acerca a cero.



En una válvula de control, el tapón de apertura rápida es usado primordialmente para un servicio de dos posiciones pero es también apropiado para muchas aplicaciones donde un tapón lineal sería normalmente especificado.

La curva de la característica de flujo lineal muestra que la velocidad de flujo es directamente proporcional a la carrera de la válvula. Esta relación proporcional produce una carac--



terística con una pendiente constante así que con caída de presión constante, la ganancia de la válvula será la misma para todos los flujos.

La ganancia de la válvula es la relación de un cambio en el incremento en la velocidad de flujo a un cambio en el incremento en la posición del tapón. La ganancia es función del tamaño de la válvula y de su configuración, de las condiciones de operación del sistema y de la característica del tapón. El tapón lineal se especifica comunmente para control de nivel de líquido y en ciertas aplicaciones de control de flujo que requieren ganancia constante.

En la característica de flujo de igual porcentaje incrementos iguales de carrera producen cambios de igual porcentaje en el flujo existente. El cambio en la velocidad de flujo es siempre proporcional a la velocidad de flujo, justamente antes de que el cambio en la posición del tapón fuera hecho. Cuando el tapón de la válvula está cerca de un asiento y el flujo es pequeño, el cambio en la velocidad de flujo será pequeño; con un flujo grande, el cambio en la velocidad de flujo será grande.

Los tapones con característica de flujo de igual porcentaje son generalmente usados en aplicaciones de control de presión y en otras aplicaciones donde un gran porcentaje de la caída de presión es absorbida normalmente por el mismo sistema,

solamente con un porcentaje relativamente pequeño en la válvula de control. Los tapones de igual porcentaje deberán ser también considerados donde se esperen grandes variaciones en las condiciones de caída de presión.

La curva de la característica de flujo de parábola modificada, cae entre las características lineal y de igual porcentaje. Se usan comunmente en aplicaciones donde la mayor parte de la caída de presión del sistema está disponible en la válvula de control. En muchas aplicaciones pueden ser substituidos por tapones de igual porcentaje, con algunos sacrificios en el funcionamiento según sus características propias.

#### V.2.14 DIMENSIONAMIENTO DE VALVULAS PARA LIQUIDOS CAVITANTES Y CON EVAPORACION INSTANTANEA.

El procedimiento usado para dimensionar válvulas de control para líquidos debe considerar las posibilidades de cavitación y de evaporación instantánea ya que éstas pueden limitar la capacidad y producir daño físico a la válvula. Esta recomendación introduce un factor de relación de presión crítica,  $r_c$ , que no solamente amplía el alcance de las técnicas de dimensionamiento de válvulas sino que incrementa la exactitud en el dimensionamiento. Cuando se usa en la ecuación V.2.6,  $r_c$ , ayudará a determinar más precisamente la caída de presión disponible máxima, para propósitos de dimensionamiento. A continuación se

establecen someramente diversos conceptos útiles.

#### V.2.14.1 CAVITACION

En una válvula de control, la corriente de fluido es -- acelerada conforme fluye a través del área restringida del orifi -- cio, alcanzando una velocidad máxima en la vena contracta.

Vena contracta.- En el flujo a través de un orificio -- las líneas de flujo convergen antes y ligeramente después del -- orificio. La sección de menor diámetro de la corriente del flui -- do después del orificio es conocida como la vena contracta.

Simultáneamente, conforme la velocidad aumenta, un in-- tercambio de energía entre la velocidad y las cabezas de presión, obliga a una reducción en la presión. Si la velocidad incremen-- ta suficientemente, la presión en la vena contracta será reduci-- da a la presión de vapor del líquido. En éste punto, aparecerán -- huecos o cavidades, (la primera etapa en la cavitación), en la -- corriente de fluido. Corriente abajo de la vena contracta, la -- corriente de fluido sufre un proceso de desaceleración resultando un intercambio de energía inverso y elevándose la presión arriba de la presión de vapor del líquido. Las cavidades de vapor no -- pueden existir con este incremento de presión, por lo que son co -- lapsadas o desalojadas. Este desalojamiento, el cual es la etapa final en el proceso de cavitación, produce ruido, vibraciones y daño físico.

Para evitar completamente la cavitación, la presión en la vena contracta debe permanecer arriba de la presión de vapor del líquido.

#### V.2.14.2 EVAPORACION INSTANTANEA

Las primeras etapas de la cavitación y de la evaporación instantánea son idénticas, ya que el vapor se forma conforme la presión de la vena contracta se reduce a la presión de vapor del líquido. En la segunda etapa del proceso de evaporación instantánea, una porción del vapor formado en la vena contracta permanece en estado de vapor, ya que la presión corriente abajo es igual o menor que la presión de vapor del líquido.

#### V.2.14.3 INFORMACION PARA DIMENSIONAMIENTO

Después de que se forman las primeras cavidades de vapor, el incremento en la velocidad de flujo no será proporcional al incremento en la raíz cuadrada de la presión diferencial del cuerpo, cuando se ha formado suficiente vapor, el flujo llegará a ser completamente oprimido de tal forma que no incrementará el flujo. Conforme la  $\Delta P$  se incrementa se deberá usar la siguiente ecuación, para determinar la caída de presión máxima disponible que es efectiva en producir flujo. Debe notarse, sin embargo, que ésta limitación en la caída de presión para dimensionamiento,  $\Delta P$  (permisible), no implica que ésta sea la caída máxima que pueda ser manejada por la válvula.

$$\Delta P_{\text{(permisible)}} = K_m (P_1 - r_c P_v) \quad \text{V.2.6}$$

Después que la  $\Delta P$  (permisible) ha sido calculada, ésta es usada en la ecuación de dimensionamiento estándar para líquidos,  $Q = C_v \sqrt{\Delta P/G}$  para determinar ya sea  $Q$  o  $C_v$ . Si la  $\Delta P$  -- real es menor que la  $\Delta P$  (permisible) entonces se deberá usar la  $\Delta P$  real en la ecuación de dimensionamiento.

La ecuación, deberá ser usada también para calcular la caída de presión en el cuerpo cuando puede ocurrir alguna -- cavitación significativa. Sabemos que una cavitación menor ocurrirá a una caída de presión ligeramente menor que la predicha por la ecuación V.2.1. Sin embargo, cualquier cavitación -- bajo la condición de la caída de presión producirá un daño despreciable.

V.2 15 FORMULAS PARA DIMENSIONAMIENTO DE VALVULAS DE CONTROL

Hasta hace poco tiempo el dimensionamiento de válvulas de control, era más bien un arte que una ciencia. El trabajo - exhaustivo que se ha hecho en la última década nos permite ahora una predicción bastante exacta del tamaño requerido de válvula.- Las ecuaciones para dimensionamiento tanto en líquido como en va por tienen limitaciones y algunas modificaciones son recomenda-- bles para la mayor utilidad de las ecuaciones normales.

V.2.15.1 CAPACIDAD DE UNA VALVULA DE CONTROL

Los cálculos deben reflejar los requerimientos de la - instalación real en la cual se pretende, instalar la válvula. El método de dimensionamiento debe tomar en cuenta las condiciones en la válvula y en la tubería adyacente. Las fórmulas de dimen- sionamiento usadas frecuentemente hasta hace poco, deben ser mo- dificadas, o por lo menos delimitados sus alcances.

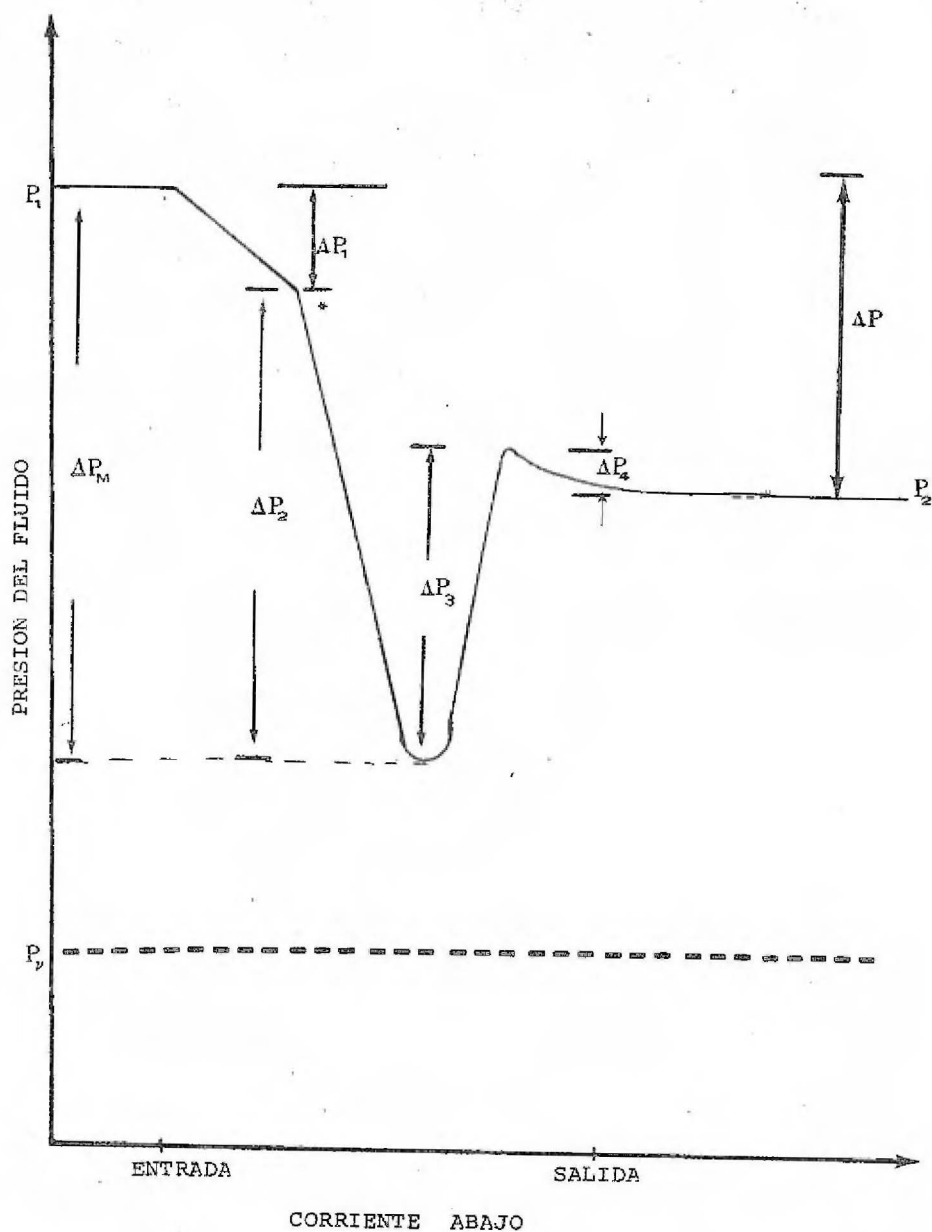


FIG.V.2.6

Fig. V.2.6. Conforme un líquido pasa a través de una válvula de control, la presión estática primero cae a una pequeña cantidad  $\Delta P$  como resultado de la pérdida por fricción en la entrada, seguida por la pérdida de presión en el puerto de la válvula  $\Delta P_2$  la cual es producida por la válvula. Cierta recuperación de presión  $\Delta P_3$  es observada, conforme es reducida la alta velocidad a través del puerto, y entonces hay una pérdida final  $\Delta P_4$  en los pasajes de salida de la válvula. Mientras que la presión estática sea siempre mayor que la presión de vapor  $P_2$  del líquido, no habrá cavitación.

#### V.2.15.2 DIMENSIONAMIENTO PARA SERVICIO DE LIQUIDOS

Una válvula de control actúa como una restricción variable en la línea de proceso, la cual puede variar la caída de presión según el cambio en la velocidad de flujo. A través de ésta restricción, la velocidad se incrementa a expensas de la presión estática, hasta que se alcanza, la máxima velocidad y la mínima presión en la vena contracta. Corriente abajo de la vena contracta, hay un decremento en la velocidad y cierta recuperación de presión. La diferencia neta entre las presiones estáticas de entrada y salida, representa la pérdida de fricción. Para altos valores de número de Reynolds, la relación de flujo a caída de presión es:

$$Q_L = K \sqrt{\frac{\Delta P}{G}}$$

V.2.6



donde K es una constante proporcional y los otros símbolos están definidos en la "Tabla de Nomenclatura". Esta ecuación puede ser modificada reemplazando K por  $C_v$ , para dar la fórmula para dimensionamiento en servicio líquido que es muy usada:

$$C_v = Q_L \sqrt{\frac{G}{AP}} \quad V.2.7$$

Desafortunadamente, ésta fórmula ideal no se aplica a todas las condiciones del flujo de líquidos. Se requieren factores adicionales para condiciones no ideales para hacer la ecuación V.2.7 adecuada para flujos reales.

#### V.2.15.3 CAVITACION Y FLUJO OPRIMIDO (CHOKED FLOW)

Como lo indica la figura V.2.6 la presión tiene un mínimo en la vena contracta y es donde la velocidad es mayor. Si la presión en la vena contracta está arriba de la presión de vapor del líquido, éste será líquido en cualquier punto de la válvula y la ecuación V.2.7 se aplicará (dentro de sus propias limitaciones). Conforme la presión de salida de la válvula  $P_2$  es decrementada, la presión en la vena contracta también decrecerá hasta que el líquido empieza a vaporizar. Este es el punto de la cavitación incipiente y más aun la reducción en la presión de salida de la válvula causará que más cantidad de líquido pase a vapor.

Bajando la presión de salida abajo de éste punto se incrementará el flujo hasta que el pasaje del flujo sea tapado con el vapor. Más allá de ésta velocidad de flujo, no es posible ningún incremento. Para la mayoría de los líquidos y la mayoría de los diseños de válvulas:

$$\Delta P_m \cong P_1 - P_v \quad \text{V.2.8}$$

durante la cavitación o la evaporación instantánea.

El factor adimensional de flujo oprimido  $C_f$  es una medida de la característica de la recuperación de presión de la válvula y está definida como la relación de un  $C_v$  basado en  $\Delta P_m$  al  $C_v$  basado en  $\Delta P = P_1 - P_2$ . Por consecuencia es equivalente a:

$$C_f = \sqrt{\frac{\Delta P_a}{\Delta P_m}} \quad \text{V.2.9}$$

TABLA DE NOMENCLATURA

$C_d$	Coficiente de descarga de la válvula.
$C_f$	Factor de flujo oprimido en la válvula.
$C_{fr}$	Factor de flujo oprimido de la combinación válvula-reductor.
$C_v$	Coficiente de la válvula.
$C_{vr}$	Coficiente de la válvula equivalente de reductores.
$C_{vt}$	Coficiente de la válvula equivalente de la estación de control.
D	Diámetro de tubería (pulg.)

$d$	Tamaño de la válvula (pulg.)
$F_r$	Factor de corrección del reductor de tubería.
$F_v$	Factor de corrección de viscosidad.
$G$	Gravedad específica a la temperatura de flujo para líquidos relativa al agua, para gases relativa al aire.
$G_m$	Gravedad específica de la mezcla líquido-vapor relativa al agua.
$G_{m1}$	$G_m$ a condiciones corriente arriba.
$G_{mc}$	$G_m$ en la vena contracta.
$K$	Cualquier constante de proporcionalidad.
$K_v$	Constante de vapor.
$P_c$	Presión crítica termodinámica (psia)
$P_v$	Presión vapor de líquido a la temperatura de entrada (psia)
$P_1$	Presión de entrada a la válvula.
$P_2$	Presión de salida de la válvula.
$\Delta P$	Caída de presión de la válvula $P_1 - P_2$ (psi)
$\Delta P_a$	Máxima caída de presión efectiva en producir flujo (psi)
$\Delta P_m$	Presión diferencial entre la entrada de la válvula y la vena contracta (psi)
$Q$	Velocidad de flujo volumétrico de gas (scfh)
$Q_L$	Velocidad de flujo líquido volumétrico (gpm)
$R_c$	Relación adimensional de presión de flujo oprimido.
$Re_p$	Número de Reynolds en la tubería.

$Re_v$  Número de Reynolds en el asiento de la válvula.

$T$  Temperatura absoluta ( $^{\circ}F + 460$ )

$T_s$  Temperatura sobrecalentamiento ( $^{\circ}F$ )

$W$  Velocidad de flujo de masa (lb /hr )

$\mu$  Viscosidad absoluta (cp)

$\mu_L$  Viscosidad absoluta correspondiente al empiezo de flujo laminar (centipoise).

Con el flujo oprimido completamente,  $\Delta P_a$  es la máxima caída de presión que contribuirá a la velocidad de flujo. Substituyendo las ecuaciones V.2.7 y 8 en la ecuación V.2.6 da para las condiciones de flujo oprimido:

$$C_v = \frac{Q_L \sqrt{G}}{C_f \sqrt{P_1 - P_v}} \quad \text{V.2.10}$$

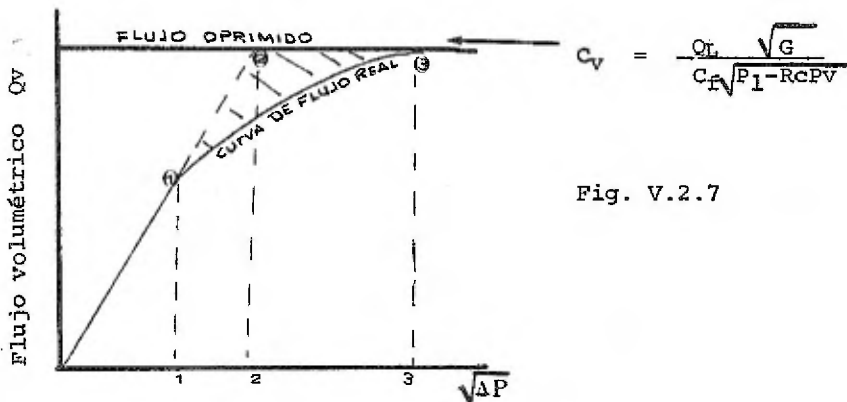


Fig. V.2.7

En la Figura V.2.7:

El flujo varía con la raíz cuadrada de la caída de presión hasta el punto de cavitación incipiente (1). El flujo continúa incrementándose con la caída de presión hasta que se desarrolla flujo oprimido completamente (3). Entre los dos puntos, el flujo real sigue otra ley, con la cual puede producir errores tan grandes como el 12 por ciento, si la fórmula  $FC_1$  es extrapolada al valor de flujo oprimido.

El punto 1 en la figura V.2.7 corresponde a la etapa de cavitación incipiente, y el punto 2 muestra la proyección de la ecuación V.2.7 (la fórmula  $FC_1$ ) a la condición de flujo oprimido de la ecuación V.2.9 en el punto 3. El área sombreada indica el error resultante del uso de cualquiera de las dos ecuaciones para predecir flujo entre cavitación incipiente y flujo oprimido completamente.

La ecuación V.2.9 es válida para presiones de vapor mucho más bajas que la presión crítica termodinámica  $P_c$  del líquido, digamos,  $P_v < 0.1 P_c$ .

Para presiones de vapor mayores que  $0.1 P_c$ , se recomienda la ecuación siguiente:

$$C_v = \frac{QL \sqrt{G}}{C_f \sqrt{P_1 - R_C P_v}} \quad \text{V.2.11}$$

El factor  $R_C$  es una estimación para las propiedades del fluido en flujo cavitante. Una limitación adicional impuesta

por las ecuaciones V.2.9 y 10 es que  $P_v < 0.7 P_1$ , de otra manera, el error entre los puntos 1 y 3 en la figura V.2.7 llegan a ser muy grandes.

La cavitación en una válvula es indeseable y dos formas de eliminarla, por el diseño del sistema son: 1) Reducir la  $\Delta P$  real abajo de  $\Delta P_a$ , ó 2) Escoger una válvula con un factor  $C_f$  más alto. En casos extremos, puede ser necesario instalar dos válvulas idénticas en serie, dando un factor combinado  $C_f \cong \sqrt{C_f}$  para una sola válvula.

#### V.2.15.4 DIMENSIONAMIENTO PARA FLUJO LAMINAR

El número de Reynolds  $Re$  expresa la relación de fuerzas inerciales a fuerzas viscosas en el fluido. A valores altos de número de Reynolds, predominan las fuerzas inerciales y el flujo es proporcional a la raíz cuadrada de la caída de presión. A valores bajos de número de Reynolds, predominan las fuerzas viscosas y el flujo es lineal con la caída de presión:

$$\Delta P = K Q_L \mu$$

V.2.12

Tal comportamiento lineal del flujo facilita los cálculos pero la complejidad aparece al tratar de estimar la característica de flujo laminar de los valores dados de  $C_v$  para condiciones turbulentas. Un método de dimensionamiento de flujo viscoso procede como sigue: Si  $\mu_L$ , es la viscosidad correspon-

diente a un punto de transición imaginaria, entre flujo laminar y turbulento, entonces la relación de  $\mu_L$  a  $\mu$  será también la relación de caídas de presión disponible y de dimensionamiento:

$$\frac{\mu_L}{\mu} = \frac{\Delta P \text{ disponible}}{\Delta P \text{ dimensionamiento}} \quad \text{V.2.13}$$

De esta relación, el factor de corrección  $F_V$  es definido:

$$F_V = \sqrt{\frac{\mu}{\mu_L}} \quad \text{V.2.14}$$

así que:

$$C_V \text{ (laminar)} = F_V C_V \text{ (turbulento)} \quad \text{V.2.15}$$

El inicio del flujo laminar en la válvula, es tomado a un número de Reynolds  $Re_V = 500$  y el número de Reynolds en la tubería  $Re_p$ , correspondiente al empiezo de flujo laminar en la válvula es calculado por:

$$Re_p = \frac{d}{D} \sqrt{\frac{Cd}{110}} Re_V \quad \text{V.2.16}$$

Una vez que el número de Reynolds en la tubería correspondiente al inicio del flujo laminar en la tubería es conocido,  $\mu_L$  puede ser conocido de la relación:

$$\mu_L = \frac{3160 \quad \text{@}_L \text{ G}}{D Re_p} \quad \text{V.2.17}$$

Con un valor para  $v_t$ , el factor de corrección  $F_v$  puede ser determinado de la ecuación V.2.14.

Si el "C<sub>v</sub> viscoso" calculado, no iguala el C<sub>v</sub> de la válvula considerado en el inicio del cálculo, el procedimiento es repetido para otro tamaño de válvula.

#### V.2.15.5 EFEECTO DE REDUCCIONES DE TUBERIA

Muy frecuentemente los datos de dimensionamiento para una estación de control, se desarrollan con poca consideración de la tubería adyacente. Esto significa que parte de la caída de presión considerada para la válvula es consumida realmente por las reducciones. En las válvulas de gran capacidad el despreciar la pérdida de presión en la reducción puede dar como resultado una válvula subdimensionada, ya que las relaciones de diámetros de tubería a válvula de 2:1 son comunes.

Podemos definir C<sub>vt</sub> como el C<sub>v</sub> de la estación de control incluyendo reducciones de tubería y comparar este valor con el C<sub>v</sub> de una estación de control sin reducciones para determinar un factor de corrección F<sub>R</sub>. De ésta definición de F<sub>R</sub>, el C<sub>v</sub> requerido de la válvula es entonces:

$$C_v \text{ (requerido)} = F_R C_{vt} \qquad \text{V.2.18}$$

La caída de presión total de la estación de control es la suma de las caídas de presión de la válvula y de la reducción, así que el C<sub>vt</sub> total está dado por:



$$\frac{1}{(C_{vt})^2} = \frac{1}{(C_v)^2} + \frac{1}{(C_{vL})^2} \quad \text{V.2.19}$$

Una vez que  $C_{vt}$  ha sido encontrado el coeficiente de descarga de la estación Cd es calculado de:

$$C_d = C_{vt}/a^2 \quad \text{V.2.20}$$

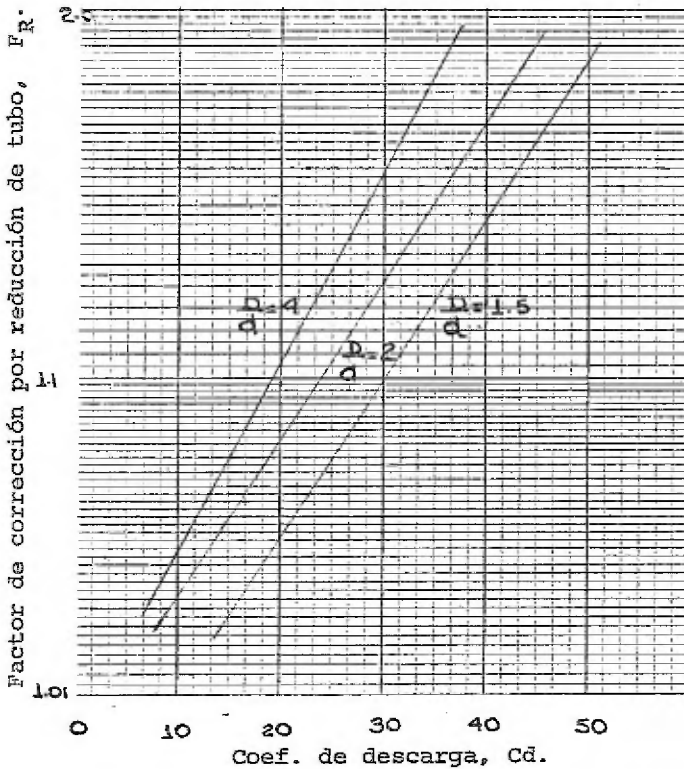


Fig. V.2.8 Factor de corrección por reducción de tubería,  $F_r$ .

Refiriéndonos a la figura V.2.8 para el factor de corrección  $F_r$  como una función de  $C_d$  y  $D/d$ .

Sintetizando, los pasos para obtener el  $C_v$  requerido en una válvula instalada con reducción, son los siguientes:

- 1.- Determinar  $C_{vt}$  para la estación de control por fórmula aplicables, pero usando la caída de presión total de la estación de control.
- 2.- Seleccionar un tamaño de válvula basado en el  $C_{vt}$  calculado.
- 3.- Calcular  $C_d$  con la ecuación V.2.20
- 4.- Determinar la relación de tubería a válvula y encontrar el valor de  $F_r$  en la figura V.2.8
- 5.- Encontrar el  $C_v$  requerido de de la ecuación V.2.18
- 6.- Comparar el  $C_v$  disponible con el  $C_v$  requerido, para consistencia.

Se supone entonces que no ocurre cavitación en la válvula. Si existe cavitación, entonces las reducciones tenderán a hacer aún más pequeña la válvula que considerando solo el factor  $C_f$  - para flujo oprimido en la válvula.

Es necesario un factor de flujo oprimido para la combinación de válvula - reducción:

$$\frac{1}{(C_{fr})^2} = \frac{1}{(C_f)^2} + \left(\frac{C_d^2}{900}\right) \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) \quad \text{V.2.21}$$

$C_{fr}$  puede ser substituido directamente en la ecuación V.2.9 por  $C_f$ . El  $C_v$  de la válvula está dado directamente por:

$$C_v = \frac{QL \sqrt{G}}{C_{fr} \sqrt{P_1 - P_v}} \quad \text{V.2.22}$$

SERVICIO NO CRITICO DE GASES Y VAPOR DE AGUA.

Para servicio de gas no crítico, la fórmula de dimensionamiento sugerida por el "Fluid Controls Institute" (FCI) es:

$$C_v = \frac{Q}{953} \sqrt{\frac{GT}{\Delta P (P_1 + P_2)}} \quad \text{V.2.23}$$

la cual para vapor de agua se reduce a:

$$C_v = \frac{W}{2.1 \sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}} \quad \text{V.2.24}$$

Para vapores sobrecalentados, la fórmula de dimensionamiento del FCI es:

$$C_v = \frac{W (1 + 1400/T_s)}{K_v \sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}} \quad \text{V.2.25}$$

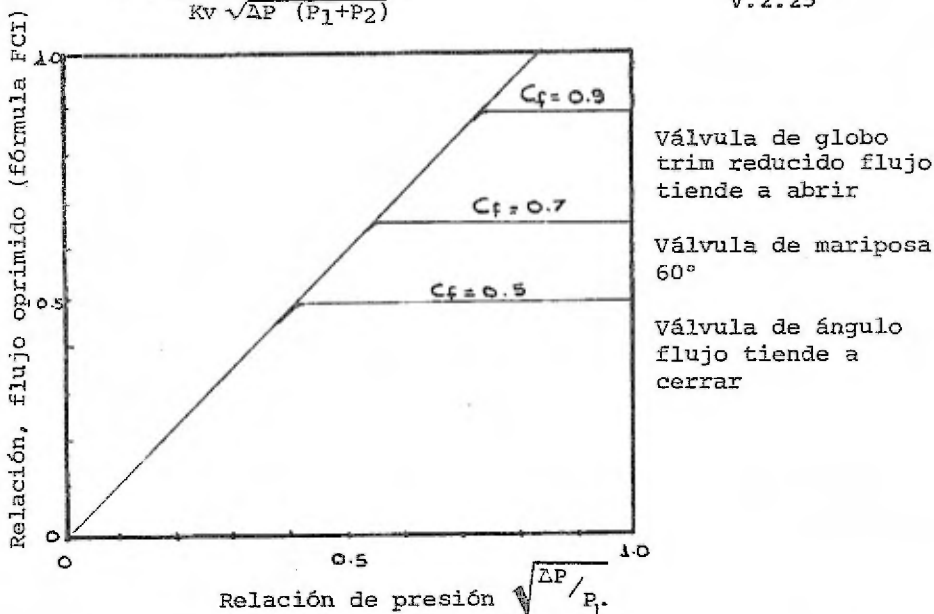


Figura V.2.9 Diseños diferentes de válvulas de control que tienen valores diferentes de factor de flujo oprimido  $C_f$  y éste afecta el flujo máximo que pueda pasar a grandes caídas de presión.

$$C_v = \frac{W (1 + 1400/T_s)}{K_v \sqrt{\Delta P} (P_1 + P_2)} \quad \text{V.2.26}$$

SERVICIO CRÍTICO EN GASES Y VAPORES.

A flujo crítico, la velocidad de gas en la vena contracta alcanza la velocidad del sonido.

Las fórmulas preliminares para el dimensionamiento, consideran que se alcanza el flujo crítico en la válvula si  $\Delta P > P_1/2$

Sin embargo, esto no es verdad porque hay recuperación de presión después de la vena contracta, y ésta es muy pronunciada en válvulas de gran recuperación. La máxima caída de presión que contribuye a fluir (caída de presión crítica) debe ser definida como:

$$\Delta P_a = C_f^2 P_1/2 \quad \text{V.2.27}$$

El efecto en predecir la capacidad de flujo de las fórmulas del FCI y de las capacidades reales para varios diseños se muestra en la figura V.2.9. Siempre que la caída de presión real asignada a la válvula exceda  $\Delta P_a$ , el flujo será crítico y se aplicarán las siguientes ecuaciones de dimensionamiento:

Para gases:

$$C_v = \frac{Q \sqrt{G T}}{894 C_f P_1} \quad \text{V.2.28}$$

Para vapores saturados:

$$C_v = \frac{1.16 W}{K C_f P_1} \quad \text{V.2.29}$$

Fórmulas generalizadas de dimensionamiento.

Las fórmulas para gas y vapor presentadas son exactas únicamente a caídas de presión pequeñas o grandes. Para valores intermedios de caída de presión,  $0.2 < \Delta P < \Delta P_a$ , el error ocasionado puede ser tanto como un 12%.

Una fórmula generalizada que se ha modificado, es la fórmula siguiente:

Para gases: 
$$C_v = \frac{Q}{894 C_f P_1} \frac{\sqrt{G T}}{(Y-0.148Y^3)} \quad V.2.30$$

Para vapor de agua: 
$$C_v = \frac{W}{1.83 C_f P_1} \frac{1}{(Y-0.148Y^3)} \quad V.2.31$$

donde: 
$$Y = \frac{1.63}{C_f} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \quad V.2.32$$

Esta fórmula, a pesar de ser complicada en comparación con las otras previamente citadas, es más exacta, particularmente en la región de transición de flujo subcrítico a crítico.

Para reducir el tiempo de cálculo se puede encontrar una gráfica de  $Y-0.148Y^3$  contra  $Y$ , en los catálogos de vendedores y en el Instrument Engineers' Handbook, Vol. II de B.G. Liptak.

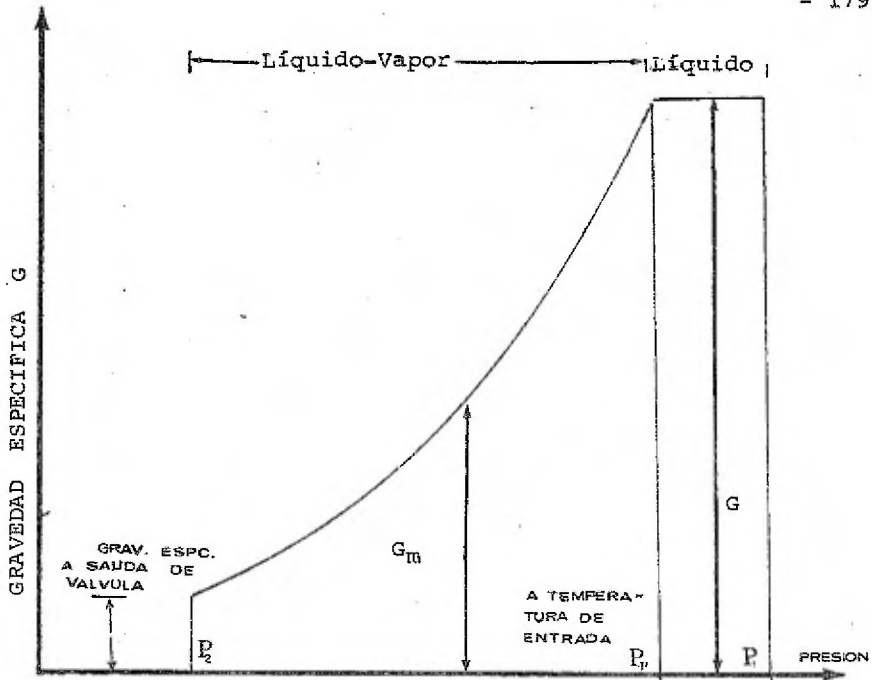


Figura V.2.10. Gravedad específica de una mezcla líquido, vapor como una función de presión.

LIQUIDOS CON EVAPORACION INSTANTANEA.

Para pequeñas cantidades de evaporación, la suma de  $C_{VS}$  - pueda proporcionar resultados satisfactorios, si se toma en cuenta más la cantidad de vapor en la vena contracta que en la salida de la válvula. El  $C_V$  total de la válvula es considerado como la suma de  $C_{VS}$  de la porción líquida y de la porción de vapor, calculados en forma separada. Para la porción de líquido se recomiendan las ecuaciones V.2.9 ó V.2.10, para la porción de vapor, se requiere la ecuación general de dimensionamiento. Para grandes cantidades de evaporación, la suma de  $C_{VS}$  da como resultado un sobredimensionamiento, ya que los efectos de flujo crítico son considerados dos veces, en el cálculo del  $C_V$  del líquido y del  $C_V$  del vapor.

El método de presión crítica supone que una válvula en servicio con evaporación instantánea puede ser dimensionada por los métodos usados para cavitación. Así la limitación de la ecuación V.2.10 ( $P_V < 0.7 P_1$ ) no es tomada en cuenta y la máxima caída de presión disponible para la válvula es tomada como  $\Delta P_a = C_f^2 (P_1 - R_C P_V)$ . Ya que el hecho de que algo líquido permanezca en el estado de vapor se ignora, la técnica va aumentando su inexactitud conforme se aumenta la evaporación.

Un tercer método probado experimentalmente, es el método de densidad de mezcla, en el cual la densidad del líquido evaporado es usado para obtener el producto densidad - caída de presión representado por el área bajo la curva de la figura V.2.10

$$C_V = \frac{Q_L G}{\sqrt{Gm (P_V - P_2) + \sqrt{G (P_1 - P_V)}}} \quad \text{V.2.33}$$

Para hacer ésta ecuación aplicable a válvulas con gran recuperación, la corrección  $0.85/C_f$  ha sido sugerida para la siguiente ecuación:

$$C_V = \frac{0.85 Q_L G}{C_f \sqrt{Gm (P_V - P_2) + \sqrt{G (P_1 - P_V)}}} \quad \text{V.2.34}$$

No hay ninguna fórmula que por sí sola pueda considerar todas las condiciones posibles tanto del proceso como de la instalación. El método apropiado de dimensionamiento debe ser seleccionado para cada aplicación. Generalmente hay varios métodos disponibles para dimensionamiento, incluso para una aplicación muy específica. El método seleccionado dependerá de las condiciones de proceso, de la instalación y en cierto grado del tipo de válvula previsto.

### V.3 PRINCIPIOS DE CONTROL AUTOMATICO

Si en un proceso determinado se presenta un cambio en la demanda, un controlador automático debe ser capaz de cambiar el suministro para restablecer el balance del proceso, de este modo, el control automático puede definirse como un regulador de suministro contra la demanda en un período "X" de tiempo. El tiempo necesario para que suministro y demanda sean iguales, puede variar mucho, y es primordialmente una función de las condiciones de proceso.

Básicamente los problemas de control automático, pueden ser de dos tipos; aquellos que requieren acción de control de dos posiciones y los que requieren acción de control de banda proporcional. Como su aplicación depende de las condiciones de proceso, no puede haber una comparación general entre los dos. Hay varios medios para operar mecanismos automáticos, incluyendo el hidráulico, el neumático y el eléctrico, pero la gran mayoría de controladores automáticos que se usan en la industria son operados automáticamente, particularmente en aquellas aplicaciones que requieren acción proporcional.

El control automático puede aplicarse a cualquier proceso en el que se pueda hacer una medición de variables.



Algunas de las variables que se encuentran en el campo de la medición son: presión, temperatura, flujo, nivel líquido, humedad, gravedad específica, pH, velocidad, fuerza, carga, torsión y conductividad.

La función del mecanismo de control en un controlador operado neumáticamente es aumentar o disminuir la presión del aire de un segundo mecanismo que efectúa la función reguladora. El mecanismo de control en el controlador automático es activado por medio del sistema de medición. Por lo tanto, ningún controlador automático puede ser mejor que su sistema de medición.

El mecanismo que recibe la señal de aire del controlador automático, puede operar una válvula en una línea de flujo, una persiana en un conducto de aire, o puede cambiar el ajuste del punto de control de un segundo mecanismo de control.

Un sistema de control automático completo consta de tres partes; la unidad de medición, la unidad de control automático, y el medio de control. En sí, el instrumento de control automático es sólo un amplificador entre el punto de medición y el punto de ajuste del medio controlador. El efecto de un cambio en la variable medida es transmitido al instrumento de control, el cual produce un cambio en la presión de aire, en el elemento que

actúa como medio regulador.

Si el sistema de medición no puede responder con la misma rapidez con que la variable medida puede cambiar, la acción correctiva en la válvula de control será retardada. Esta es una situación conocida como efecto de espacio muerto, que puede ser la causa de problemas considerables en el control automático. Puede entonces concluirse que ningún controlador automático es mejor que la eficiencia del sistema de medición para responder al cambio en la variable medida y comunicar esa respuesta a la válvula de control. El efecto de espacio muerto es el intervalo de tiempo entre el cambio en la variable medida y el movimiento de la válvula de control para corregir tal cambio. Pero no siempre, es el instrumento de control, el causante del efecto de espacio muerto. Si hay una fricción en el vástago de la válvula que pueda ser causada por una tuerca demasiado apretada en la caja de empaques, la válvula de control posiblemente no pueda responder al cambio inicial en la presión del aire proveniente del instrumento y en consecuencia la variable medida continuará cambiando hasta que la presión sea suficiente para vencer la fricción y hacer que la válvula se mueva. Sin embargo, la cantidad excesiva de aire en el mecanismo operador de la válvula, hará que ésta se mueva demasiado lejos y como resultado se obten-

ga una acción correctiva en exceso.

Para vencer el exceso de fricción en las válvulas, los fabricantes de instrumentos han desarrollado mecanismos auxiliares conocidos básicamente como posicionadores de válvulas. Estos mecanismos son parte del operador de la válvula de control. Reciben un suministro de aire independiente y son diseñados para producir una posición exacta de la válvula, proporcional al cambio proveniente del mecanismo del instrumento de control.

Ha sido previamente establecido que hay dos tipos básicos de acción de control automático; de dos posiciones y proporcional. Se podría considerar que hay un solo tipo básico que se aplica al control de proceso, el proporcional, siendo el tipo de dos posiciones igual a la acción proporcional con un valor de cero.

La acción de dos posiciones es aplicable fundamentalmente a los procesos discontinuos de una sola capacidad, teniendo una alta relación de demanda a capacidad. La acción de dos posiciones puede producirse con un mecanismo relativamente simple, similar a un mecanismo de acción proporcional ajustado para obtener acción proporcional de cero. Desde el punto de vista económi

co debemos evitar el uso del mecanismo proporcional más caro si la acción de dos posiciones más sencilla puede aplicarse. Hay un número de aplicaciones en que la acción de control de dos posiciones es indicada, pero la acción de dos posiciones de la válvula podría alterar otras operaciones. En tales casos, es necesario usar controlador de banda proporcional Angosta.

Aunque la acción proporcional es una acción de estabilidad básica, no producirá control de un punto si el proceso está sujeto a cambios drásticos de carga o demanda. Por lo tanto, es necesario incorporar en el mecanismo de control con acción proporcional, una acción secundaria conocida como reajuste automático. El reajuste automático mantiene el punto de control a pesar de los cambio de carga.

No se intenta aquí, describir el mecanismo que producen las funciones proporcional y de reajuste, sino más bien analizar estas funciones en términos de cambio de posición de válvula relativa a cambio de medición.

Un mecanismo proporcional es diseñado para producir una posición definida de la válvula correspondiente a una posición de la pluma, dentro de los límites del rango de la escala de medición. La pluma se posiciona por un cambio en medición. La válvula es posi

cionada por un cambio de presión de aire.

La figura V.3.1 muestra gráficamente la relación entre el cambio de medición o la posición de la pluma y la carrera de la válvula. La curva A muestra que la pluma debe cambiar sobre el 100% de la escala para cambiar la válvula de posición de completamente abierta a completamente cerrada. También muestra que para cualquier posición de la pluma dentro del rango de escala, hay una posición correspondiente de la válvula en términos de su carrera. Por ejemplo, si la pluma está en el 20% del rango de la escala, la válvula está en el 80% de su carrera.

Si la pluma está en el 50% del rango de la escala, la válvula está en el 50% de su carrera y si está en el 80% del rango de la escala la válvula está en el 20% de su carrera. Debido a que la pluma debe cambiar 100% del rango de la escala para lograr el 100% de la carrera de la válvula, la acción proporcional o banda proporcional se define como 100%.

La curva B muestra que la posición de la pluma debe cambiar entre 25% y 75% del rango de la escala para obtener 100% de la carrera de la válvula. Entonces la curva B representa una banda proporcional de 50%.

La curva C representa una banda proporcional de 25%, la

curva D una banda proporcional de 10% y la curva E representa una banda proporcional de cero o control de dos posiciones.

El hecho de que estas curvas se cortan en el 50% de la carrera de la válvula y 50% del rango de la escala es significativo solo en el diseño fundamental del mecanismo proporcionador. Si el punto de control deseado está en el 50% del rango de la escala y la pluma está en esa posición, entonces la válvula está en el 50% de su carrera no importa en efecto en que banda proporcional está. Si el punto de control estuviera en el 70% del rango de la escala y la pluma estuviera en esa posición, las curvas se cortarían en el 70% de la medición de la escala y el 50% de la carrera de la válvula.

Con excepción de la curva E, estas curvas muestran también que por igual cambio de porcentaje en la posición de la pluma, hay un cambio igual de porcentaje en la carrera de la válvula correspondiente.

Por ejemplo, referente a la curva, A, si los cambios de medición son de 20 a 30%, que es 10% del rango de la escala, la carrera de la válvula cambia de 80 a 70%, o sea, un cambio de 10% de la carrera, y en la misma curva A si la posición de la pluma cambiara de 70 a 80% ó 10% de la escala, la carrera de la vál-

vula cambiaría de 30 a 20% ó 10% de la carrera. Referente a la curva B, si la pluma cambiara de 30 a 40%, la carrera de la válvula cambiaría de 90 a 70% ó 20% de la carrera, y de nuevo si la pluma cambiara de 60 a 70% la válvula cambiaría de 30 a 10% ó 20% de su carrera. En ambas ilustraciones, la posición de la pluma ha cambiado 10% de la escala. En la curva A, la válvula cambió 10% de su carrera, en la curva B, la válvula cambió 20% de su carrera. Esto indica que como la banda proporcional es acortada, la carrera de la válvula por incremento del cambio de la pluma, es incrementada.

Debido a las condiciones de proceso, la habilidad para ajustar la banda proporcional a diferentes valores es absolutamente necesaria en todos los controladores automáticos que requieran acción proporcional.

Las curvas siguientes muestran la acción de la válvula correspondiente al cambio de medición, o movimiento de la pluma para los varios tipos de acción de control. La acción de la válvula como se indica, no influye en el movimiento de la pluma, sino más bien las curvas muestran sólo cual es el cambio en la posición de la válvula producido por el movimiento de la pluma.

La Fig. V.3.2 muestra la acción de la válvula produci-

da por un mecanismo de control de dos posiciones cuando la medición cambia como se indica. La acción de la válvula ocurre sólo cuando la medición cruza el punto de control, y la válvula opera de un extremo hacia el otro. Para todas las posiciones de la medición sobre el punto de control, la válvula tiene una posición y para todas las posiciones bajo el punto de control, la válvula tiene otra posición.

La medición de un controlador de dos posiciones debe ser continuamente cíclica. Sin embargo, cuando se aplica a procesos ideales para este tipo de control, las amplitudes de los ciclos son tan pequeñas que el registro puede ser considerado una línea uniforme. Donde la amplitud de estos ciclos llega a ser excesiva la acción de dos posiciones debe ser cambiada a un tipo que producirá una acción de la válvula, proporcional.

La Fig. V.3.3 muestra la relación entre el movimiento de la válvula y el cambio de medición o movimiento de la pluma con acción proporcional.

La diferencia entre ésta y la acción de control de dos posiciones mostrada en la Fig. V.3.2 es evidente, puesto -- que en la Fig. V.3.2 la válvula se movió intermitentemente,



mientras que en la Fig. V.3.3 la válvula continua moviéndose siempre que la medición continúa variando. En cualquier momento, la cantidad de movimiento de la válvula es directamente proporcional a la cantidad de movimiento de la medición. La posición de la válvula es siempre una relación fija a la medición, y el valor máximo en la corrección de la válvula ocurre en el punto en que la desviación de la medición es máximo, siempre que la medición no se mueva hacia fuera de la banda proporcional del controlador.

Es importante comprender que con la acción proporcional, cada posición de la válvula está relacionada con una posición definida de la medición. Un controlador puede ser ajustado de manera que la válvula sea posicionada para traer la medición al índice de control, pero la medición se mantendrá en este punto sólo que no haya cambio ni en la carga ni en otras condiciones. Si hay un cambio en la carga y en otras condiciones tales como caída de presión a través de la válvula, entonces ésta debe tomar una nueva posición, a fin de dejar pasar el flujo original. De este modo, la medición debe moverse a una nueva posición, la cual necesariamente estará lejos del punto de control antes de que el equilibrio sea nuevamente alcanzado. Esta desviación del punto de control con cambios de carga o de condiciones se define como "des

viación permanente", en la terminología A.S.M.E.

Donde las condiciones de operación y la banda proporcional del controlador son tales que la máxima desviación permanente esté dentro de las variaciones permisibles del medio controlado, un controlador proporcional es satisfactorio.

Cuando esta condición no es satisfecha, es necesario agregar una segunda función al controlador que restablece el equilibrio en el punto de ajuste del control, sin importar (haciendo caso omiso) cual sea la posición de la válvula, requerida para establecer este equilibrio. Esta función es conocida como reajuste automático.

La acción de reajuste produce un cambio en la posición de la válvula con una rapidez proporcional a la desviación de la medición desde el punto de control, y la cantidad de movimiento de la válvula como resultado de la acción de reajuste es adicional a la cantidad de movimiento de válvula -- producida por acción proporcional pura. Las dos acciones son simultáneas. El movimiento de la válvula causado por la acción proporcional aumentará o disminuirá al mismo tiempo que la magnitud de la desviación de la medición aumente o disminuya mientras que el movimiento de la válvula causado por la acción de reajuste aumentará o disminuirá como la magnitud y

duración de la desviación de la medición aumente o disminuya. Las Figs. V.3.4 y 5, muestran la acción de la válvula que resulta sólo de la acción de reajuste, la cual es independiente de la acción proporcional.

En la Fig. V.3.4 la posición de la pluma cambia bruscamente una cantidad equivalente a  $(A)$  y mantenida en el nuevo valor por un período de tiempo. Este cambio de medición o desviación de la pluma, es referida como una desviación fija y esto produce una rapidez de cambio constante de la presión de aire en la válvula como se indica por el ángulo  $X$ . Si la desviación fija continuara como se muestra por un período de - - tiempo suficientemente largo, la sola acción de reajuste aumentaría la presión en la válvula a una proporción constante hasta que la presión máxima de la válvula fuera alcanzada.

La Fig. V.3.5 muestra el cambio de presión de aire en la válvula para la sola acción de reajuste en una desviación continua de la pluma y muestra una rapidez de reajuste constantemente aumentado. Sin embargo, cuando la desviación ha alcanzado un punto equivalente a  $(A)$  la rapidez indicada por el ángulo  $X$  es exactamente igual a la rapidez mostrada en la - - Fig. V.3.4 para una desviación fija.

En la Fig. V.3.6 los efectos separados de acción pro -

porcional y de reajuste, se muestran para una desviación continua de la pluma del 40% del rango de la escala de medición. La acción proporcional ha aumentado la presión por el valor (b) y la acción de reajuste ha aumentado la presión por el valor (c). Debido a que estas dos acciones son simultáneas y -- acumulativas, el efecto de ambas acciones se muestra en la -- Fig. V.3.7

La acción proporcional con reajuste fue usada por muchos años con éxito, pero los requisitos de control se hicieron más exactos y se descubrió que había necesidad de una influencia estabilizadora superior en el mecanismo de control. El mecanismo ideal, habría sido algo que produjera una acción anticipada, pero la anticipación es sólo una función de la mente humana; un aparato realmente previsor era imposible. Sin embargo; una función de control fue desarrollada, la cual -- aplica una corrección proporcional a la rapidez de cambio de la medición y que de ninguna manera es afectada ni por la magnitud ni por la duración de la desviación. La acción derivada nunca se usa sola, sino siempre en combinación con proporcional o proporcional con reajuste.

La Fig. V.3.8 muestra el efecto de la acción derivada en la válvula, enteramente independiente de la proporcional --

y/o reajuste. La desviación de la medición es exactamente -- igual que en las figuras anteriores, o sea una rapidez de cambio constante, definida por el ángulo (  $\alpha$  ).

La corrección de la válvula se aplica en el instante - en que se produce la desviación de la medición desde el va - lor de la escala de 20%, y la cantidad del cambio de la posi - ción de la válvula se mantiene en el valor (d), siempre y -- cuando la rapidez de cambio de la medición sea constante.

El efecto de cambio de la posición de la válvula resul - tante de la acción derivada es acumulativo con acción propor - cional y de reajuste. La Fig. V.3.9 muestra los cambios de posición de la válvula resultantes de las acciones proporcio - nal, de reajuste y derivada, independientemente, y la Fig. - V.3.10 muestra el efecto acumulativo de las tres funciones.

La función de un controlador automático es mantener la estabilidad del proceso, y cuando un disturbio se presenta, el controlador debería poder reducir la cantidad y duración de la inestabilidad al mínimo, para restablecer el equilibrio del proceso en el tiempo más corto posible. En la Fig. V.3.9 puede observarse que con la sola acción proporcional cuando la pluma se desvió de 20 a 40% del rango de la escala, la po

sición de la válvula fue cambiada por una cantidad igual a la dimensión (b). Con la adición del reajuste, la presión en la válvula aumentó por un valor igual a la dimensión (c), y con la acción derivada una presión adicional igual a la dimensión (d) fue aplicada a la válvula. En la Fig. V.3.10 puede verse que cuando la medición se desvió de 20 a 40% del rango de la escala, el efecto acumulativo de todas las acciones produjo un cambio de presión en la válvula equivalente a  $b + c + d$ .

El efecto de la acción derivada, entonces, es aplicar un cambio en la presión de la válvula en el instante en que la medición empieza a desviarse, y en una cantidad proporcional a la rapidez de la desviación. Este efecto es el de aplicar una acción correctiva más rápidamente que la que aplicaría una acción proporcional normal, resultando que la desviación de la medición será reducida, o puesto de otro modo, la cantidad y duración de la inestabilidad del proceso será reducida. Este último punto se ilustra en las Figs. V.3.11 y 12. En la Fig. V.3.11 se muestran dos curvas de recuperación de un proceso actual siguiendo una perturbación. La curva superior muestra la recuperación, producida por la acción proporcional y de reajuste solamente. La curva inferior muestra la recupe

ración producida con la adición de la acción derivada. En la Fig. V.3.12 estas dos curvas han sido superpuestas para una mejor comparación. El mejoramiento obtenido con acción derivada resalta inmediatamente.

No se intentará aquí discutir los mecanismos y el medio de control. La mayoría de estos mecanismos son alguna parte de una válvula. La válvula de control es una parte tan importante del sistema completo de control automático, como el instrumento mismo. El tipo de válvula que se usa para acción de dos posiciones es muy diferente del tipo que se usa para control proporcional. En el primer caso, la válvula es, generalmente, del tipo de asiento sencillo.

La única característica requerida de tales válvulas es que deben trabajar completamente abiertas o completamente cerradas. Los tipos de válvulas que se usan para control proporcional deben tener ciertas características de flujo para producir mejores resultados y están provistas generalmente, con un motor neumático que tiene un resorte de carga capaz de posicionar la carrera de la válvula, proporcionalmente a la presión del aire aplicada desde el instrumento de control. En la mayoría de las aplicaciones, las válvulas de control para acción proporcional deberán producir igual cambio de porcen-

taje en flujo, para iguales cambios de porcentaje de carrera de la válvula.



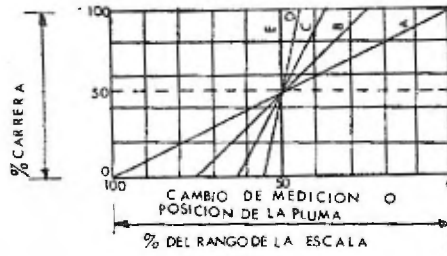


FIG. V.3.1

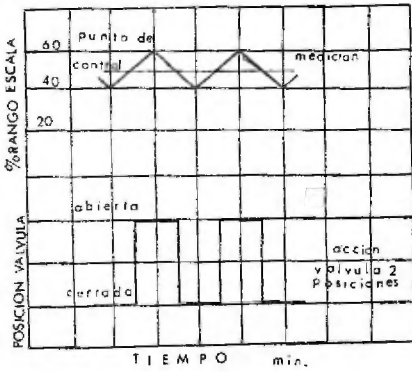


FIG. V.3.2

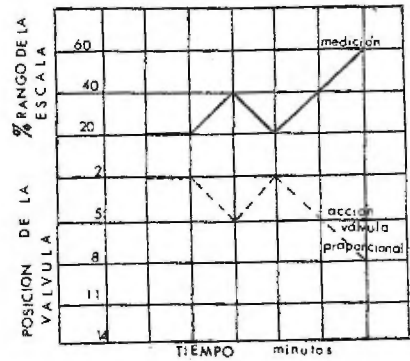


FIG. V.3.3

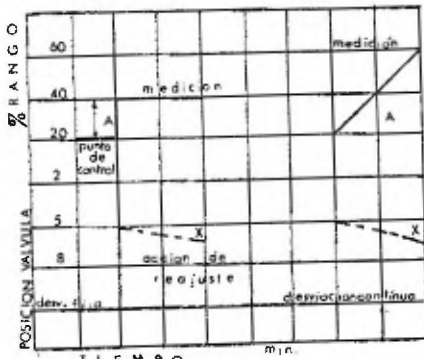


FIG. V.3.4

FIG. V.3.5

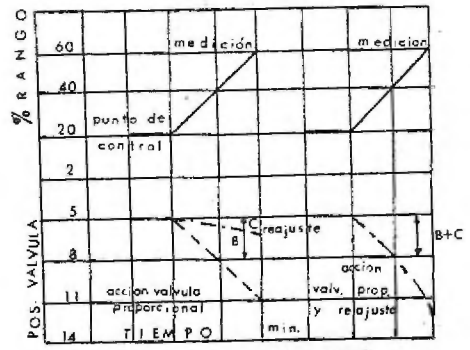


FIG. V.3.6

FIG. V.3.7

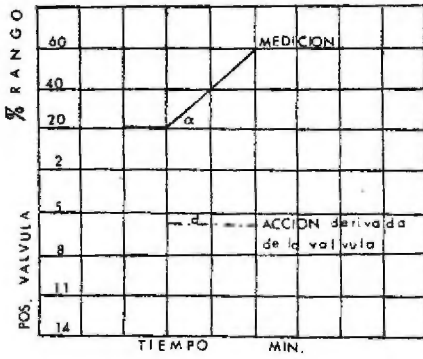


FIG. V.3.8

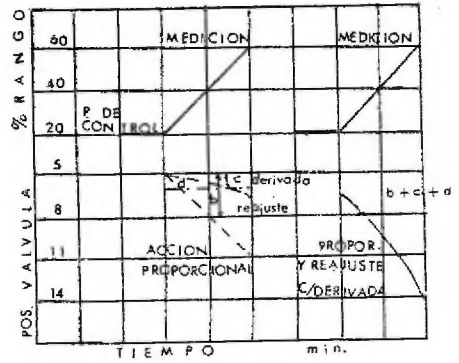


FIG.V.3.9

FIG.V.3.10

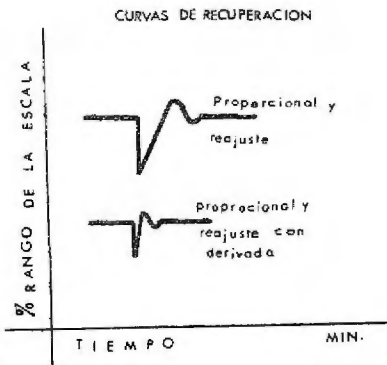


FIG. V. 3.11

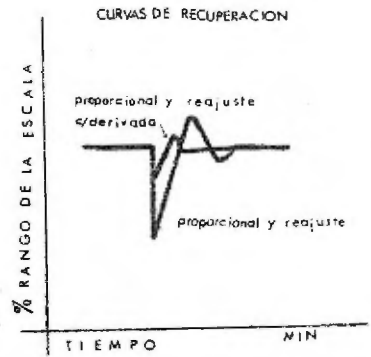


FIG.V. 3.12

CAPITULO VI

DESARROLLO Y DATOS DEL MODELO

## VI. DESARROLLO Y DATOS DEL MODELO

La concepción original del instrumento permaneció sin cambios considerables. Esta afirmación de originalidad está -- fundamentada en una investigación bibliográfica, buscando un -- instrumento dual, en las principales revistas de ingeniería, co mo el Chemical Engineering, Hydrocarbon Processing, (Petroleum - Refining), Instrumentation Technology, Industrial and Engineer- ing Chemistry, Chemical Engineering Progress, Journal of Physics and Scientific Instruments, Journal of applied Physics, Petro-- Chem Engineering, en sus artículos publicados en los últimos - 20 años.

Los fundamentos técnicos están enfocados a la placa - de orificio y a la válvula de control por su semejanza en confi guración y funcionalidad persiguiendo con ésto una semejanza co mo punto de partida más no una aproximación rígida como conclu sión a tales instrumentos.

### VI.1 DESCRIPCIÓN DEL INSTRUMENTO

El modelo experimentado es similar al diafragma de una cámara fotográfica.

El dispositivo interno tiene un diámetro de aproxima- damente 9 in., siendo la parte en contacto con el proceso de -- 7 in.

Analizando las partes constitutivas en un orden de so breposición, primeramente se encuentra corona metálica, de diá-

metro de 9 in., 0.5 cm. de espesor y un bajo relieve de 0.25 cm. de profundidad en los 2 cm. últimos del extremo interior. En ese bajo relieve se fijan las aspas, cuya forma se aproxima a una luna en creciente; pero con los extremos cortados, por medio de un perno soldado a un extremo. Fueron construidas en aluminio con un espesor de 0.5 mm. y con un número diez. En el extremo libre del aspa está otro perno, que se desliza en las ranuras radiales de una segunda corona metálica. Este deslizamiento a lo largo de la ranura permite el movimiento de las aspas para cerrar dejando un orificio de 0.5 cm. o bien abrir hasta dejar un orificio igual al diámetro interior de la tubería.

Inmediatamente después viene una tercera corona metálica que mantiene firme el mecanismo y conecta el mecanismo interno con el medio de accionamiento exterior, mediante dos pernos soldados, diametralmente opuestos sobre esta corona y que se conectan con un sector dentado en su lado externo que es accionado por un tornillo sinfín que exteriormente a la caja de sello se acciona con un volante.

Todo este conjunto se instala perpendicular a la tubería. Las bridas y la tubería adyacente fueron construidas en acrílico.

## VI.2 DESCRIPCION DE LA INSTALACION.

El sitio adecuado para la experimentación fue el laboratorio de Hidráulica del Instituto de Ingeniería.

En el laboratorio de Hidráulica se utilizó lo siguiente: Un depósito de agua, de donde se bombeó el agua hacia un tanque de almacenamiento provisto de una válvula de mariposa a la entrada para controlar gasto. El tanque de almacenamiento - descargaba el agua a través de un vertedero triangular con ángulo de  $90^\circ$ . El nivel de agua sobre el vertedero se midió mediante un medidor de nivel o limnómetro instalado a un lado del tanque. Con la lectura del limnómetro puede calcularse la cantidad de líquido (gasto) que pasa a través del vertedero, el cual es recibido en un tanque abastecedor que lo distribuye a diferentes modelos que se prueban simultáneamente.

Para adaptar nuestro modelo a éstas instalaciones, se construyó un pequeño tanque receptor de donde salía la tubería en la que se iba a montar el instrumento. Una parte de la tubería, se construyó uniendo medias cañas de concreto, con un diámetro de 7 pulgadas, colocando tubería con la longitud necesaria antes y después del instrumento, de acuerdo con los requerimientos de tubería recta sin accidentes, que debe tener una instalación para medidores de orificio. Los tramos de tubería restantes fueron de asbesto de 8 pulgadas de diámetro, con ventanas - de lucita selladas con plastilina.

Toda la instalación se construyó con una pequeña inclinación para facilitar el flujo. En el extremo del tubo corriente abajo se construyó un tanque para recibir el líquido, con un vertedero rectangular situado a un nivel superior al del tubo -

tubo de salida y cuyo objeto era hacer disminuir la velocidad del fluido para amortiguar la presión.

Unido a este tanque se colocó otro limnómetro para medir el nivel de líquido sobre el vertedero y calcular el gasto que había pasado realmente por el instrumento.

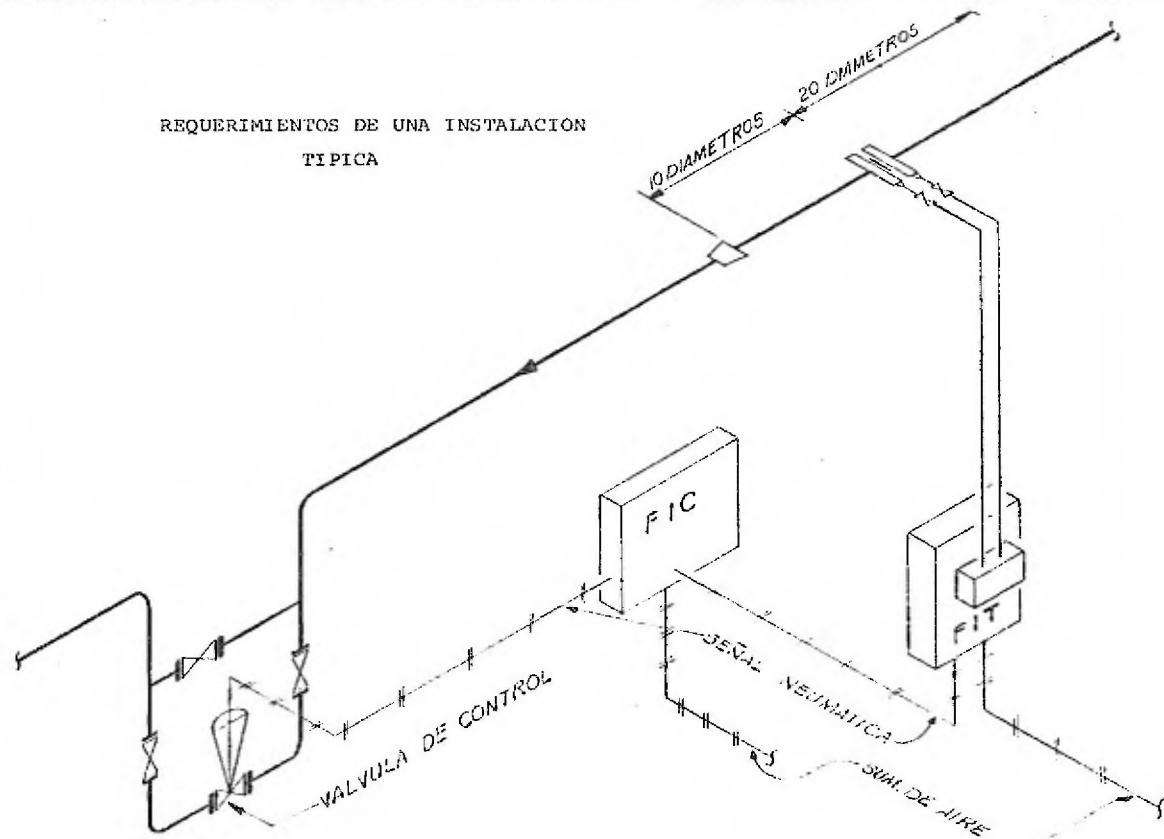
La construcción de la instalación se hizo simultáneamente a la construcción de la caja, sector y tornillo sinfín del instrumento, de tal modo que al terminarse ésta, se procedió inmediatamente a su montaje.

Faltaba únicamente conseguir el medidor de presión. Se escogió un manómetro diferencial, que se fabricó, usando manguera de plástico flexible, con forma de "U" lleno de agua y colocado en un bastidor de madera, lo suficientemente largo para poder medir en todo el rango de presiones.

Las tomas de presión se hicieron a 1 diámetro corriente arriba y medio diámetro corriente abajo del orificio formado, o sea, tomas promedio, que es una aproximación o modificación a tomas de vena contracta.

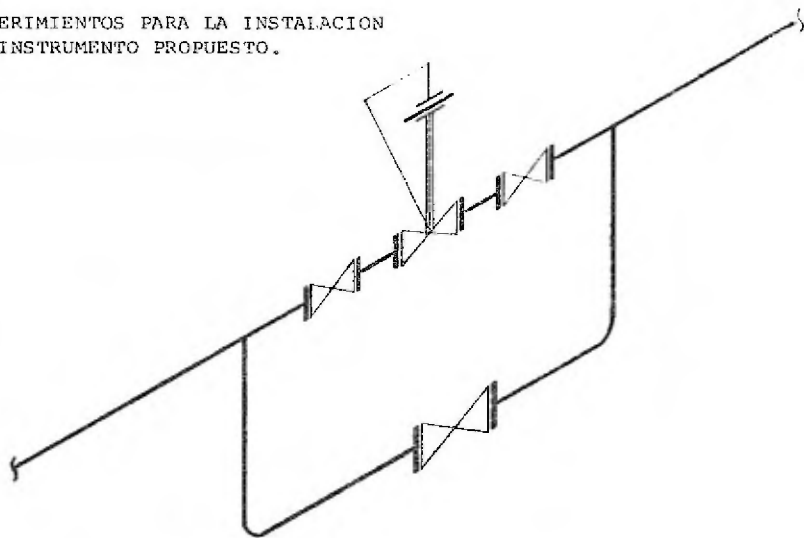
Una vez hecho esto se procedió a la experimentación, - la cual tubo una duración de dos meses y concluyó cuando el número de experimentaciones fue suficientemente amplio para analizarlo; sin embargo, para la última semana el sector se desgastó, no pudiéndose ya accionar el mecanismo para abrir y cerrar el - instrumento.

REQUERIMIENTOS DE UNA INSTALACION  
TIPICA



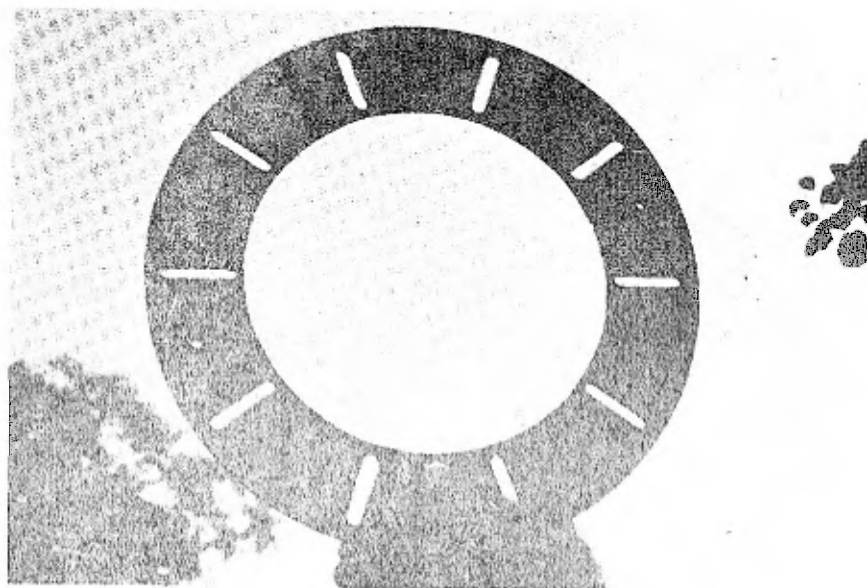


REQUERIMIENTOS PARA LA INSTALACION  
DEL INSTRUMENTO PROPUESTO.

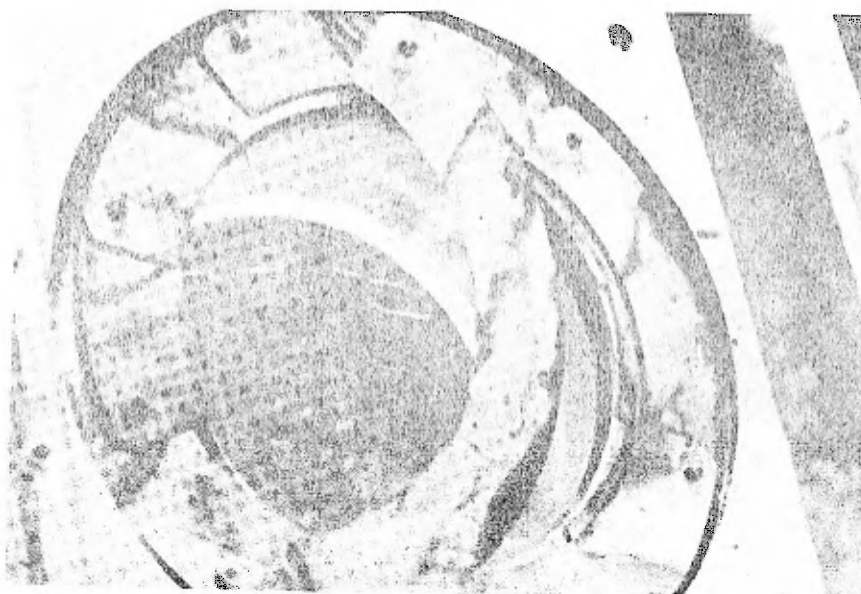




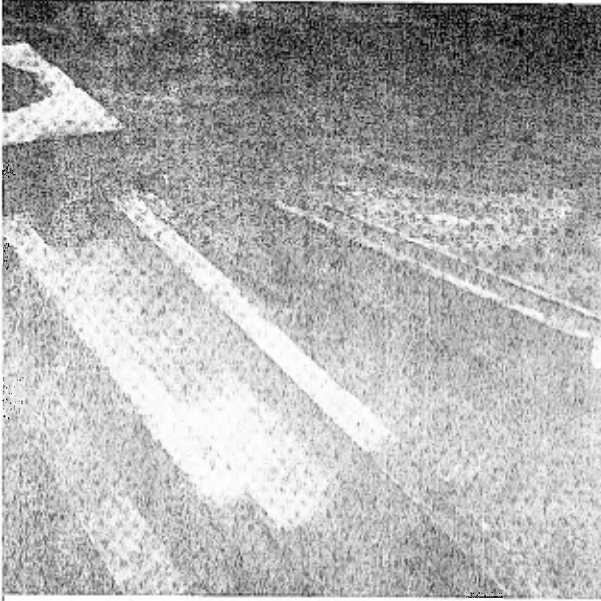
INSTRUMENTO PARA LA REGULACION Y  
MEDICION SIMULTANEA DE FLUJO.



CORONA MOVIL

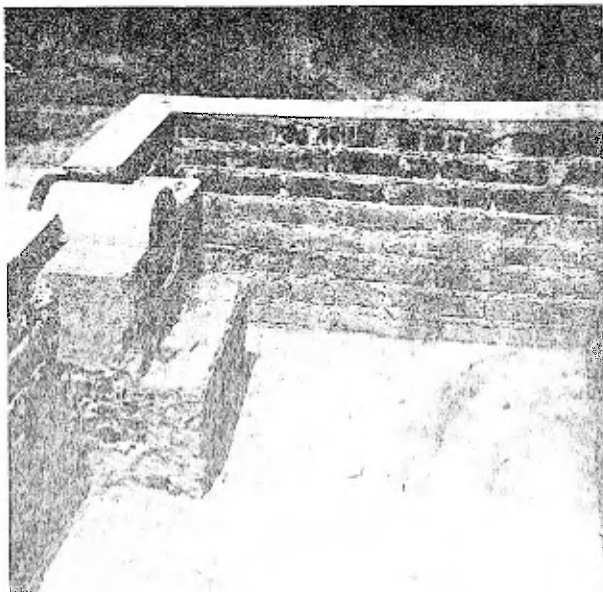


DETALLE DEL ENSAMBLE DE LAS LAMINILLAS

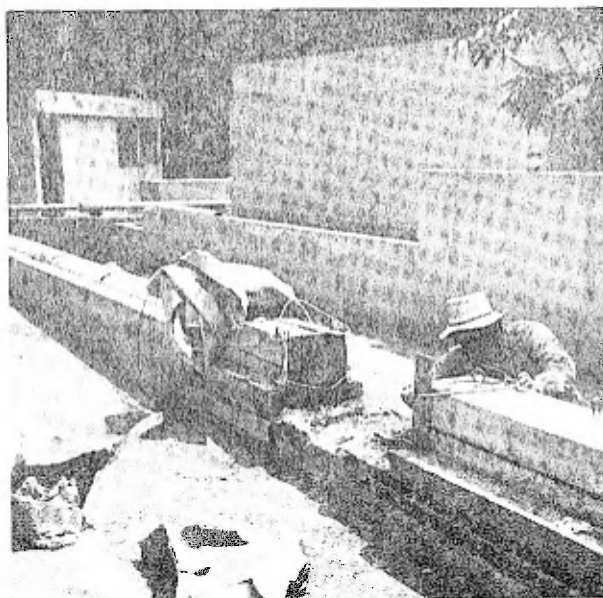


DETALLES DE LA TUBERIA

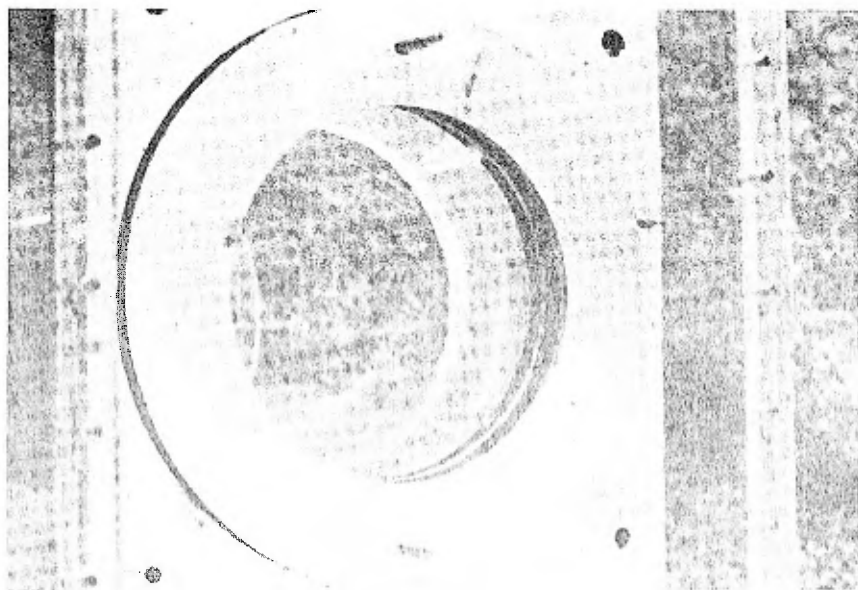




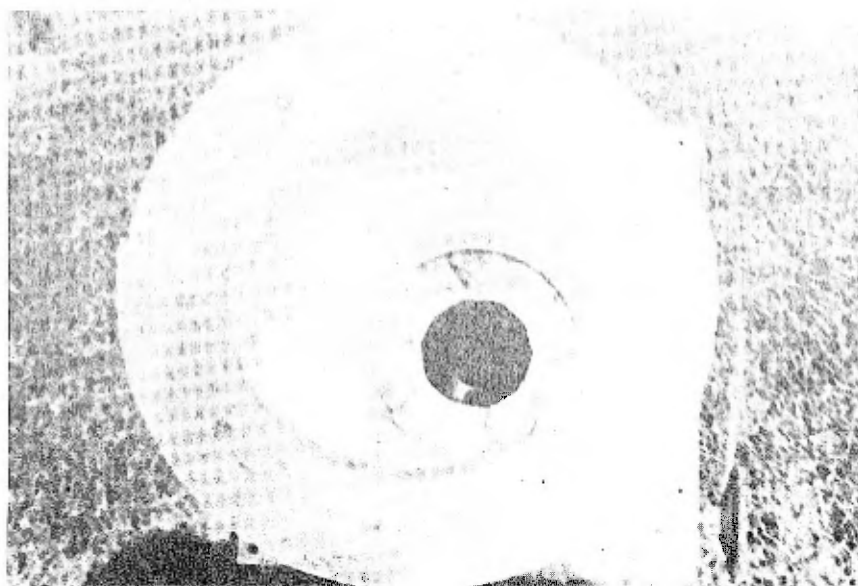
TANQUE AMORTIGUADOR DESPUES DEL INSTRUMENTO



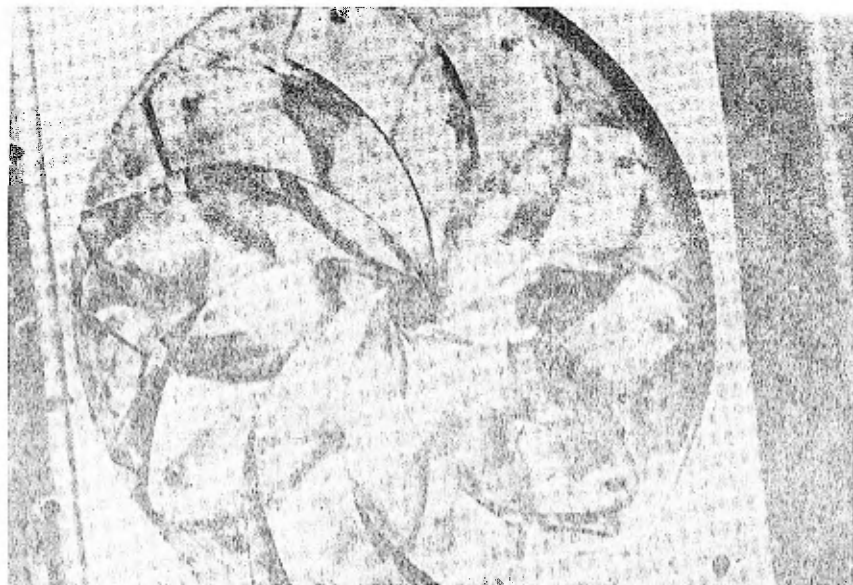
DETALLE DONDE SE MUESTRA ESPACIO PARA EL INSTRUMENTO



ENSAMBLE TOTAL DEL INSTRUMENTO



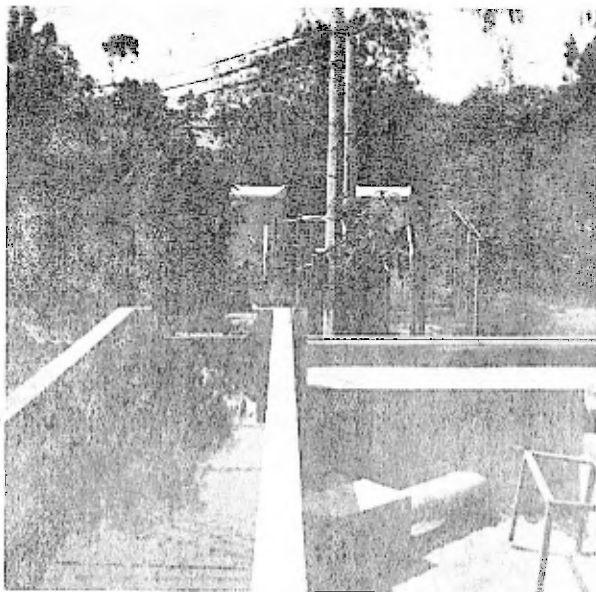
INSTRUMENTO PARCIALMENTE ABIERTO



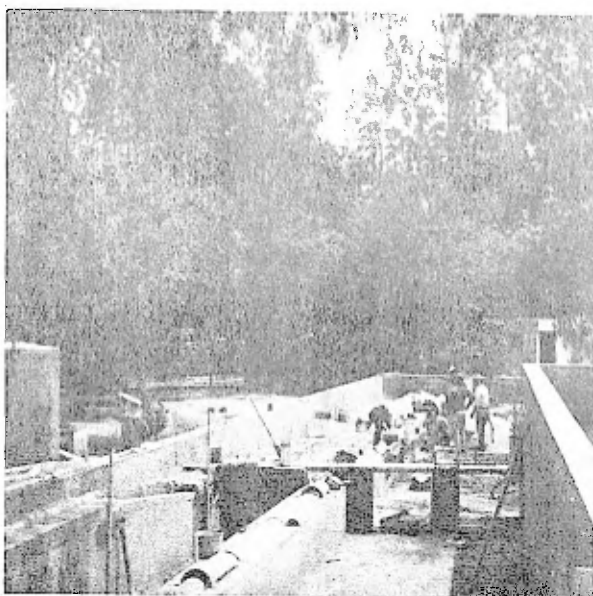
DETALLE DE LAS LAMINILLAS



DETALLE DEL ORIFICIO



TANQUE ALIMENTADOR



VISTA GENERAL DE LA INSTALACION



En las fotografías anteriores se muestran detalles de construcción y de instalación.

### VI.3 SECUENCIA DE EXPERIMENTACION

Debido a problemas de horario nos organizamos en tres grupos de experimentación, uno de 6:30 a 8:30 a.m.; otro de 9:30 a 11:30 a.m. y el otro de 16:00 a 18:00 p.m.

Al llegar, lo primero que tenía que hacer cada grupo, era cebar las bombas de alimentación. Durante el tiempo en que se cebaban las bombas, se colocaba el bastidor y se revisaba que las válvulas de los dos tanques, el de almacenamiento y el abastecedor, estuvieran cerradas. Una vez cebada la bomba No. 1, se arrancaba y con esta bomba se cebaba la No. 2 y con las dos operando se cebaba la bomba No. 3, que era con la que realmente se trabajaba. Una vez en operación la bomba No. 3 se paraban las bombas Nos. 1 y 2.

A continuación se procedía a abrir la válvula de mariposa del tanque de almacenamiento cuidando el número de vueltas ya que aprendimos que la experimentación se debería iniciar con el instrumento totalmente abierto y debiendo abrir la válvula alimentadora 6 ó 6 1/2 vueltas, ya que con ésto obteníamos un gasto suficiente para llenar la tubería totalmente y obtener una altura apropiada en el tanque abastecedor.

Una vez que la tubería estaba llena y el gasto en el limnómetro No. 1 era constante y que se habían reducido al máxi

mo posible las fugas se iniciaba propiamente la experimentación.

El tiempo transcurrido hasta este punto era aproximadamente de 30 a 60 minutos, 30 en las condiciones más favorables como eran: buena presión en el agua para cebar la bomba No. 1, que tanto el tanque de almacenamiento como el abastecedor estuvieran llenos, pocas fugas, etc. y 60 minutos cuando fallaba lo anterior y como varias veces sucedió, que cuando el primer grupo llegaba a las 6:30 a.m. faltaba el agua para cebado de la -- bomba No. 1, entonces se suspendía la experimentación.

En algunas ocasiones el agua con la que se cebaba no tenía la suficiente presión ni gasto por lo que ésto hacía que el cebado fuera sumamente tardado con la consiguiente pérdida de tiempo hasta que aprendimos que era posible arrancar la bomba aunque no estuviera totalmente cebada.

Otra de las pérdidas de tiempo, era cuando alguno de los tanques - el de almacenamiento o el abastecedor o ambos estaban vacíos, ya que se tenía que esperar hasta que se llenaran para que fluyera agua por nuestro modelo.

Por otro lado cuando empezaba a pasar agua aparecían las fugas por las ventanas de lucita de la tubería, las cuales se sellaban con plastilina la cual reseca y por lo tanto se - desprendía produciendo grandes fugas que había que disminuir al máximo posible.

Una vez que todo estaba listo se efectuaba la experimentación de la siguiente manera:

Con un gasto estable en el limnómetro No. 1 se procedía a marcar el punto de partida en las columnas del manómetro, una vez puesto este cero, se empezaba a cerrar el instrumento, dándole cinco vueltas al volante y se leía del manómetro el gasto que la caída de presión pasaba, se obtenía de los limnómetros No. 1 y No. 2 y así se proseguía cerrando la válvula hasta que el gasto que pasaba era demasiado, lo cual se sabía debido a -- que el agua se empezaba a derramar en el pequeño tanque receptor de la entrada a nuestro modelo, teniendo que cerrar un poco la válvula alimentadora con lo cual se reducía el gasto, y por lo tanto la altura en el tanque de almacenamiento en el tanque abastecedor, en los canales y en la pileta de distribución así como también en el pequeño tanque receptor y para volver a tener un gasto constante tenía que pasar un lapso de aproximadamente 10 a 15 minutos. Una vez establecido el gasto nuevamente se continuaba cerrando el instrumento de cinco en cinco vueltas, - repitiendo todo nuevamente hasta completar 65 vueltas en el volante del instrumento.

El siguiente grupo de experimentación hacía lo mismo o empezaba con nuestra válvula completamente cerrada y hacía todo a la inversa, o bien podía con una misma abertura en nuestra válvula variar el gasto tanto como lo permitía la tubería (sin que entrara aire) y el tanque receptor (sin que se derramara - el agua).

Las siguientes tablas de datos experimentales resumen cada corrida. Así mismo dan idea de la forma en que se alimentaron los datos a la computadora, habiendo antes transformado el número de vueltas del volante a una relación beta, lo cual fue hecho por medición directa del orificio para diferentes números de vueltas en el volante.

VI.4 DATOS EXPERIMENTALES

CORRIDA: 1

Cero manométrico:  $\Delta P = 0.4$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1 altura	2 limnómetro			
0	18.7	13.22			
5	18.7	13.2	-0.7	+0.7	
10	18.7	13.1	-2.7	+2.7	Turbulencia y reflujo.
15	18.7	13.2	-5.5	+5.6	
20	18.7	13.1	-8.8	+9.1	
25	14.7	* 8.8	-12.8	+12.9	Primero tenía 12.7
30	15.3	9.25	-8.8	+8.7	
35	15.3	9.35	-13.6	+13.9	
40	15.3	9.0	-19.8	+19.6	Grandes variacio nes
45	13.25	7.25	-15.3	+15.3	
50	13.25	7.2	-20.8	+20.6	
55	13.65	7.25	-19.6	+18.8	
60					

CORRIDA: 2

Cero manométrico:  $\Delta P = 6.1$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	19.30	13.7			
5	19.3	13.9	-0.6	0.6	
10	19.3	13.8	-2.5	2.5	
15	19.25	13.7	-5.1	5.1	
20	19.25	13.85	-9.4	9.3	
25	16.15	10.4	-6.9	7.1	
30	16.1	10.2	-10.2	10.1	
35	16.0	10.1	-14.7	14.8	
40	14.55	8.5	-14.7	14.7	
45	14.55	8.4	-20.2	19.9	
50	13.0	6.8	-17.9	17.8	
55	12.1	5.9	-18.7	18.4	
60	11.45	4.9	-21.7	21.4	

CORRIDA: 3

Cero manométrico:  $\Delta P = 0.1$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_p$	Observaciones
	1	2			
0	18.3	12.5			
5	18.3	12.58	-0.5	0.5	
10	18.3	12.56	-1.9	2.0	
15	18.3	12.57	-3.7	3.8	
20	18.3	12.45	-6.7	6.7	
25	18.3	12.54	-11.0	11.0	
30	17.7	11.85	-15.4	15.8	
35	16.0 14.7	10.07 8.55	-14.4 -12.2	14.8 12.6	
40	14.7	8.5	-15.3	15.8	
45	13.0	6.77	-12.5	12.2	
50	13.0	6.53	-16.4	16.2	
55	11.2	5.45	-16.6	16.3	Turbulencia
60	11.2	4.6	-20	20	

CORRIDA: 4

Cero manométrico:  $\Delta P = 1.2$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.77	14.61			
5	18.77	14.6	-0.9	1.0	
10	18.77	14.63	-4.3	3.3	
15	18.77	14.5	-7.6	6.6	
20	16.3	11.91	-8.6	7.4	
25	16.3	11.86	-13.0	12.0	
30	14.25	9.95	-12.9	12.0	
35	14.25	9.9	-17.1	16.2	
40	12.3	8.2	-16.3	15.2	
45	12.3	8.0	-20.6	19.7	
50	10.2	6.35	-21.6	20.3	
55	8.6	4.8	-19.2	18.0	
60	8.6	4.2	-25.6	24.7	



CORRIDA: 5

Cero manométrico:  $\Delta P = 1.3$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	17.8	13.28			
5	17.8	13.16	-0.9	1.0	
10	17.8	13.16	-2.8	3.0	
15	17.8	13.0	-5.3	5.5	
20	17.8	12.8	-8.4	9.5	
25	16.45	11.55	-10.2	11.4	
30	15.8	10.98	-12.5	14.2	
35	13.35	8.98	-11.2	12.3	
40	13.35	8.35	-14.5	15.9	
45	10.1	6.16	-11.6	12.7	
50	10.1	5.60	-14.2	15.2	
55	10.1	5.27	-19.0	19.7	
60	8.15	4.15	-18.0	18.7	

CORRIDA: 6

Cero manométrico:  $\Delta P = 5.9$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	19.15	15.17			Válv. abierta
5	19.15	15.2	-1.1	1.0	Válv. abierta
10	19.15	15.2	-4.4	4.4	Válv. abierta
15	19.15	15.0	-7.0	7.0	Válv. abierta
20	18.15	14.0	-10.9	11.0	Válv. abierta
25	-	-	-	-	
30	16.0	10.2	-11.9	12.0	
35	16.0	10.15	-15.8	15.9	
40	13.82	7.95	-13.4	13.3	
45	13.82	7.8	-16.7	16.8	
50	13.82	7.7	-20.7	20.8	
55	11.30	5.2	-15.8	15.8	
60	11.30	4.95	-22	22	

CORRIDA: 7

Cero manométrico:  $\Delta P = 1.3$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.3	12.4			
5	18.3	12.45	-0.6	0.7	
10	18.3	12.5	-2.0	2.0	
15	18.3	12.4	-4.5	4.6	
20	18.3	12.45	-7.3	7.3	Vacío en la caja
25	17.5	11.45	-10.8	10.7	
30	17.5	11.42	-15.5	15.4	
35	14.3	8.05	-13.3	13.1	
40	14.3	7.85	-16.8	16.9	
45	12.97	6.48	-14.6	14.4	
50	12.97	6.20	-15.1	15.3	
55	11.04	5.23	-16.3	16.2	
60	11.04	4.45	-18.0	17.9	

CORRIDA: 8

Cero manométrico:  $\Delta P = 3.9$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.49	12.24			
5	18.49	12.24	-0.7	0.8	
10	18.49	12.24	-2.1	2.1	
15	18.49	12.13	-3.9	3.9	
20	18.49	11.95	-6.9	6.9	
25	18.49	12.05	-11.3	11.3	
30	16.66	10.13	-10.9	10.9	
35	16.66	9.91	-15.4	15.4	
40	14.5	7.71	-12.2	12.2	
45	14.5	7.55	-16.3	16.6	
50	12.95	5.7	-13.2	13.2	
55	12.95	5.2	-15.4	15.4	
60	11.4	3.7	-16.9	16.9	

CORRIDA: 9

Cero manométrico:  $\Delta P = 1.3$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.45	12.12			
5	18.45	12.15	-1.0	1.0	
10	18.45	12.12	-3.9	3.7	
15	18.45	12.18	-7.7	7.4	
20	18.45	12.11	-12.5	12.2	
25	18.45	12.05	-17.7	17.5	
30	16.85	10.16	-17.7	17.4	
35	13.8	7.0	-13.0	12.2	
40	13.8	6.65	-16.2	15.9	
45	13.8	6.43	-19.2	18.7	
50	13.8	6.15	-24.7	24.2	
55	11.3	3.6	-17.2	16.7	
60	11.3	3.2	-24.2	23.7	

CORRIDA:10

Cero manométrico:  $\Delta P = 5.2$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	19.45	12.9			
5	19.45	12.9	-1.0	0.9	Fugas en el otro modelo.
10	19.45	12.9	-2.6	2.6	
15	19.45	12.9	-4.9	4.8	
20	19.45	12.9	-8.3	8.3	
25	18.0	11.1	-9.0	9.0	
30	18.0	11.1	-14.8	14.8	
35	15.8	8.6	-11.0	11.0	
40	14.65	7.5	-11.6	11.6	
45	14.65	7.2	-17.0	17.0	
50	11.5	4.2	-8.0	8.0	
55	11.5	3.7	-11.4	11.5	
60		No se vió	-11.6		

CORRIDA: 11

Cero manométrico:  $\Delta P = 11.1$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.4	11.65			
5	18.4	11.65	-1.1	0.9	Fugas por el otro modelo.
10	18.4	11.70	-3.0	2.8	
15	18.4	11.70	-5.4	5.3	
20	18.4	11.68	-8.8	8.6	
25	18.4	11.68	-14.3	14	
30	17.52	10.65	-17.3	16.9	
35	14.0	6.66	-11.3	11.1	Sin fugas.
40	14.0	6.50	-14.6	14.3	
45	14.0	6.5	-18.5	18.2	
50	10.6	5.58	-13.8	13.4	
55	10.6	2.75	-14.7	14.1	
60	10.6	2.39	-21	20.6	

CORRIDA: 12

Cero manométrico:  $\Delta P = 2.6$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.5	11.65			
5	18.5	11.65	-0.8	0.8	Fugas por el otro modelo.
10	18.5	11.65	-2.0	2.1	
15	18.5	11.65	-3.8	3.2	
20	18.5	11.65	-6.5	6.5	
25	18.5	11.60	-11.3	11.3	
30	14.9	8.45	-6.8	6.8	
35	14.9	8.40	-9.1	9.1	
40	14.9	8.20	-15.0	15.0	
45	12.25	5.30	-8.8	8.8	
50	12.25	5.30	-13.5	13.3	
55	10.60	2.57	-11.4	11.0	
60	10.60	2.55	-19.7	19.3	



CORRIDA: 13

Cero manométrico:  $\Delta P = 2.6$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		P <sub>a</sub>	P <sub>b</sub>	Observaciones
	1	2			
0	18.8	12.07			
5	18.8	12.07	-2.1	2.1	Fugas en el otro modelo.
10	18.8	12.07	-4.1	4.2	
15	18.8	12.07	-7.2	7.3	
20	18.8	12.00	-12.00	12.1	
25	16.9	9.87	-11.5	11.5	
30	16.9	9.80	-17.3	17.4	
35					Llovió.
40					
45					
50					
55					
60					

CORRIDA: 14

Cero manométrico:  $\Delta P = 1.2$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	19.7	13.56			
5	19.7	13.44	-1.4	1.4	
10	19.7	13.46	-4.3	4.3	
15	19.7	13.4	-8.0	8.0	
20	19.7	13.2	-12.1	12.1	
25	16.15	9.3	-9.4	9.4	
30	16.15	9.2	-12.5	12.5	
35	16.15	9.1	-18.2	18.2	
40	13.02	5.8	-11.7	11.7	
45	13.02	5.48	-14.0	14.0	
50	13.02	5.3	-20.0	20.0	
55	10.55	3.0	-13.5	13.5	
60	10.55	2.2	-17.0	17.0	

CORRIDA: 15

Cero manométrico:  $\Delta P = 6.2$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.65	13.4			
5	18.65	13.4	-1.1	1.1	
10	18.65	13.4	-3.0	3.0	
15	18.65	13.4	-5.2	5.3	
20	18.65	13.4	-9.8	9.8	
25	13.8	8.2	-3.8	3.8	
30	13.9	8.25	-5.8	5.9	Variación del limnómetro 2.
35	13.9	8.3	-9.2	9.3	
40	13.9	8.2	-13.8	13.9	
45	13.9	7.85	-18.0	18.2	
50	10.0	6.2	-9.0	9.1	
55	9.9	5.0	-10.0	10.0	
60	9.9	4.3	-14.6	14.6	

CORRIDA: 16

Cero manométrico:  $\Delta P = 7.7$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	19.28	14.1			
5	19.28	14.2	-1.4	1.4	
10	19.28	14.1	-3.4	3.3	
15	19.28	14.18	-5.7	5.6	
20	19.28	14.0	-8.7	8.7	
25	15.38	10.22	-5.0	4.8	Vacío en la caja
30	15.38	9.95	-7.7	7.5	
35	15.38	9.80	-11.2	11.0	
40	15.38	9.73	-16.5	16.3	
45	13.1	7.52	-11.6	11.4	
50	13.1	7.33	-14.4	13.9	
55	12.13	6.7	-16.1	15.8	
60	12.13	6.3	-21.0	20.9	

CORRIDA: 17

Cero manométrico:  $\Delta P = 2.8\text{cm}$  de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.35	13.2			
5	18.35	13.2	-1.1	1.1	
10	18.35	13.2	-3.1	3.1	
15	18.35	13.2	-6.1	6.1	Vacío en la caja
20	18.35	13.2	-10.2	10.2	
25	17.72	12.45	-14.8	14.8	
30					Necesitaban todo el gasto para -- otros modelos.
35					
40					
45					
50					
55					
60					

CORRIDA:18

Cero manométrico:  $\Delta P = 10.2$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	17.85	12.55			
5	17.85	12.55	-1.1	1.1	Fugas por el otro modelo.
10	17.85	12.55	-2.9	2.9	
15	17.85	12.55	-5.1	5.2	
20	17.85	12.55	-8.5	8.5	
25	17.85	12.55	-13.3	13.3	
30	15.97	10.5	-11.5	11.6	
35	15.97	10.4	-17.2	17.2	
40	12.9	7.2	-10.1	10.2	
45	12.75	7.2	-13.3	13.3	
50	12.75	7.2	-17.5	17.5	
55	?	?	-11.2	11.2	
60					

CORRIDA: 19

Cero manométrico:  $\Delta P = 2.4$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	16.8	11.4			
20	16.8	11.35	-6.8	6.4	
20	17.65	12.30	-8.2	7.7	
20	18.40	13.20	-10.1	9.4	
20	18.70	13.50	-11.4	10.9	
30	15.25	9.78	-11.3	10.4	
30	15.35	9.78	-15.6	14.3	
30	16.10	10.50	-18.1	16.9	
30	16.42	10.95	-19.8	18.3	
30	16.75	11.30	-21.6	19.6	

CORRIDA: 20

Cero manométrico:  $\Delta P = 0.1$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	19.3	14.05			
5	19.3	14.05	-1.8	1.7	
10	19.3	14.05	-4.4	4.3	
15	19.3	14.05	-8.1	7.7	
20	19.3	14.05	-12.7	12.7	
25	17.4	11.57	-13.0	13.0	
30	17.4	11.57	-17.7	17.7	
35	14.52	8.86	-13.1	13.1	Variaciones en limnómetro 2.
40	14.45	8.44	-17.0	17.0	
45	14.45	8.44	-20.9	20.9	
50	11.3	5.1	-11.7	11.7	
55	11.3	5.1	-17.7	17.6	
60	11.3	4.7	-22.0	21.8	Se derramó el vertedero.



CORRIDA: 21

Cero manométrico:  $\Delta P = 1.5$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	16.61	10.95			
20	16.61	10.95	-7.3	7.3	
20	17.45	11.91	-9.0	8.8	
20	18.20	12.67	-11.0	10.7	
20	18.58	13.15	-12.0	11.6	
20	19.10	13.79	-13.7	13.3	
30	15.19	9.40	-12.0	11.4	
30	15.90	10.20	-14.7	13.8	
30	16.36	10.60	-16.50	15.50	
30	16.78	11.00	-18.50	17.50	
30	17.05	11.32	-19.50	18.30	

CORRIDA: 22

Cero manométrico:  $\Delta P = 2.0$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.45	12.85			
5	18.45	12.75	-0.9	0.9	
10	18.45	12.75	-3.0	3.0	
15	18.45	13.0	-5.3	5.3	
20	18.45	12.90	-9.4	9.4	
25	18.45	12.82	-14.0	14.0	
30	16.2	10.5	-11.8	11.8	
35	16.2	10.42	-17.7	17.7	
40	14.25	8.0	-13.4	13.4	
45	14.25	7.82	-16.8	16.5	
50	10.55	5.1	-10.4	10.1	
55	10.55	4.35	-10.6	10.4	
60	10.55	3.85	-12.8	12.5	

CORRIDA: 23

Cero manométrico:  $\Delta P = 5.0$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.3	12.7			
5	18.3	12.82	-0.6	0.8	
10	18.3	12.82	-2.0	2.2	
15	18.3	12.75	-3.7	3.9	
20	18.3	12.8	-6.5	6.7	
25	18.3	12.6	-10.0	10.2	
30	16.85	11.1	-11.5	11.7	
35	13.8	8.25	-7.0	7.2	
40	13.8	7.7	-9.8	10.0	
45	13.8	7.62	-12.6	12.8	
50	12.25	6.12	-10.8	11.0	
55	12.25	5.7	-15.8	16.0	
60	10.8	4.72	-18.9	18.7	

CORRIDA: 24

Cero manométrico:  $\Delta P = 5.0$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.3	12.65	-0.7	0.4	
5	18.3	12.65	-1.7	1.4	
10	18.3	12.65	-3.4	3.1	
15	18.3	12.65	-6.1	5.8	
20	18.3	12.65	-9.8	9.5	
25	18.3	12.65	-13.4	13.3	
30	15.7	9.90	-11.0	11.0	
35	15.8	10.00	-17.5	17.5	
40	13.4	7.45	-11.8	11.8	
45	13.4	7.45	-16.8	16.8	
50	11.2	5.24	-17.1	17.1	
55	10.7	4.8	-13.7	13.7	
60	10.8	4.72	-18.9	18.7	

CORRIDA: 25

Cero manométrico:  $\Delta P = 5.9$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.3	12.65			
5	18.3	12.85	-0.7	0.9	
10	18.3	12.85	-2.1	2.3	
15	18.3	12.65	-4.4	4.5	
20	18.3	12.85	-7.9	8.1	
25	16.52	10.85	-8.7	9.0	
30	16.52	10.75	-11.9	12.2	
35	13.75	8.05	-11.1	11.4	
40	13.75	7.6	-13.1	13.3	
45	13.75	7.5	-16.3	16.3	
50	11.75	5.6	-12.4	12.8	
55	11.75	5.2	-16.7	16.9	
60	10.75	4.5	-19.7	19.8	

CORRIDA: 26

Cero manométrico:  $\Delta P = 2.4$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.2	12.6			
5	18.2	12.6	-0.7	0.7	Burbuja cerca vena contracta.
10	18.2	12.6	-1.7	1.7	
15	18.2	12.6	-3.5	3.5	
20	18.2	12.6	-6.4	6.3	
25	18.2	12.6	-11.4	11.4	
30	17.25	11.6	-12.7	12.7	
35	14.25	8.3	-7.4	7.5	
40	14.25	8.3	-10.9	10.9	
45	14.25	8.0	-14.7	14.7	
50	11.05	4.9	-9.7	9.7	
55					
60					

CORRIDA: 27

Cero manométrico:  $\Delta P = 1.8$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.35	12.80			
5	18.35	12.75	-1.5	1.5	
5	19.20	13.90	-2.0	2.0	
5	19.60	14.20	-2.3	2.3	
5	19.95	14.70	-2.6	2.5	
10	18.45	13.00	-3.9	3.7	
10	19.25	13.90	-4.6	4.3	
10	19.55	14.30	-4.8	4.5	
10	19.90	14.70	-5.3	5.0	
15	18.20	12.70	-6.0	5.9	
15	18.90	13.50	-6.8	6.7	
15	19.25	13.90	-7.5	7.3	
15	19.55	14.30	-8.3	8.0	

CORRIDA: 27 (Continuación)

Cero manométrico:  $\Delta P = 1.8$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
25	16.00	10.30	-9.6	9.3	
25	16.73	10.90	-10.9	10.5	
25	17.57	11.80	-14.6	14.0	
25	18.20	12.60	-15.9	15.7	
35	15.20	9.25	-14.8	14.5	
35	15.60	9.65	-17.3	16.7	
35	15.90	9.95	-18.4	18.0	
35	16.29	10.40	-20.6	20.0	



CORRIDA: 28

Cero manométrico:  $\Delta P = 5.5$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	18.0	12.3			
5	18.0	12.65	-1.3	1.0	
10	18.0	12.65	-3.1	3.0	
15	18.0	12.5	-5.3	5.3	
20	18.0	12.5	-8.7	8.7	
25	18.0	12.5	-13.0	13.0	
30	16.47	10.6	-13.0	13.0	
35	13.65	8.10	-9.7	9.7	
40	13.65	7.5	-11.1	11.0	
45	13.65	7.81	-14.8	14.8	
50	12.0	6.26	-14.7	14.7	
55	12.0	5.82	-19.5	19.5	
60	10.55	4.40	-18.0	18.0	

CORRIDA: 29

Cero manométrico:  $\Delta P = 3.2$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	19.35	14.0	-4.0	3.3	
5	19.35	14.0	-5.6	5.1	
10	19.35	14.02	-8.0	7.5	
15	19.35	13.75	-11.0	10.5	
20	19.15	13.0	-13.5	13.4	
25	17.25	11.65	-14.5	14.3	
30	17.23	11.13	-19.6	19.6	
35	17.15	9.86	-20.5	20.7	
40	13.49	7.57	-14.5	14.5	
45	13.49	7.4	-20.0	20.0	
50	13.45	6.7	-21.3	21.3	
55	10.5	4.64	-18.0	18.0	
60	10.5	4.42	-20.5	20.5	

CORRIDA: 30

Cero manométrico:  $\Delta P = 4.4$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	19.02	13.55			
5	19.02	13.4	-1.5	1.5	
10	19.02	13.65	-4.0	4.0	
15	19.02	13.4	-7.0	7.0	
20	-	-	-	-	
25	15.3	9.5	-7.0	7.0	
30	15.3	9.4	-10.2	10.2	
35	15.3	9.3	-14.0	14.0	
40	13.6	7.58	-12.5	12.5	
45	13.6	7.2	-17.3	17.3	
50	12.15	5.95	-14.2	14.2	
55	12.15	5.5	-20.7	20.7	
60					

CORRIDA: 31

Cero manométrico:  $\Delta P = 1.9$  cm de agua.

Vueltas	Altura Limnómetro		$P_a$	$P_b$	Observaciones
	1	2			
0	20.0	14.5			
5	20.0	14.75	-2.7	2.6	
10	20.0	14.70	-6.0	5.7	
15	20.0	14.6	-9.2	9.2	
20	15.25	10.0	-8.7	8.5	
25	15.25	9.4	-9.0	9.2	
30	15.25	8.45	-10.7	11.0	
35	15.25	9.20	-14.7	14.9	
40	13.5	7.2	-13.0	13.2	
45	13.5	6.9	-15.4	15.5	
50	13.5	6.8	-19.8	20.1	
55	11.45	5.45	-18.8	18.7	
60	11.45	4.59	-22.5	22.4	

CAPITULO VII

DISEÑO DEL EXPERIMENTO Y  
ANALISIS DE RESULTADOS.

## VII. DISEÑO DEL EXPERIMENTO Y ANALISIS DE RESULTADOS

### VII.1 GENERALIDADES

La determinación del comportamiento del instrumento - exige de una experimentación basada en una estrategia definida que permita obtener los resultados de la manera más práctica y precisa.

A esta planeación de la exploración se le conoce como diseño del experimento.

Un buen diseño trae como resultado la determinación - clara de las limitaciones y ventajas del instrumento sujeto a - experimentación.

En el inciso VII.3 se describe el método de experimen- tación que se aplicó en el desarrollo del presente trabajo.

### VII.2 DEFINICIONES

Variables: Factores sujetos a cambios.

Variable independiente: Aquella variable que se ob- tiene como resultado de cierta estrategia o control ejercido so- bre el sistema, para el caso en estudio el gasto de agua que pa- sa a través del instrumento.

Variable dependiente: Aquellos cambios obtenidos como consecuencia directa de la variación de la variable independien- te; o sea la caída de presión en el instrumento recibiendo tam- bién el nombre de respuesta.

Parámetro: Aquella variable que llevada a una condi- ción fija actúa como marco de referencia para las variaciones, siendo en este caso la relación de diámetros entre el orificio y

la tubería.

Objetivo: Determinar la relación existente entre el gasto y la caída de presión a una abertura dada del instrumento.

Repetibilidad: Característica de las respuestas que permite que para un valor de la variable independiente (gasto) se obtenga un valor único para la dependiente (caída de presión) manteniendo fijo el parámetro (relación de diámetros).

Exactitud: Los límites entre los cuales se tenga repetibilidad.

Error Experimental: Todas aquellas variables que interaccionando en forma determinante en el sistema, quedan fuera del control o estrategia establecidos.

### VII.3 DISEÑO DEL EXPERIMENTO.

En apego a la instalación existente se procedió a practicar la siguiente estrategia:

1°.- Se varió el gasto de agua que pasaba por el instrumento hasta los límites que lo permitía la instalación; esto es, el gasto se midió mediante un vertedero rectangular con una cresta de descarga de longitud (L) de 25.4 cm. y con dos contracciones laterales.

La fórmula de Francis para un vertedero de este tipo es:

$$Q = \alpha (L - n \xi h) h^{3/2}$$

VII.1

donde,  $Q$  es el gasto en  $m^3/\text{seg}$ ,  $\alpha$  representa el coeficiente de descarga y tiene como valor medio 1.84,  $n$  es el número de contracciones laterales, en este caso fue 2,  $\xi$  representa la disminución del gasto debida a las contracciones, expresada como 0.1 de la altura ( $h$ ) de la cresta de descarga leída en el limnómetro.

Por lo que la ecuación VII.1 tomo la forma:

$$Q = 1.84 (0.254 - 0.2 h) h^{3/2} \quad \text{VII.2}$$

ya que  $L$  se expresó en metros.

Sin embargo, para que el valor  $a$  sea un valor definido se deberá mantener la siguiente condición

$$L \geq 2 h$$

o sea, una altura del limnómetro menor a 12.7 cm. lo que equivale a 300 galones por minuto aproximadamente.

2°.- Se obtuvo, para cada relación de diámetros, la lectura correspondiente de caída de presión, para lo cual se giró cinco vueltas el volante del instrumento, lo que representó una variación aproximada del 7% en la relación de diámetros para cada lectura.

El parámetro varió desde 1.0 hasta 0.1335 en doce valores.

3°.- Se repitió esta operación hasta obtener una población de datos significativa que en el mejor de los casos fue de 40 mediciones y en el peor de 15 aproximadamente.



4°.- Como consecuencia del análisis de los resultados, el cual se detalla en el inciso VII.4, se determinó necesario debido a la gran dispersión de ciertos puntos, repetir varias veces las mediciones dudosas, estableciendo una optimización en base a la frecuencia con que se repetían ciertos valores, hasta obtener la medición más exacta, y ampliando a la vez la exploración.

Sin embargo, ésto último no se realizó debido a que el sector que operaba el mecanismo se rompió lo que impidió continuar con la experimentación y más aún evitó cualquier verificación.

#### VII.4 ANALISIS DE RESULTADOS

Una vez obtenidos los pares de valores para la ecuación propuesta de

$$Q = \psi (\Delta P)$$

manteniendo constante la abertura del aparato, se estableció una relación entre los datos alimentados.

Se probaron los siguientes modelos matemáticos para determinar cual se aplicaba mejor a los resultados experimentales:

<u>Método</u>	<u>Ecuación</u>
Lineal	$Y = a_0 + a_1x$
Cuadrático	$Y = a_0 + a_1x + a_2x^2$
Exponencial	$Y = a_0 e^{a_1x}$
Logarítmica	$Y = a_0 + a_1 \cdot \ln x$

Potencial	$y = a_0 \cdot x^{a_1}$
Geométrica	$y = a_0 \cdot a_1^x$
Lineal recíproco	$y = a_0 + a_1 / x$
Constante	$y = a_0$

El modelo que mejor se ajustó a los resultados experimentales fue el cuadrático, el cual se describirá con más detalle.

En la figura VII.1 anexa, se muestra una corrida típica, correspondiente al parámetro # 6, con una relación de diámetros de 0.5702, en ella se pueden observar los valores correspondientes a la caída de presión (x), los correspondientes al gasto (y) obtenidos de la experimentación real y los correspondientes a los calculados (YC) según los diferentes métodos, v. gr. (YCC) es el valor del gasto calculado por el método cuadrático. Así mismo se observan las ecuaciones resultantes de la regresión y los errores promedio de las mismas.

a) MODELO MATEMATICO

El ajuste al modelo cuadrático se realizó mediante el método de mínimos cuadrados, ajustando una ecuación del tipo:

$$y = A_0 + A_1 x + A_2 x^2 \quad \text{VII.3}$$

donde el error  $v$  se define como:

$$v = A_0 + A_1 x + A_2 x^2 - y \quad \text{VII.4}$$

La ecuación normal del método de mínimos cuadrados, que define la probabilidad mínima de un error, es:

$$\sum_{i=1}^n v_i \frac{\partial v_i}{\partial A_k} = 0 \quad (k = 0, 1, 2) \quad \text{VII.5}$$

Las diferenciales parciales de la Ec. VII.4 tienen los siguientes valores:  $\frac{\partial v}{\partial A_0} = 1$ ,  $\frac{\partial v}{\partial A_1} = x$ ,  $\frac{\partial v}{\partial A_2} = x^2$

## CURVA 6 ELIPSIÓN BETA IGUAL A 0.5702

LINEAL  $Y = -13050757E+03 + (-.31025352E+C1) * X$   $F^2(0) = .23267347E+02$   
 CUADRÁTICA  $Y = -10373044E+02 + (-.11132176E+C2) * X + (-.13616193E+00) * X^2$   $F^2(0) = .21020247E+02$   
 EXPONENCIAL  $Y = -14098095E+03 * EXP(-.15013123E-01 * X)$   $F^2(0) = .24000046E+02$   
 LOGARÍFICA  $Y = -17513443E+02 + (-.08670009E+C3) * LOG(X)$   $F^2(0) = .22330046E+02$   
 POTENCIAL  $Y = -51841491E+02 * X ** (-.43044203E+00)$   $F^2(0) = .22607776E+02$   
 GEOMÉTRICA  $Y = -14098142E+03 * -1.0151264E+01 ** X$   $F^2(0) = .24222763E+02$

X	Y	YGL	YCC	YCF	YGLH	YCP	YCH
.2360000E+02	.1429260E+03	.2037274E+03	.2062398E+03	.2005255E+03	.2051741E+03	.2007284E+03	.2089762E+03
.2400100E+02	.1377110E+03	.2074509E+03	.2115884E+03	.2045781E+03	.2095711E+03	.2066577E+03	.2047884E+03
.2450000E+02	.1291004E+03	.2092127E+03	.2166773E+03	.2093934E+03	.2041672E+03	.2051660E+03	.2040513E+03
.2510000E+02	.1194310E+03	.2082375E+03	.2149010E+03	.2022266E+03	.2097747E+03	.2000505E+03	.2062736E+03
.2780000E+02	.2679650E+03	.2147981E+03	.2235938E+03	.2140029E+03	.2196769E+03	.2176671E+03	.2142176E+03
.1240000E+02	.1712050E+03	.1732225E+03	.1479619E+03	.1734355E+03	.1575940E+03	.1605707E+03	.1734161E+03
.1000100E+02	.2389550E+03	.2235837E+03	.2307665E+03	.2211491E+03	.2254494E+03	.2042951E+03	.2211909E+03
.2700000E+02	.2107360E+03	.2142760E+03	.2205588E+03	.2114479E+03	.2171774E+03	.2147541E+03	.2114447E+03
.2820000E+02	.2905530E+03	.2175911E+03	.2209560E+03	.2152180E+03	.2200533E+03	.2145004E+03	.2150076E+03
.2550000E+02	.2312270E+03	.2089325E+03	.2151023E+03	.2079500E+03	.2127467E+03	.2006672E+03	.2170788E+03
.2340000E+02	.1977100E+03	.2031069E+03	.2059436E+03	.2063217E+03	.2064147E+03	.2035449E+03	.2003294E+03
.2850100E+02	.2219600E+03	.2135249E+03	.2260150E+03	.2162637E+03	.2219116E+03	.2078011E+03	.2122445E+03
.2300000E+02	.3743340E+03	.2297087E+03	.2361431E+03	.2279313E+03	.2371724E+03	.2096179E+03	.2297122E+03
.3650000E+02	.2468760E+03	.2421989E+03	.2436275E+03	.2420145E+03	.2428167E+03	.2436116E+03	.2421946E+03
.3750000E+02	.2776000E+03	.2477854E+03	.2455737E+03	.2426584E+03	.2460494E+03	.2476610E+03	.2446806E+03
.3550000E+02	.2540090E+03	.2464676E+03	.2429138E+03	.2402294E+03	.2413768E+03	.2415644E+03	.2402734E+03
.2090000E+02	.1488500E+03	.1921506E+03	.1525464E+03	.1525438E+03	.1544711E+03	.1918171E+03	.1920465E+03
.2990000E+02	.2087500E+03	.2232734E+03	.2304650E+03	.2206973E+03	.2261537E+03	.2073786E+03	.2200981E+03
.3500000E+02	.2312280E+03	.2390967E+03	.2421690E+03	.2376110E+03	.2401143E+03	.2396899E+03	.2366884E+03
.3810100E+02	.2462300E+03	.2497142E+03	.2458123E+03	.2469101E+03	.2476414E+03	.2468045E+03	.2469994E+03
.4120100E+02	.2562390E+03	.2583321E+03	.2468420E+03	.2461621E+03	.2545796E+03	.2574174E+03	.2461931E+03
.1370100E+02	.2312200E+03	.2311230E+03	.2309545E+03	.2326236E+03	.2357936E+03	.2348046E+03	.2327446E+03
.2200050E+02	.2144010E+03	.2015556E+03	.2021863E+03	.1984290E+03	.2025735E+03	.1908944E+03	.2008076E+03
.1730000E+02	.1541300E+03	.1450430E+03	.1750026E+03	.1444465E+03	.1406509E+03	.1795556E+03	.1444472E+03
.2500000E+02	.1917600E+03	.2046710E+03	.2125564E+03	.2051931E+03	.2102337E+03	.2073254E+03	.2093441E+03
.1730000E+02	.2407884E+03	.2462320E+03	.2481216E+03	.2468045E+03	.2467617E+03	.2464440E+03	.2468797E+03
.2160100E+02	.1266950E+03	.1841429E+03	.1577315E+03	.1556685E+03	.1917890E+03	.1854671E+03	.1856099E+03
.1620100E+02	.1693930E+03	.1837687E+03	.1639729E+03	.1797946E+03	.1714170E+03	.1720446E+03	.1797946E+03
.4936100E+02	.2701200E+03	.2710620E+03	.2641234E+03	.2701953E+03	.2670991E+03	.2678366E+03	.2708864E+03
.2940000E+02	.2970030E+03	.2974595E+03	.2815884E+03	.2805741E+03	.2905711E+03	.2866572E+03	.2904789E+03
.2280000E+02	.1763540E+03	.2012464E+03	.2021265E+03	.1952676E+03	.2031194E+03	.1984993E+03	.2047894E+03
.3640100E+02	.2158000E+03	.2475893E+03	.2441363E+03	.2439964E+03	.2478990E+03	.2437676E+03	.2475893E+03
.2570000E+02	.2184900E+03	.2102427E+03	.2355174E+03	.2073516E+03	.2127417E+03	.2084639E+03	.2171648E+03
.4120100E+02	.2660300E+03	.2693321E+03	.2468421E+03	.2452923E+03	.2540795E+03	.2577124E+03	.2460014E+03
.2560000E+02	.2215650E+03	.2215650E+03	.2201609E+03	.2208290E+03	.2205544E+03	.2216652E+03	.2215650E+03
.2800100E+02	.2455370E+03	.2172745E+03	.2243004E+03	.2146464E+03	.2207322E+03	.2177369E+03	.2146471E+03
.2610000E+02	.2114403E+03	.2114483E+03	.2171444E+03	.2096101E+03	.2141014E+03	.2112477E+03	.2114403E+03
.3130000E+02	.2740140E+03	.2276146E+03	.2743652E+03	.2255485E+03	.2710217E+03	.2244234E+03	.2255607E+03
.2640100E+02	.2219610E+03	.2124145E+03	.2123430E+03	.2065919E+03	.2110143E+03	.2122405E+03	.2065919E+03
.1790100E+02	.1020010E+03	.1850430E+03	.1750026E+03	.1844465E+03	.1804690E+03	.1795556E+03	.1844472E+03
.3070000E+02	.2207564E+03	.2327722E+03	.2235295E+03	.2235295E+03	.2249490E+03	.2266831E+03	.2235295E+03

FIG. VII.1 (4)

CURVA 6 RELACION BETA ISUAL A 34.9702

LINEAL REGR. O.C.A. Y = .30210322E+03 + -.22072536F+04/X  
 CONSTANTE Y = .22047336E+03

FORMA = .22296446E+02  
 EC 502 = .13259231E+02

X	Y	YCO	YCC
.2300000E+02	.1439220E+03	.2045795E+03	.2204734E+03
.2400000E+02	.1977140E+03	.2131011E+03	.2204734E+03
.2500000E+02	.2515060E+03	.2216227E+03	.2204734E+03
.2600000E+02	.3052980E+03	.2301443E+03	.2204734E+03
.2700000E+02	.3590900E+03	.2386659E+03	.2204734E+03
.2800000E+02	.4128820E+03	.2471875E+03	.2204734E+03
.2900000E+02	.4666740E+03	.2557091E+03	.2204734E+03
.3000000E+02	.5204660E+03	.2642307E+03	.2204734E+03
.3100000E+02	.5742580E+03	.2727523E+03	.2204734E+03
.3200000E+02	.6280500E+03	.2812739E+03	.2204734E+03
.3300000E+02	.6818420E+03	.2897955E+03	.2204734E+03
.3400000E+02	.7356340E+03	.2983171E+03	.2204734E+03
.3500000E+02	.7894260E+03	.3068387E+03	.2204734E+03
.3600000E+02	.8432180E+03	.3153603E+03	.2204734E+03
.3700000E+02	.8970100E+03	.3238819E+03	.2204734E+03
.3800000E+02	.9508020E+03	.3324035E+03	.2204734E+03
.3900000E+02	.1004594E+04	.3409251E+03	.2204734E+03
.4000000E+02	.1061166E+04	.3494467E+03	.2204734E+03
.4100000E+02	.1117738E+04	.3579683E+03	.2204734E+03
.4200000E+02	.1174310E+04	.3664899E+03	.2204734E+03
.4300000E+02	.1230882E+04	.3750115E+03	.2204734E+03
.4400000E+02	.1287454E+04	.3835331E+03	.2204734E+03
.4500000E+02	.1344026E+04	.3920547E+03	.2204734E+03
.4600000E+02	.1400598E+04	.4005763E+03	.2204734E+03
.4700000E+02	.1457170E+04	.4090979E+03	.2204734E+03
.4800000E+02	.1513742E+04	.4176195E+03	.2204734E+03
.4900000E+02	.1570314E+04	.4261411E+03	.2204734E+03
.5000000E+02	.1626886E+04	.4346627E+03	.2204734E+03
.5100000E+02	.1683458E+04	.4431843E+03	.2204734E+03
.5200000E+02	.1740030E+04	.4517059E+03	.2204734E+03
.5300000E+02	.1796602E+04	.4602275E+03	.2204734E+03
.5400000E+02	.1853174E+04	.4687491E+03	.2204734E+03
.5500000E+02	.1909746E+04	.4772707E+03	.2204734E+03
.5600000E+02	.1966318E+04	.4857923E+03	.2204734E+03
.5700000E+02	.2022890E+04	.4943139E+03	.2204734E+03
.5800000E+02	.2079462E+04	.5028355E+03	.2204734E+03
.5900000E+02	.2136034E+04	.5113571E+03	.2204734E+03
.6000000E+02	.2192606E+04	.5198787E+03	.2204734E+03
.6100000E+02	.2249178E+04	.5284003E+03	.2204734E+03
.6200000E+02	.2305750E+04	.5369219E+03	.2204734E+03
.6300000E+02	.2362322E+04	.5454435E+03	.2204734E+03
.6400000E+02	.2418894E+04	.5539651E+03	.2204734E+03
.6500000E+02	.2475466E+04	.5624867E+03	.2204734E+03
.6600000E+02	.2532038E+04	.5710083E+03	.2204734E+03
.6700000E+02	.2588610E+04	.5795299E+03	.2204734E+03
.6800000E+02	.2645182E+04	.5880515E+03	.2204734E+03
.6900000E+02	.2701754E+04	.5965731E+03	.2204734E+03
.7000000E+02	.2758326E+04	.6050947E+03	.2204734E+03
.7100000E+02	.2814898E+04	.6136163E+03	.2204734E+03
.7200000E+02	.2871470E+04	.6221379E+03	.2204734E+03
.7300000E+02	.2928042E+04	.6306595E+03	.2204734E+03
.7400000E+02	.2984614E+04	.6391811E+03	.2204734E+03
.7500000E+02	.3041186E+04	.6477027E+03	.2204734E+03
.7600000E+02	.3097758E+04	.6562243E+03	.2204734E+03
.7700000E+02	.3154330E+04	.6647459E+03	.2204734E+03
.7800000E+02	.3210902E+04	.6732675E+03	.2204734E+03
.7900000E+02	.3267474E+04	.6817891E+03	.2204734E+03
.8000000E+02	.3324046E+04	.6903107E+03	.2204734E+03
.8100000E+02	.3380618E+04	.6988323E+03	.2204734E+03
.8200000E+02	.3437190E+04	.7073539E+03	.2204734E+03
.8300000E+02	.3493762E+04	.7158755E+03	.2204734E+03
.8400000E+02	.3550334E+04	.7243971E+03	.2204734E+03
.8500000E+02	.3606906E+04	.7329187E+03	.2204734E+03
.8600000E+02	.3663478E+04	.7414403E+03	.2204734E+03
.8700000E+02	.3720050E+04	.7500000E+03	.2204734E+03
.8800000E+02	.3776622E+04	.7585600E+03	.2204734E+03
.8900000E+02	.3833194E+04	.7671200E+03	.2204734E+03
.9000000E+02	.3889766E+04	.7756800E+03	.2204734E+03
.9100000E+02	.3946338E+04	.7842400E+03	.2204734E+03
.9200000E+02	.4002910E+04	.7928000E+03	.2204734E+03
.9300000E+02	.4059482E+04	.8013600E+03	.2204734E+03
.9400000E+02	.4116054E+04	.8100000E+03	.2204734E+03
.9500000E+02	.4172626E+04	.8186400E+03	.2204734E+03
.9600000E+02	.4229198E+04	.8272800E+03	.2204734E+03
.9700000E+02	.4285770E+04	.8359200E+03	.2204734E+03
.9800000E+02	.4342342E+04	.8445600E+03	.2204734E+03
.9900000E+02	.4398914E+04	.8532000E+03	.2204734E+03
1.0000000E+02	.4455486E+04	.8618400E+03	.2204734E+03

FIG. VII.1 (b)

con lo que la ecuación normal consiste en tres ecuaciones parciales.

$$\sum_{i=1}^n (A_0 + A_1 X_i + A_2 X_i^2 - Y_i) \cdot 1 = 0 \quad \text{VII .5a}$$

$$\sum_{i=1}^n (A_0 + A_1 X_i + A_2 X_i^2 - Y_i) \cdot X_i = 0 \quad \text{VII .5b}$$

$$\sum_{i=1}^n (A_0 + A_1 X_i + A_2 X_i^2 - Y_i) \cdot X_i^2 = 0 \quad \text{VII .5c}$$

que agrupando coeficientes serán:

$$\begin{aligned} N A_0 + \sum X_i A_1 + \sum X_i^2 A_2 &= \sum Y_i \\ \sum X_i A_0 + \sum X_i^2 A_1 + \sum X_i^3 A_2 &= \sum X_i Y_i \\ \sum X_i^2 A_0 + \sum X_i^3 A_1 + \sum X_i^4 A_2 &= \sum X_i^2 Y_i \end{aligned}$$

Estas tres ecuaciones se resolvieron mediante determinantes, simultáneamente, lo que definió.

$$A_0 \qquad A_1 \qquad Y \qquad A_2$$

El análisis se realizó mediante un programa propiedad de PEMEX proporcionado por el Ing. Enrique Barriga y de ahí se obtuvieron las siguientes ecuaciones, para cada uno de los parámetros expresados como relación  $\beta$

Relación $\beta$	Ecuación
0.9378	$Y = 287.4863 + 0.9786946 x - 0.11163182 x^2$
0.8601	$Y = 296.3509 - 1.2209857 x + 0.026260953 x^2$
0.7916	$Y = 265.83308 + 4.1771254 x + 0.026260953 x^2$
0.7180	$Y = 410.98701 - 14.142765 x + 0.34368385 x^2$
0.6446	$Y = 68.869062 + 12.104928 x - 0.1799087 x^2$
0.5702	$Y = 19.373884 + 11.13217 x - 0.13619193 x^2$

0.5025	$Y = 150.85105 - 0.78412463 x + 0.06206022 x^2$
0.4269	$Y = 14.416711 + 6.1976083 x - 0.053516657 x^2$
0.3604	$Y = -74.289094 + 10.665178 x - 0.12873523 x^2$
0.2699	$Y = -69.362663 + 9.5467277 x - 0.12165183 x^2$
0.1982	$Y = 28.738476 + 1.0500991 x + 0.010386057 x^2$
0.1335	$Y = 54.992199 - 0.4810085 x + 0.017126868 x^2$

Al analizar los coeficientes de correlación se encontró que las ecuaciones para las primeras cuatro corridas de datos (desde 0.9378 hasta 0.7180) no cumplieron con suficiente exactitud como para suponer una relación directa entre el gasto y la caída de presión a esas aberturas, este hecho coincidió con lo observado durante la experimentación según lo cual no se creaba una verdadera vena contracta sino a partir de la 25a. vuelta (valor correspondiente a una  $\beta$  igual a 0.6446).

De lo anterior se deduce que el aparato no proporciona resultados confiables sino hasta después de 20 vueltas.

En la figura VII .2 se muestran gráficamente los resultados, donde las líneas llenas representan los puntos calculados y las líneas punteadas representan los valores extrapolados.

#### b) ANALISIS DE RESIDUOS.

En la figura VII .3 se muestra una curva comparativa tipo de las obtenidas a partir de la regresión del modelo cuadrático, en ella los valores calculados se representan como O, los reales como \* y los coincidentes como =. Se podrá observar que hay gran número de puntos alejados de la curva general, por lo que fue necesario someter las ecuaciones a un análisis de los residuos

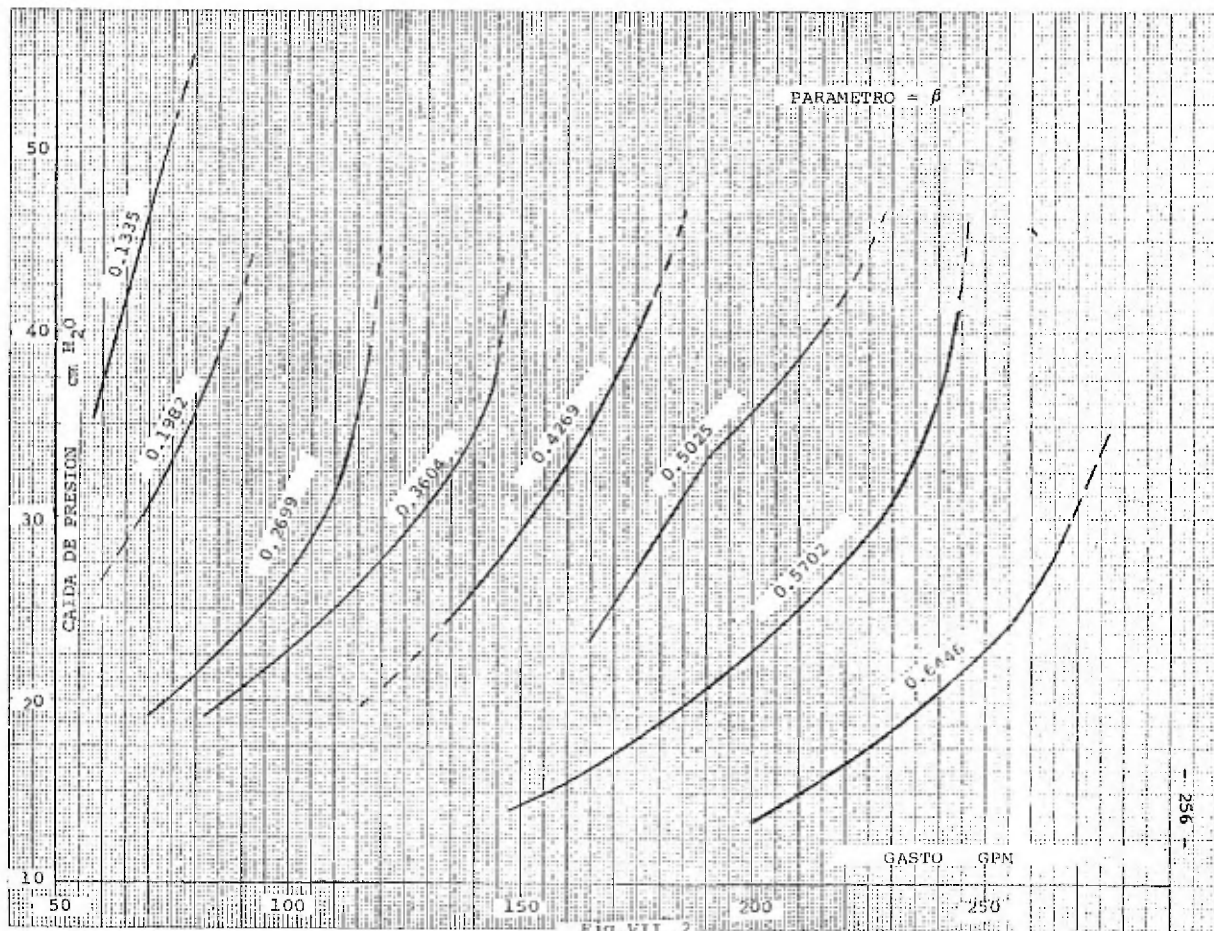


Fig. VII 2

con el fin de determinar si no existía alguna variable que no se hubiera tomado en cuenta y que estuviera afectando la respuesta del instrumento.

La teoría de los residuos establece que si la diferencia entre un valor real y un valor calculado por un método de regresión depende exclusivamente de variaciones aleatorias tales como error experimental, se deberán cumplir con las siguientes condiciones:

- a) La suma de residuos debe ser igual a 0.
- b) Los residuos deben tener una variación constante.
- c) Los residuos deben seguir una distribución normal.

La primera condición se cumple simplemente con que en la ecuación exista un término no independiente, tal como  $A_0$ , en la ecuación.

La condición más objetiva y completa es la tercera, por lo que a continuación se detallará para dos casos como material suficiente para la aceptación o rechazo de esta condición.

c) HIPOTESIS

Las ecuaciones serán probabilísticamente válidas si los residuos siguen una distribución normal del tipo

$$Z = \frac{X - \mu}{\sigma} \quad , \quad \text{para} \quad \mu = 0.$$

1) METODO

Se realizó un histograma de 10 barras obteniéndose una frecuencia relativa-acumulativa para los valores comprendidos en cada barra y se comparó con el área bajo la curva (frecuencia acumulativa) de una distribución normal  $Z$ .



2) DESARROLLO

Caso 1: Curva No. 6, relación  $\beta = 0.5702$

correspondiente a 30 vueltas.

Los residuos fueron calculados en la computadora, y definidos como la diferencia entre el valor real y el calculado.

$$R = Y - YC$$

Para este caso la ecuación propuesta fue:

$$Y = 19.373884 + 11.13217x - 0.13619193 x^2$$

y se dispuso de 39 observaciones.

En la figura VIII.3 se muestra la gráfica de esta ecuación - así como los puntos reales.

En la figura VIII.5 y 6 se muestran los residuos obtenidos, así como el análisis de variancia de esta ecuación y sus residuos de ahí se puede observar que los límites entre los que varían los residuos son: -70.3515 y + 42.37115; o sea existe una diferencia de 112.722, por lo que para obtener 10 barras de igual tamaño, éstas tendrán que medir 11.2722. De esta figura, también, se obtuvo la frecuencia de los residuos.

<u>Residuos menores de:</u>	<u>Frecuencia</u>
-59.079	1
-47.80697	0
-36.534705	0
- 25.26244	2
- 13.990175	5
- 2.71791	10

CURVA 6 RELACION BETA IGUAL A 0.9702

CURVA COMPARATIVA ENTRE LOS VALORES OBSERVADOS Y LOS CALCULADOS POR EL MODELO CLASIFICADO  
LOS PUNTOS COINCIDENTES SE MUESTRAN COMO \* = REAL. O = CALCUL.  
UNA UNIDAD EN LA DIRECCION X = 5000E+00 EN LA DIRECCION Y = 5000E+01

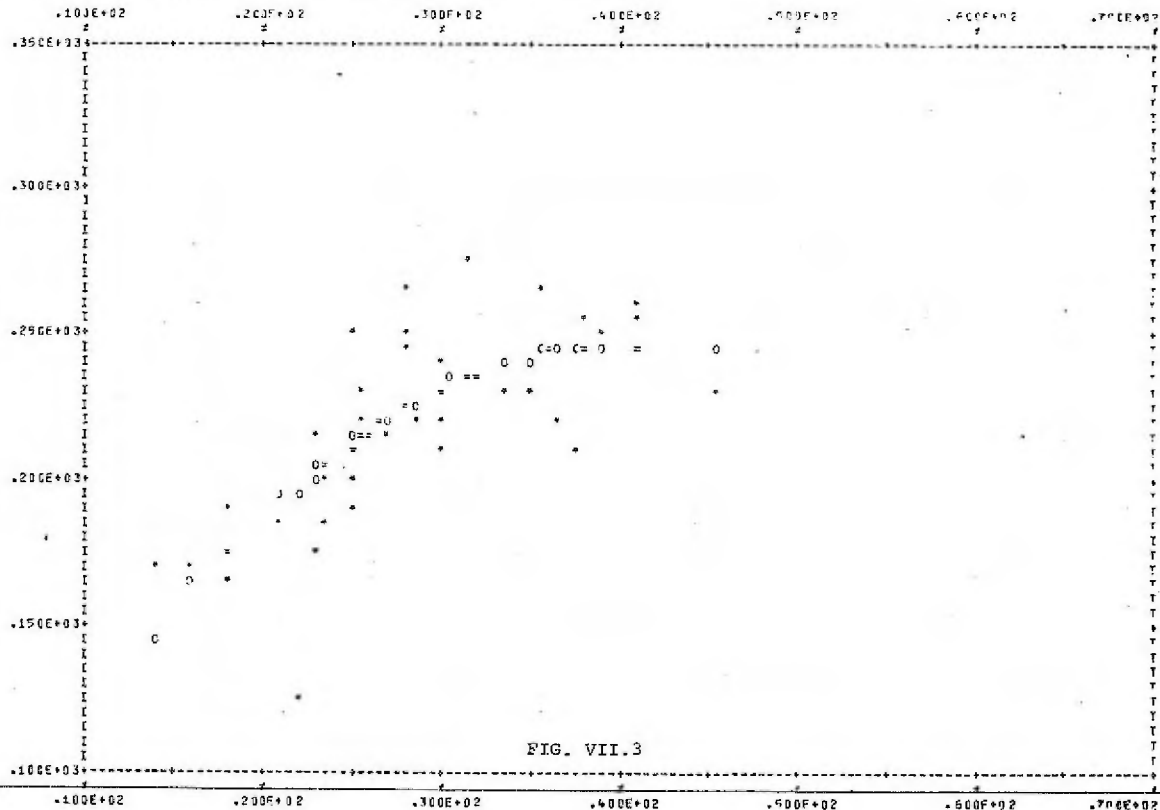


FIG. VII.3

CURVA 10 RELACION DETA IGUAL # 0.2699

CURVA COMPARATIVA ENTRE LOS VALORES OBSERVADOS Y LOS CALCULADOS POR EL MODELO CUADRATICO  
LOS PUNTOS COINCIDENTES SE MUESTRAN COMO \* = REAL    0 = CALCUL.  
UNA UNIDAD EN LA DIRECCION X= .5000E+00 EN LA DIRECCION Y= .2000E+01

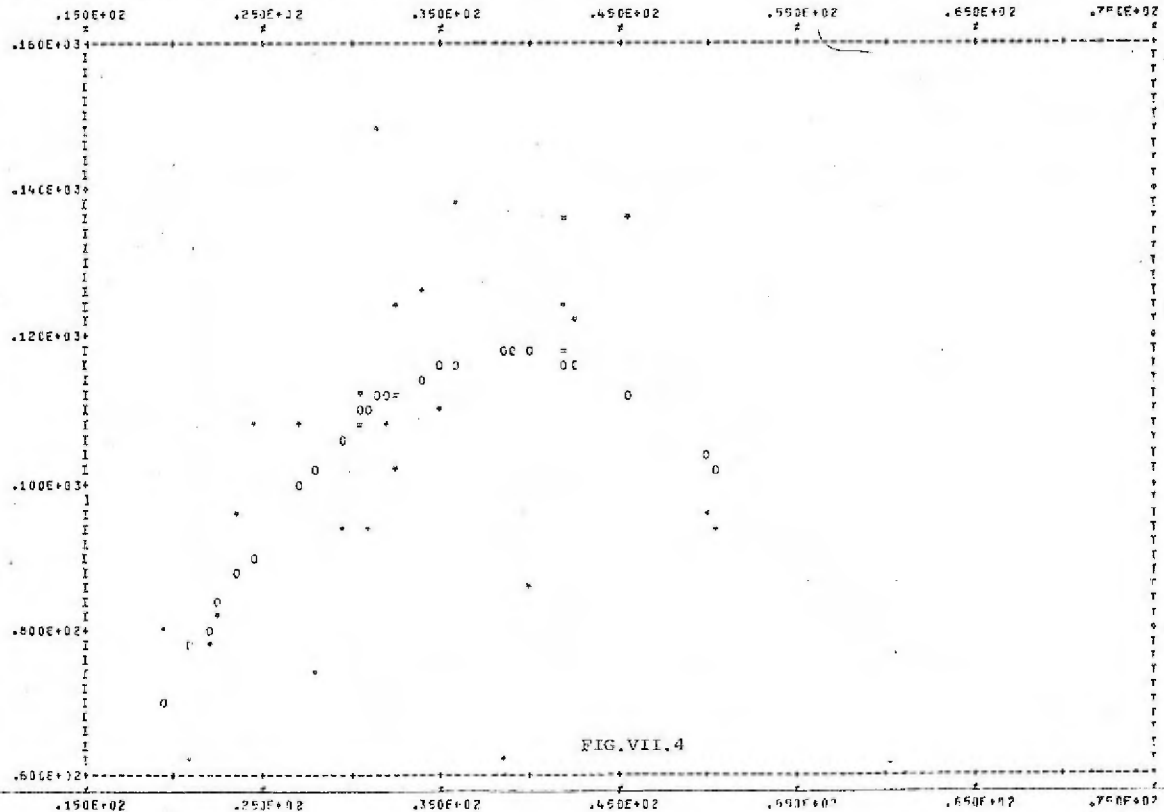


FIG.VII.4

CURVA 6 REFLECIÓN DE TA IGUAL A 0.5702

RESIDUOS

YCL	YCC	YCE	YCLN	YCP	YCN	YCR	YCK
-1.1940742E+02	-1.2231942E+02	-1.1740951E+02	-1.2125333E+02	-1.1876655E+02	-1.1700677E+02	-1.2465557E+02	-1.3455746E+02
-9.9739454E+01	-1.1397740E+02	-1.6247130E+01	-1.1185005E+02	-1.3526555E+01	-1.6867451E+01	-1.1549095E+02	-1.2274276E+02
-1.1126786E+01	-4.527225E+01	-2.2950162E+01	-8.325475E+00	-1.6509291E+00	-2.2951797E+01	-6.204273E+01	-3.0526644E+02
-6.1005430E+01	-1.5650376E+02	-8.111241E+01	-3.562020E+01	-5.278495E+01	-8.110429E+01	-2.706373E+01	-1.785664E+02
-4.920693E+02	-4.237315E+02	-5.196215E+02	-4.626847E+02	-4.889987E+02	-6.196179E+02	-4.325543E+02	-4.549166E+02
-2.614566E+01	-2.424646E+02	-2.127454E+01	-1.371306E+02	-1.073402E+02	-1.2174090E+01	-2.915073E+02	-4.491673E+02
-1.536635E+02	-9.183928E+01	-1.778046E+02	-1.2213024E+02	-1.455949E+02	-1.776007E+02	-1.747191E+02	-1.157566E+02
-1.451344E+01	-7.747376E+01	-1.337055E+01	-4.322432E+01	-1.156204E+01	-1.376105E+01	-2.258091E+01	-7.768876E+01
-3.203491E+02	-2.743768E+02	-3.474214E+02	-2.907074E+02	-3.162997E+02	-3.474173E+02	-3.220217E+02	-2.996764E+02
-2.129591E+02	-1.612512E+02	-2.417796E+02	-1.188475E+02	-2.173084E+02	-2.477723E+02	-1.574567E+02	-1.079664E+02
-1.3395714E+01	-2.7782944E+01	-2.661215E+01	-6.707888E+01	-3.837945E+01	-2.261241E+01	-1.108813E+02	-2.276776E+02
-3.930152E+01	-1.409504E+01	-1.1655028E+01	-6.431667E+01	-2.165514E+01	-3.259872E+01	-2.249577E+01	-1.436644E+01
-4.545275E+01	-1.1655028E+01	-6.431667E+01	-2.165514E+01	-3.259872E+01	-6.495345E+01	-1.271143E+01	-1.336664E+02
-4.677130E+01	-1.324847E+01	-4.017446E+01	-4.259791E+01	-2.284398E+01	-4.836666E+01	-6.939574E+01	-3.841744E+02
-9.216969E+01	-1.142824E+02	-8.311595E+01	-1.005757E+02	-8.239963E+01	-8.370446E+01	-1.122897E+02	-3.627664E+02
-2.335243E+02	-2.106969E+02	-2.177156E+02	-2.262395E+02	-2.284514E+02	-2.377069E+02	-2.472204E+02	-4.352644E+02
-9.549473E+01	-1.6691397E+01	-1.7047782E+01	-1.954140E+01	-6.125299E+01	-1.7085454E+01	-1.163897E+02	-1.347176E+02
-1.452343E+02	-2.171934E+02	-4.1210732E+02	-1.1743370E+02	-1.1522694E+02	-1.210311E+02	-1.053207E+02	-1.117233E+02
-1.7868334E+01	-1.093638E+02	-1.7203907E+01	-1.890267E+01	-1.846883E+01	-1.720475E+01	-4.791027E+01	-1.075664E+02
-3.486155E+01	-1.5822707E+00	-4.650959E+01	-2.2433095E+01	-1.3374331E+01	-4.561921E+01	-1.059943E+01	-2.455664E+02
-1.953059E+01	-9.537032E+01	-5.312165E+01	-1.759455E+01	-7.327465E+00	-5.311717E+01	-2.469903E+01	-3.950766E+02
-2.594022E+01	-7.425526E+01	-1.195574E+01	-4.475359E+01	-1.337657E+01	-1.106413E+01	-4.594324E+01	-1.075664E+02
-1.284435E+02	-1.101966E+02	-1.557499E+02	-1.189891E+02	-1.476206E+02	-1.557428E+02	-1.458340E+02	-6.073664E+01
-2.191796E+02	-1.117721E+02	-2.031651E+02	-1.651081E+02	-1.564622E+02	-2.031715E+02	-1.466299E+02	-5.63476E+02
-4.163157E+02	-2.175237E+02	-1.343333E+02	-1.492336E+02	-1.150917E+02	-1.343406E+02	-3.209577E+02	-2.247136E+02
-1.364017E+02	-1.367323E+02	-3.371633E+02	-3.601312E+02	-3.369962E+02	-3.274717E+02	-1.717173E+02	-1.072664E+02
-1.116245E+02	-1.735190E+02	-1.547869E+02	-2.119584E+02	-1.824714E+02	-1.685471E+02	-1.747307E+02	-1.744136E+02
-7.083869E+02	-5.977051E+01	-1.986581E+01	-1.182228E+01	-1.182228E+01	-1.949199E+01	-4.077011E+01	-6.05473E+02
-4.093246E+02	-1.401343E+02	-4.014513E+02	-1.287152E+02	-1.377146E+02	-4.014344E+02	-3.225757E+02	-5.64540E+01
-4.258154E+02	-1.834560E+02	-4.454566E+02	-4.045251E+02	-4.328044E+02	-4.454514E+02	-3.49223E+02	-2.205664E+02
-2.705239E+02	-2.241969E+02	-2.243373E+02	-2.2792344E+02	-2.251149E+02	-2.2473647E+02	-1.110674E+02	-4.62940E+02
-1.2293934E+02	-2.261529E+02	-2.261529E+02	-2.2256639E+02	-2.2256639E+02	-2.220727E+02	-2.225647E+02	-2.26470E+01
-9.237253E+01	-3.962562E+01	-1.211549E+02	-5.741061E+01	-6.309755E+01	-1.211417E+02	-3.262343E+01	-3.933409E+01
-1.667942E+01	-1.115823E+02	-1.1691169E+02	-6.420495E+01	-2.882213E+01	-1.1692130E+02	-1.167091E+02	-2.952664E+02
-1.033145E+01	-1.824882E+01	-1.474009E+01	-3.896643E+01	-1.694233E+01	-1.433221E+01	-6.276707E+01	-1.485648E+01
-2.619142E+02	-2.122992E+02	-3.088361E+02	-2.619784E+02	-2.619784E+02	-3.044206E+02	-3.225727E+02	-2.95664E+02
-2.916231E+01	-7.748412E+01	-5.715882E+01	-2.986127E+01	-3.181275E+01	-4.979144E+01	-3.374113E+01	-6.07376E+01
-4.619705E+02	-1.352883E+02	-4.945595E+02	-4.330280E+02	-4.558154E+02	-4.866666E+02	-4.247037E+02	-5.75664E+02
-9.545478E+01	-3.616957E+01	-1.240820E+02	-6.845206E+01	-9.669503E+01	-1.240746E+02	-3.444774E+01	-1.46664E+01
-5.597036E+01	-1.6599739E+02	-7.553447E+01	-1.1339144E+02	-1.240548E+02	-7.552449E+01	-1.127070E+02	-2.547736E+02

FIG. VII. 5

CURVA 6 RELACION EFTA IGUAL A 0.9702

ANALISIS DE VARIANCIA MODELO LINEAL

ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF.DE CORRELACION
ELM	.5132174E+05	1.	.2132174E+05	.3650772E+02	.7103814E+00
RES	.2110516E+05	38.	.5554253E+03	-----	

ANALISIS DE VARIANCIA MODELO CUADRATICO

ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF.DE CORRELACION
ELM	.2333423E+05	2.	.1166711E+05	.2356058E+02	.7509173E+00
RES	.1809257E+05	37.	.4865312E+03	-----	

ANALISIS DE VARIANCIA MODELO EXPONENCIAL

ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF.DE CORRELACION
ELM	.2330917E+05	1.	.2330917E+05	.3940032E+02	.7134746E+00
RES	.2248074E+05	38.	.5815984E+03	-----	

ANALISIS DE VARIANCIA MODELO LOGARITMICO

ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF.DE CORRELACION
ELM	.2198137E+05	1.	.2198137E+05	.4295325E+02	.7284147E+00
RES	.1944694E+05	38.	.5117510E+03	-----	

ANALISIS DE VARIANCIA MODELO POTENCIAL

ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF.DE CORRELACION
ELM	.2369504E+05	1.	.2369504E+05	.4441368E+02	.7356212E+00
RES	.2009237E+05	38.	.5247456E+03	-----	

ANALISIS DE VARIANCIA MODELO GEOMETRICO

ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF.DE CORRELACION
ELM	.2333924E+05	1.	.2333924E+05	.3943063E+02	.7114759E+00
RES	.2248068E+05	38.	.5815968E+03	-----	

ANALISIS DE VARIANCIA MODELO LINEAL RECIPROCO

ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF.DE CORRELACION
ELM	.2186474E+05	1.	.2186474E+05	.4247069E+02	.7264074E+00
RES	.1956316E+05	38.	.5148200E+03	-----	

FIG.VII.6

+ 8.554355	9
+ 19.82662	5
+ 31.09885	4
+ 42.37116	3

De aquí se calculó la frecuencia relativa acumulativa

F (W):

$$F(W_i) = \frac{\sum_{j=1}^i W_{i-j} + W_i}{39}$$

y se comparó con el área bajo la curva de una distribución Z del tipo:

$$Z = \frac{\bar{X} - \mu}{\sigma}$$

donde  $\mu = 0$ ,  $\bar{x}$  es el valor del límite del valor intervalo de las barras y  $\sigma$  se calculó a partir de la variancia de los residuos (indicado en la fig. VII .6, como  $\sigma^2 = 488.9912$ ).

En el "Introducción al Análisis Estadístico" de Dixon & Massey, se muestra una tabla para obtener el área bajo la curva a partir de los valores de Z. A continuación se muestra el resultado obtenido:

<u>Frecuencia</u> <u>(rel.-ac.) F(W)</u>	<u>Z</u>	<u>Area bajo la</u> <u>curva aprox.</u>
0.02564	- 2.67	0.004
0.2564	- 2.16	0.0158
0.02564	- 1.65	0.04975
0.076923	- 1.14	0.1251
0.205128	- 0.63	0.2578
0.461538	- 0.12	0.4602
0.692307	0.38	0.65

0.820512	0.89	0.8159
0.9230769	1.40	0.9192
1.00	1.916	0.975

Caso 2: Curva No. 10, relación  $\beta = 0.2699$ , correspondiente a 50 vueltas.

Para este caso la ecuación propuesta fue:

$$Y = - 69.362663 + 9.5467277 x - 0.12165183 x^2$$

y se dispuso de 28 observaciones.

Las figuras VII .4; 7,8,9 muestran respectivamente la gráfica, los residuos y el análisis de variancia para este caso.

Los límites fueron  $-56.16716$  y  $+ 37.6681$ , la diferencia  $93.83526$  y el tamaño de las barras fue de  $9.38526$ .

A continuación se enlistan las frecuencias de los residuos:

<u>Residuos menores de:</u>	<u>Frecuencia</u>
- 46.783634	1
- 37.400	0
- 28.01658	1
- 18.633056	1
- 9.24953	4
+ 0.133996	6
+ 9.517522	8
+ 18.901048	4
+ 28.284574	2
+ 37.6682	1

La variancia fue igual, en este caso a  $374.5463$ , de donde la frecuencia relativa acumulativa y el área bajo la curva estuvieron representados así:

CURVA 10 - RELACION RETA IGUAL A 0.0599

LINEAL Y = .07146277E+02 + ( -.11791274E+01 ) \* X F'RCO = .12069206E+02  
 CUADRATICA Y = -.00310296E+02 + ( -.85947277E+11 ) \* X + ( -.12165187E+00 ) \* X^2 F'RCO = .11809167E+02  
 EXPONENCIAL Y = .71033067E+02 \* EXP( -.11419887E-01 \* X ) F'RCO = .13124618E+02  
 LOGARITMICA Y = .11046691E+02 + ( -.41664341E+02 ) \* LOG(X) F'RCO = .80325792E+02  
 POTENCIAL Y = .21935023E+02 \* X \*\* ( .41955602E+01 ) F'RCO = .23566318E+02  
 GEOMETRICA Y = .72033264E+02 \* .10155956E+01 \*\* X F'RCO = .12167660E+02

X	Y	YCL	YCC	YCE	YCL1	YCC1	YCE1
.4190000E+02	.1243375E+03	.1147618E+03	.1171356E+03	.1129243E+03	.1154614E+03	.1141876E+03	.1120766E+03
.4200000E+02	.1178800E+03	.1134854E+03	.1121481E+03	.1084113E+03	.1082447E+03	.1127249E+03	.1134136E+03
.4250000E+02	.1217000E+03	.1158731E+03	.1169591E+03	.1135825E+03	.1146810E+03	.1160238E+03	.1139906E+03
.4300000E+02	.1271000E+03	.1192451E+03	.1200957E+03	.1207628E+03	.1237700E+03	.1204624E+03	.1277000E+02
.4400000E+02	.1410000E+03	.1306581E+03	.1306400E+03	.1303999E+03	.1300000E+03	.1308749E+03	.1304000E+03
.2190000E+02	.7729000E+02	.6189596E+02	.6056255E+02	.6053345E+02	.6049440E+02	.6049440E+02	.6049440E+02
.2110000E+02	.9384900E+02	.8035732E+02	.8091772E+02	.8051433E+02	.8045217E+02	.8046437E+02	.8049440E+02
.2250000E+02	.8190000E+02	.6927667E+02	.6935247E+02	.6905248E+02	.6902966E+02	.6919937E+02	.6961616E+02
.2300000E+02	.8075900E+02	.6767400E+02	.6911443E+02	.6851348E+02	.6837800E+02	.6876494E+02	.6866000E+02
.2350000E+02	.8000000E+02	.6700000E+02	.6810000E+02	.6730000E+02	.6710000E+02	.6730000E+02	.6710000E+02
.4570000E+02	.1390000E+03	.1190294E+03	.1123562E+03	.1100796E+03	.1105701E+03	.1148203E+03	.1150749E+03
.2780000E+02	.7496000E+02	.6241405E+02	.6201900E+02	.6162177E+02	.6149652E+02	.6163366E+02	.6170000E+02
.3600000E+02	.1390000E+03	.1041590E+03	.1166588E+03	.1086749E+03	.1086341E+03	.1072673E+03	.1086750E+03
.3420000E+02	.1256200E+03	.1061949E+03	.1148466E+03	.1035212E+03	.1029310E+03	.1046605E+03	.1046605E+03
.2430000E+02	.1177800E+03	.9442710E+02	.9071563E+02	.9234625E+02	.9236100E+02	.9105116E+02	.9240000E+02
.4800000E+02	.8002000E+02	.6127114E+02	.6178635E+02	.6146328E+02	.6146274E+02	.6129547E+02	.6129547E+02
.2940000E+02	.6360000E+02	.5096347E+02	.5046102E+02	.5046202E+02	.5021010E+02	.5056437E+02	.5020000E+02
.3430000E+02	.6148000E+02	.5117749E+02	.5174370E+02	.5064236E+02	.5177104E+02	.5103700E+02	.5064236E+02
.2120000E+02	.6106000E+02	.5125540E+02	.5025277E+02	.4921599E+02	.4927605E+02	.4908150E+02	.4921599E+02
.3280000E+02	.6175000E+02	.5038262E+02	.5119095E+02	.5011796E+02	.5049013E+02	.5022675E+02	.5011796E+02
.5000000E+02	.8000000E+02	.6243300E+02	.6021566E+02	.6243140E+02	.6243100E+02	.6021743E+02	.6021566E+02
.3000000E+02	.6170000E+02	.5016618E+02	.5042199E+02	.4980041E+02	.4974900E+02	.4976600E+02	.4976600E+02
.3070000E+02	.6166900E+02	.5016618E+02	.5016618E+02	.5016618E+02	.5016618E+02	.5016618E+02	.5016618E+02
.5000000E+02	.8000000E+02	.6243300E+02	.6021566E+02	.6243140E+02	.6243100E+02	.6021743E+02	.6021566E+02
.3070000E+02	.6163190E+02	.5012175E+02	.5003602E+02	.4954917E+02	.4959077E+02	.4954917E+02	.4954917E+02
.4210000E+02	.6177900E+02	.5019036E+02	.5019374E+02	.4969375E+02	.4969375E+02	.4969375E+02	.4969375E+02
.3275000E+02	.6124370E+02	.5043594E+02	.5012734E+02	.4917590E+02	.4917590E+02	.4917590E+02	.4917590E+02
.4180000E+02	.61390160E+02	.5047618E+02	.5017356E+02	.4926243E+02	.4926243E+02	.4926243E+02	.4926243E+02
.4180000E+02	.61390160E+02	.5047618E+02	.5017356E+02	.4926243E+02	.4926243E+02	.4926243E+02	.4926243E+02
.3900000E+02	.6115723E+02	.50115723E+02	.50115723E+02	.50115723E+02	.50115723E+02	.50115723E+02	.50115723E+02

FIG. VII.7



## SEGUNDOS

YSL	YCC	YCE	YCLN	YCP	YCH	YCV	YCK
.9970194E+01	.7201749E+01	.1141271E+02	.14475234E+01	.1019439E+02	.1141730E+02	.1000000E+01	.1000000E+01
-1.164039E+01	-.9796342E+01	.1143887E+01	-.1278427E+01	.1225127E+10	.1464327E+11	-.717213E+11	-.254866E+10
.6028951E+01	.5140904E+01	.7717760E+01	.0004366E+01	.1687717E+11	.7272161E+01	.1411113E+11	.1248316E+02
-1.103937E+02	-.9101327E+01	-.1823266E+01	-.1471924E+01	-.1646574E+01	-.1279666E+11	.0000000E+00	-.254866E+10
.3399144E+01	-.1534491E+01	.5846590E+01	.1159477E+01	.1442192E+11	.5940916E+01	.0000000E+00	.127213E+11
-1.147292E+02	-.1359239E+01	-.1291340E+02	-.1114885E+02	-.9859403E+02	-.1298279E+12	-.1426126E+02	-.274888E+02
-.1324127E+01	-.1112876E+02	-.1112876E+02	-.1112876E+02	-.1112876E+02	-.1112876E+02	-.1112876E+02	-.1112876E+02
-.1197567E+02	-.1197567E+01	-.1197567E+01	-.1197567E+01	-.1197567E+01	-.1197567E+01	-.1197567E+01	-.1197567E+01
.9426041E+01	.8385609E+01	.1234610E+02	.1161578E+02	.1270143E+02	.1234414E+02	.0000000E+01	.0000000E+01
.2374204E+01	.9886744E+01	.1469547E+01	.1442258E+01	.1654431E+01	.1459721E+01	.0712746E+01	-.2766409E+01
.1501195E+02	.2216143E+02	.1633954E+02	.1543769E+02	.1640966E+02	.1497176E+02	.1597311E+02	.2066016E+02
-.2304405E+02	-.2270529E+02	-.2174677E+02	-.2386126E+02	-.2129736E+02	-.2174715E+02	-.2048776E+02	-.3088140E+02
.2804511E+02	.2174677E+02	.3271661E+01	.2084565E+02	.1073779E+02	.1770474E+02	.2074716E+02	.1744311E+02
.1642453E+02	.1078742E+02	.2210244E+02	.1812505E+02	.1064461E+02	.2210245E+02	.1642453E+02	.2604731E+02
.1246109E+02	.1300337E+02	.1163234E+02	.1592681E+02	.1779738E+02	.1497014E+02	.1677641E+02	.1742314E+02
-.2003141E+02	-.1312435E+02	-.2436230E+02	-.2741782E+02	-.2547927E+02	-.2430314E+02	-.2044309E+02	-.1782650E+02
-.7136653E+01	-.1766616E+02	-.1449001E+02	-.770019E+01	-.5044924E+01	-.1449032E+02	-.2005319E+01	-.1706469E+02
-.4511699E+02	-.5516716E+02	-.1449322E+02	-.14665903E+02	-.1404190E+02	-.1466325E+02	-.1466325E+02	-.1706469E+02
-.2863581E+02	-.1569277E+02	-.2755697E+02	-.2951103E+02	-.2427163E+02	-.2727620E+02	-.3066303E+02	-.1706469E+02
.1377737E+01	-.1410844E+01	.1329544E+01	.1203479E+01	.0130778E+01	.1372136E+01	.1300107E+01	.1061178E+01
-.7804352E+02	-.7325649E+01	-.7271241E+02	-.7221128E+02	-.7264411E+02	-.7271241E+02	-.7264411E+02	-.7264411E+02
.7127131E+01	.3731403E+01	.9754394E+01	.6332679E+01	.1409279E+01	.0784502E+01	.0000000E+01	.2042710E+01
-.454332E+02	-.3768913E+02	-.4823852E+02	-.4435174E+02	-.4659513E+02	-.4659513E+02	-.4659513E+02	-.4659513E+02
-.1078039E+02	-.1078039E+02	-.1078039E+02	-.1078039E+02	-.1078039E+02	-.1078039E+02	-.1078039E+02	-.1078039E+02
-.105124E+02	-.1365375E+01	-.117183E+02	-.0527257E+01	-.1229446E+02	-.1317102E+02	-.1078039E+02	-.1078039E+02
.2746435E+01	.8123429E+01	.1447149E+01	.1160127E+01	.1229506E+01	.1447149E+01	.1160127E+01	.1200335E+02
.1994122E+02	.1160275E+02	.2257707E+02	.1870472E+02	.2134036E+02	.2257675E+02	.1160275E+02	.1490031E+02
-.2925418E+02	-.1788039E+02	-.2209471E+02	-.1915423E+02	-.2103335E+02	-.2209436E+02	-.1788039E+02	-.2046018E+02
.2025415E+02	.1788039E+02	.2209471E+02	.1915423E+02	.2103335E+02	.2209436E+02	.1788039E+02	.2046018E+02

CURVA 10 RELACION PETA IGUAL A 0,2699

ANALISIS DE VARIANCIA MODELO LINEAL					
ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF. DE CORRELACION
ELM	.2692072E+04	1.	.2692072E+04	.5907857E+01	.4237046E+00
RES	.1225757E+05	27.	.4539408E+03	-----	
ANALISIS DE VARIANCIA MODELO CUADRATICO					
ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF. DE CORRELACION
ELM	.1220143E+04	2.	.2200719E+04	.6943544E+01	.4908517E+00
RES	.9733205E+04	26.	.3743663E+03	-----	
ANALISIS DE VARIANCIA MODELO EXPONENCIAL					
ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF. DE CORRELACION
ELM	.3680565E+04	1.	.3680565E+04	.6555899E+01	.4428046E+00
RES	.1263703E+05	27.	.4680420E+03	-----	
ANALISIS DE VARIANCIA MODELO LOGARITMICO					
ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF. DE CORRELACION
ELM	.3352506E+04	1.	.3352506E+04	.7511909E+01	.4737173E+00
RES	.1158717E+05	27.	.4291531E+03	-----	
ANALISIS DE VARIANCIA MODELO POTENCIAL					
ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF. DE CORRELACION
ELM	.3692139E+04	1.	.3692139E+04	.4223502E+01	.4431446E+00
RES	.1199112E+05	27.	.4441495E+03	-----	
ANALISIS DE VARIANCIA MODELO GEOMETRICO					
ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF. DE CORRELACION
ELM	.3030547E+04	1.	.3030547E+04	.6555441E+01	.4428046E+00
RES	.1263703E+05	27.	.4680420E+03	-----	
ANALISIS DE VARIANCIA MODELO LINEAL RECIPROCO					
ORIGEN	SUMA DE CUADRADOS	GRAD.LIB	VARIANCIA	F	COEF. DE CORRELACION
ELM	.3916781E+04	1.	.3916781E+04	.9547076E+01	.4914910E+00
RES	.1102494E+05	27.	.4083111E+03	-----	

FIG. VII. 9

<u>Frecuencia</u> <u>F (W)</u>	<u>Z</u>	<u>Area bajo la</u> <u>curva aprox.</u>
0.03571	- 2.417	0.0082
0.3571	- 1.932	0.0287
0.071428	- 1.4476	0.0735
0.107142	- 0.9627	0.1711
0.25	- 0.477	0.3264
0.4642	0.0069	0.5
0.75	0.4917	0.6915
0.8928	0.9766	0.8289
0.9642	1.4615	0.93
1.000	1.946	0.97

### 3) CONFIRMACION

Del análisis de estos dos casos se ve que ambos siguen una distribución normal y por lo tanto la hipótesis se aceptó - - siendo entonces las curvas obtenidas probabilísticamente significativas.

En la fig. VII .2 se han graficado estos resultados teniendo como abscisas Q en Galones por minuto y de ordenadas caída de presión en cm de H<sub>2</sub>O, el parámetro indicado sobre cada curva es la relación  $\beta$  .

### VII.5 PRESENTACION DE RESULTADOS

En base a los resultados obtenidos, la mejor forma para la selección del instrumento es la siguiente:

Se dispondrá de una curva característica como la de la figura VII.2, con esta curva es posible seleccionar el diámetro de orificio más apropiado, entrando con gasto y obteniendo caída de presión.

Una vez obtenido esto se procederá a:

- 1) Calcular el  $C_v$  en función de gasto, caída de presión, fluido y condiciones de flujo:

$$C_v = \frac{Q}{\sqrt{\frac{G}{\Delta P}}}$$

Q = Gasto gpm

G = Gravedad específica

$\Delta P$  = Caída de presión, psi.

- 2) Seleccionar el punto de diseño, es decir el porcentaje de apertura de la válvula.
- 3) Con estos datos entrar en la tabla de  $C_v$  a diferentes porcentajes de apertura y seleccionar el diámetro de la válvula.
- 4) Con el diámetro del orificio y el diámetro de tubería se obtendrá la relación  $\beta$ , verificando que quede dentro de los límites óptimos:

$$0.3 < \beta < 0.75$$

La tabla de selección calculada para el instrumento objeto de esta tesis es la siguiente:

Díámetro (pulgadas)	Porcentaje de apertura %	$C_v$
7	13.35	36.53
7	19.82	45.42
7	26.99	70.20
7	36.04	84.72
7	42.69	99.33
7	50.25	119.57
7	57.02	150.63
7	64.46	176.30
7	71.80	193.25

Una tabla similar a ésta, se elaborará para diferentes diámetros de tubería.

Comparando los valores de la tabla anterior, con los valores publicados por varios fabricantes, se puede ver que los valores para  $C_v$  obtenidos de este aparato corresponden a los de una válvula de control con característica de igual porcentaje.

CAPITULO VIII

PROBLEMAS DE CONSTRUCCION

## VIII. PROBLEMAS DE CONSTRUCCION

En este capítulo se tratará de dar al lector una relación de los problemas que se afrontaron para hacer realidad este aparato.

El principal propósito de este capítulo es hacer notar que si existieron problemas fue porque la experimentación y desarrollo de ideas nuevas no tiene la popularidad y empuje que deberían tener en la Facultad de Química y por lo tanto no existen talleres adecuados para construcción, así como tampoco existen facilidades para probar los aparatos nuevos.

Nuestros problemas comenzaron el mismo día que se concibió la idea del aparato.

Decidimos usar la idea como tema de tesis y para poderlo hacer teníamos que construir el aparato y luego probarlo. Teníamos la idea, pero no sabíamos como debería ser el mecanismo de accionamiento que realizara y llevara a la realidad nuestra idea de operación. El primer paso encaminado hacia la construcción y más que nada encaminado a que nosotros mismos entendiéramos el mecanismo para poderlo explicar a la persona que lo fuera a construir, fue hacer un modelo rudimentario con los materiales de que podíamos disponer en nuestras casas. Este modelo sirvió para que nos diéramos cuenta de que la construcción no iba a ser excesivamente complicada porque el número de piezas para el mecanismo era pequeño; lo difícil era que la persona que lo construyera nos entendiera la idea.

El paso siguiente fue: ¿Quién lo iba a construir?

Recurrimos al Dr. Herrán quien afortunadamente, se interesó en la idea y nos conectó con el Ing. A. Ochoa para que lo construyera.

Como suponíamos, el problema principal fue que nos captara la idea del mecanismo. Nuestro modelo rudimentario no fue suficiente para que captara la idea. Hicimos algunos dibujos y tampoco fueron suficientes. ¿Qué hacíamos?

Conseguimos un diafragma de una cámara fotográfica cuyo mecanismo es muy similar al que nosotros proponíamos y se lo proporcionamos al Ing. Ochoa. Entonces con el modelo rudimentario, los dibujos y el diafragma de la cámara ya tuvo una idea más completa y empezó a construir nuestro aparato.

Por supuesto lo que le era más útil para comprender el mecanismo, fue el diafragma el cual pertenecía a una cámara Retina y cuyo diámetro totalmente abierto no era mayor de 1 1/2 cm., y se basó en él.

Para hacer cada una de las partes del mecanismo, basado siempre en el diafragma, agrandó la escala del diafragma 10 veces y el resultado fue el modelo objeto de esta tesis cuyo diámetro fue de 7 in. aproximadamente. Teníamos el problema de los materiales de construcción pero el Ing. Ochoa fue el que los decidió basándose en lo que él tenía disponible.

Una vez que tuvimos el modelo, el problema fue: Con que fluido lo probamos y por lo tanto en qué lugar lo instalamos?



Debido al tamaño y a la poca resistencia de los materiales de construcción, la primera sugerencia fue probarlo con gases. Por supuesto lo más accesible era aire aunque no nos convencía porque intuíamos que iba a ser difícil visualizar los problemas; pero por otro lado teníamos el problema de disponer de un gasto suficiente de agua para un modelo de diámetro tan grande, que era el fluido ideal, y por consiguiente, de todos los accesorios necesarios para manejar este gasto de agua: bomba de capacidad suficiente, tanques y sobre todo tubería de siete pulgadas, ya que para probar adecuadamente una placa de orificio necesitábamos tramos de tubería recta y sin accidentes (reducciones) tanto antes como después de la placa. Por supuesto paralelo al problema del fluido a usarse existía el gran problema de la tubería el cual era independiente del fluido que se usara.

Como solución al problema de la tubería pensamos en mandar rolar lámina al diámetro deseado, pensando siempre en usar aire.

Sin embargo, un día después de tratar de conseguir infructuosamente quien rolara la lámina garantizando la esfericidad máxima posible para minimizar lo más posible los accidentes, llegamos al Laboratorio de Ingeniería Química y nos enteramos de que no era posible usar los ventiladores existentes, ya que uno estaba descompuesto y el otro estaba siendo usado en las prácticas normales de la facultad. Esto descartaba a la Facultad de Química como lugar para experimentar ya que tampoco contaba con las instalaciones necesarias para usar agua.

Le platicamos al Ing. Stivalet estos problemas y nos aconsejó ir a la División de Estudios Superiores de Ingeniería. En este lugar llegamos por suerte al lugar más adecuado posible que fue con el Ing. Elizondo quien de inmediato y sin poner ninguna objeción nos puso en contacto con las personas más adecuadas por sus conocimientos y por los medios de que disponen para llevar a cabo nuestros propósitos.

Aquí si disponíamos del equipo necesario para experimentar con agua, aunque el problema de la tubería seguía existiendo.

Por segunda ocasión volvió a funcionar la buena estrella y conocimos al Ing. Avila, el cual se dedica a problemas de hidráulica y por lo tanto tiene una vasta experiencia en este campo. Fue él quien escogió el lugar más apropiado para instalar el aparato y fue él quien le dió solución a nuestro problema de tubería de 7 in. mandándola hacer de cemento y en medias cañas. El resultado fue una tubería muy lisa del diámetro exacto y sin accidentes. En este momento una vez instalada, empezó el trabajo de experimentación.

Un problema ya sencillo en comparación con los mencionados anteriormente, fue la poca resistencia de las aspas, lo que nos obligó a poner a la descarga de la tubería un tanque que nos redujera la presión del agua en las aspas sobre todo cuando éstas estuvieran totalmente cerradas. Esto nos resolvió el problema, sin embargo nos obligó a trabajar en rangos de velocidad sumamen

te bajos como de 1 a 2 ft/seg., sin embargo aunque bastante limitados en este aspecto pudimos experimentar y llegar a los resultados mencionados en el siguiente capítulo.

Como se mencionó anteriormente, el propósito de este capítulo es describir los problemas tenidos y sus soluciones para nuestro caso; en ningún momento tratamos de desalentar a las personas que nos sigan, por el contrario, mencionamos los problemas y también queremos hacer patente que todo consiste en afrontar los problemas y nunca darse por vencidos, para que cada día haya más y más personas que teniendo una idea, por descabellada que parezca, la lleven a cabo y la realicen tenga utilidad o no, porque siempre existirán personas dispuestas a tenderos la mano desinteresadamente en los problemas que parezcan no tener solución, todo consiste en no darse nunca por vencidos, buscar a estas personas y seguir adelante hasta alcanzar la meta fijada y ésta siempre podrá ser alcanzada si de verdad se desea y se pone todo el empeño en lograrlo.

CAPITULO IX.

C O N C L U S I O N E S

IX. CONCLUSIONES

IX.1 FUNCIONALIDAD DUAL

El instrumento propuesto opera simultáneamente como un medidor de orificio y como una válvula de control, lo cual reemplaza la necesidad de la placa de orificio y la válvula de control convencionales, por separado.

a) La figura IX.1.1 muestra un sistema de control de flujo convencional y el sistema propuesto. Este ofrece ahorros con respecto al primero, por la eliminación de tubería sin accidentes que se requiere entre la placa de orificio y la válvula de control. Por otra parte, la particularidad de operar como uno u otra, presenta una gran versatilidad, que aunada a su simplicidad de diseño, conduce a la posibilidad de diversas aplicaciones.

En la construcción experimentada, el sector dentado puede ser calibrado o asociado a un puntero, para proporcionar una indicación local, lo que en el sistema convencional involucraría otro instrumento indicador adicional.

La desventaja encontrada, en cuanto a funcionalidad, es la imposibilidad de operar como válvula de corte, ya que el orificio mínimo presenta fugas del 5 % del máximo  $C_v$ .

b) La simplicidad y el pequeño número de componentes del instrumento, reduce el mantenimiento y el costo ocasionado por partes de repuesto.

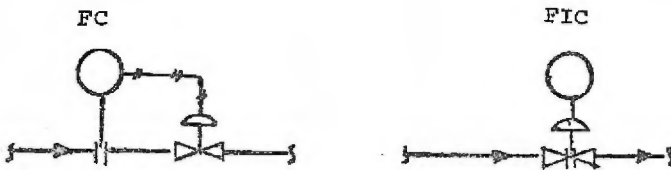


Figura IX.I.I. Diagrama de flujo e instrumentación de un controlador de flujo convencional , comparado con el instrumento propuesto.

El costo de inversión inicial es definitivamente mucho menor que el de los instrumentos convencionales.

Relacionando los dos sistemas , con un control de flujo para una tubería de 8 in. , en la que es plenamente recomendable el uso de una válvula de mariposa, que además puede compararse por la simplicidad de su diseño con el instrumento propuesto, el costo aproximado de dicha válvula, con cuerpo de acero al carbón y disco de acero inoxidable 316 , sería de \$ 5,000.00. Para la placa de orificio , en acero inoxidable 304, el costo sería de \$ 1,800.00

El costo del instrumento y la caja de sellos , incluyendo también materiales y mano de obra fué de \$ 1,500.00 , en los materiales que se mencionan en el Cap. VI ;pero debe tenerse en cuenta que se utilizaron algunos materiales de desecho , por lo que el uso de los materiales apropiados elevaría el costo ; sin embargo -

puede inducirse que el costo seguirá siendo menor que el del sistema convencional.

Otro factor económico importante es el hecho de que por su versatilidad , el instrumento puede seguir operando en un rango más amplio de cambios de flujo del proceso , lo que muchas veces obliga a comprar otra placa de orificio y otra válvula en el sistema convencional.

## IX.2 RECOMENDACIONES

En base al trabajo experimental realizado y a la información obtenida se presentan las siguientes sugerencias para realizar una segunda etapa de experimentación y algunas consideraciones para posteriores investigaciones, suponiendo que puede contarse con el respaldo económico necesario.

### a) Fluido manejado: agua.

Se selecciona el agua por ser un líquido de fácil obtención, económico y poco corrosivo.

Puede también usarse algún gas, para observar el comportamiento de fluidos compresibles fluyendo por el instrumento.

Para subsiguientes experimentaciones podrían probarse diferentes fluidos, viscosos, con sólidos en suspensión, corrosivos, gases y vapores.

### b) Gasto y Régimen.

Amplio rango de variación de gasto y perfectamente controlado, lo que implica usar instrumentos medidores de presión con rango suficiente para cubrir el rango de gastos.

Se sugiere trabajar a régimen permanente aunque podrían hacerse -- pruebas a régimen no permanente.

### c) Materiales y Construcción: aspas y cuerpo de acero. Se escoge ese material por tener mayor resistencia al usado anteriormente. -

Otra alternativa es emplear aspas de material antifriccionante. -



Pueden hacerse pruebas posteriores con diferentes materiales, observar su resistencia a diferentes cargas, resistencia a la corrosión, para determinar el espesor óptimo de placas.

En cuanto a construcción es necesario efectuar un trabajo de precisión, mas aun si se utiliza material antifriccionante. Uso de material de calidad, buenas juntas o sellos. Realizar las modificaciones al modelo, para mejor operación, como sería adoptar un operador neumático o de otro tipo.

d) Diámetro: 4 pulgadas.

Un diámetro no demasiado pequeño ni demasiado grande, de medida comercial, que implica fácil instalación. además, al ser más pequeño se tiene menor costo, incluso de fabricación del instrumento. Es posible realizar subsecuentes experimentaciones con diferentes diámetros y calcular el espesor óptimo de espas para cada caso.

e) Instrumentación:

Empleo de instrumentos medidores más precisos, manómetros, termómetros, colocación de una placa de orificio convencional para medir gasto. Operadores neumáticos, eléctricos o hidráulicos.

g) Longitud mínima de tubería recta requerida sin accidentes, Tomas de presión, tipo de instalación.

Deben tenerse tramos de tubería recta antes y después del aparato de longitud necesaria sin accesorios, para no alterar el perfil de

velocidad, de acuerdo con las especificaciones existentes para orificios convencionales.

Se considera útil usar tomas promedio a 1 diámetro corriente arriba y 1/2 diámetro corriente abajo de las aspas, por la facilidad para variar el diámetro del orificio sin necesidad de cambiar la posición de la toma, como sería el caso de tomas de vena contracta. Posteriormente puede probarse otro tipo de tomas, como por ejemplo, las de tubería. Es conveniente también tener sobre el mismo tubo varias tomas promedio colocadas en un plano transversal a la tubería, a iguales distancias una de otra en posición radial.

La posición del instrumento está en función de las instalaciones de que se disponga, puede ser vertical u horizontal.

Se recomienda usar una instalación de conductos cerrados, para tener mayor control de las variables, incluso si se trabaja con gases es indispensable este requisito.

#### h) Pruebas comparativas:

Se sugiere disponer de varias instalaciones iguales teniendo las mismas condiciones en cada una de ellas para comparar el comportamiento del modelo con el comportamiento de aparatos convencionales (placa de orificios, válvula de control).

Resumen de requerimientos para llevar a cabo una 2a. experimentación:

fluido manejado: agua.

Régimen: permanente.

gasto: rango de variación de gasto, controlado.

Material: acero. opcional: aspas de material antifriccionante.

Construcción: trabajo de precisión. opcional: adaptación de un operador neumático.

Diámetro: 4 pulgadas.

Tomas de presión: varias tomas promedio, colocadas en posición radial.

Conductos cerrados:

longitudes mínimas requeridos de acuerdo a especificaciones para orificio.

posición: vertical u horizontal.

Opcional: pruebas comparativas.

CAPITULO X.

E P I L O G O

## X.- E P I L O G O

"La mayor recompensa después de una buena acción es la satisfacción de haberla realizado."

Es al término de este estudio y después de penas y alegrías, después de decepciones y estímulos, cuando sentimos la necesidad de una reflexión.

Hemos sentido en carne propia las tribulaciones del progreso, hemos participado de ese misterioso atractivo que tiene lo desconocido y hemos constatado, en fin, lo magnífico de un trabajo en equipo.

Es por todo esto, por nuestras penas y alegrías que sentimos el derecho de darte un consejo a ti, lector nuestro.

Si alguna vez sientes el deseo de experimentar, de probar algo nuevo, de inventar y no llevas a cabo ese deseo porque temes al fracaso, recuerda que existen miles de manos dispuestas a ayudar, que existen también horas de intensa esperanza y satisfacción y que sobre todas las cosas harás algo grande por la humanidad, - siendo grande tú y tu profesión.

Y si lo logras, habremos triunfado.

CAPITULO XI.

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

**XI.- BIBLIOGRAFIA:**

- 1.- Reddick & Miller; "Advanced Mathematics for Engineers"; 2ª Edición Ed. Wiley.
- 2.- Draper Smith; "Applied Regression Analysis";
- 3.- I.S. & E.S. Sokolnikoff; "Higher Mathematics for Engineers and Physicists"; 2nd. Edition Mc. Graw-Hill.
- 4.- Octavio Trejo Pérez; "Hidraulica".
- 5.- Spink; "Principles and Practice of Flow Meter Engineering"; Editorial Foxboro.
- 6.- Cía Honeywell; "Flow Meter Engineering Hand Book"; Edita: Honeywell
- 7.- Mc. Cabe & Smith; "Unit Operations of Chemical Engineering"; 2a. Edición 1967, Mc. Graw-Hill.
- 8.- Foust; "Principles of Unit Operations"; 2a. Edición 1960, Wiley-Toppan.
- 9.- Badger & Banchero; "Introduction to Chemical Engineering", 1965 Mc. Graw-Hill.
- 10.- Timoshenko; "Resistencia de Materiales"; 11a. Edición 1967 Espasa-Calpe.
- 11.- Marks'; "Mechanicals Engineers' Handbook; 6a. Edición. Mc.Graw-Hill.
- 12.- Perry; "Chemical Engineers' Handbook; 4a. Edición, Mc. Graw-Hill.
- 13.- A. Brodgersell, Crawford & Russell, Inc.; "Instrumentation Technology"; Jan., 1972.
- 14.- Fisher Governor, Cat. 10; "Value Sizing";
- 15.- D.M. Considine; Instruments & Controls Handbook; 1957
- 16.- Crane; "Flow of Fluids; Technical Paper 410; Crane Co.
- 17.- D.J. Wilde; "Optimum Seeking Methods"; 2da. Edición, Prentice Hall.
- 18.- W.J. Dixon y F.J. Massey; "Introduction to Statistical Analysis"; 2nd. Edition. International Student Edition.