

T-UES
1501
C 796
1994

Ej. 2

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA CIVIL

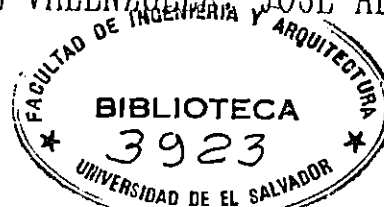


MATERIAL DE APOYO PARA LOS CURSOS DE
MECANICA DE LOS FLUIDOS E HIDRAULICA
DE LA ESCUELA DE INGENIERIA CIVIL DE
LA UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR.

TRABAJO DE GRADUACION PRESENTADO POR:

CORDOVA NATIVI, EDITH LORENA

GOMEZ VALENZUELA, JOSE ALBERTO



15101833
15101833

PARA OPTAR AL TITULO DE

INGENIERO CIVIL

NOVIEMBRE 1994

SAN SALVADOR,

EL SALVADOR

CENTRO AMERICA



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR

Dr. FABIO CASTILLO FIGUEROA

SECRETARIO GENERAL

Lic. MIRNA ANTONIETA PERLA de ANAYA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO

Ing. JOAQUIN ALBERTO VANEGAS AGUILAR

SECRETARIO

Ing. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS

ESCUELA DE INGENIERIA

DIRECTOR

Ing. JULIO EDGARDO BONILLA ALVAREZ

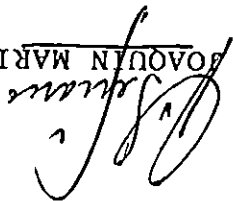


UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

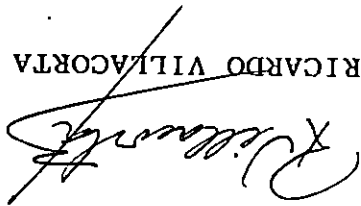
TRABAJO DE GRADUACION:

MATERIAL DE APOYO PARA LOS CURSOS DE
MECANICA DE LOS FLUIDOS E HIDRAULICA
DE LA ESCUELA DE INGENIERIA CIVIL DE
LA UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

COORDINADOR: ING. JOAQUIN MARIANO SERRANO CHOTO



ASESOR = DR. RICARDO VILLACORTA BENITEZ



AGRADECIMIENTO

RECONOCEMOS DE UNA MANERA ESPECIAL EL ESFUERZO Y DEDICACION DE NUESTROS COORDINADOR Y ASESOR, YA QUE SIN SU ACERTADA ORIENTACION NO HUBIESE SIDO POSIBLE LA CONCRETIZACION DE ESTE TRABAJO.

AGRADECEMOS INFINITAMENTE A TODAS AQUELLAS PERSONAS QUE DE UNA FORMA INCONDICIONAL Y DESINTERESADA CONTRIBUYERON A LA REALIZACION DE ESTE TRABAJO.

Edith Lorena
Jose Alberto

DEDICATORIA

Dedico mi Trabajo de Graduación, como una muestra de mi gratitud.

A NUESTRO PADRE CELESTIAL

Por iluminar mi camino.

A MIS PADRES

Mercedes Nativí de Córdova y Julio Guillermo Córdova, que con amor han dedicado toda una vida a mi formación.

En especial a MI MADRE por todas sus noches de desvelo y por llevarme siempre en cada una de sus oraciones.

A MI TIO

Santiago Sergio Nativí, quien es para mi como un padre, por todo su cariño, apoyo y comprensión.

A MIS HERMANOS

Ana Mercedes, Walter Ramón y Julio Humberto, con mucho amor, por ser los mejores que DIOS pudo haberme dado.

A MI NOVIO JORGE

Por ocupar un lugar muy especial en mi vida

A MIS DEMAS SERES QUERIDOS

Con mucho cariño.

A MIS AMIGOS

Porque nunca me dejaron sola en aquellos momentos en que mis ánimos decaían.

Especialmente a MI GRAN AMIGO MANUELITO, quien siempre ha tenido el tiempo y las palabras justas para demostrarme su amistad.

Edith Lorena

DEDICATORIA

A DIOS TODO PODEROSO

Por haberme iluminado y permitido culminar mi objetivo.

A MI MADRE

Por sus sacrificios, su apoyo, su perseverancia y sus palabras de aliento que hicieron posible este logro.

A MI PADRE

Porque con su apoyo, consejos sabios y oportunos formó en mí el temple necesario para alcanzar este objetivo.

A MI ESPOSA

Por su incansable ayuda, amor y comprensión, con lo que me motivó para no desfallecer hasta lograr mi propósito.

A MIS HERMANOS

Por sus palabras de aliento.

A MIS AMIGOS, COMPAÑEROS Y DEMAS PERSONAS

Que contribuyeron a la realización de este trabajo, especialmente a *Guillermo Rodríguez*, con agradecimiento.

José Alberto

INDICE

OBJETIVOS GENERALES	1
OBJETIVOS ESPECIFICOS	2
ALCANCES Y JUSTIFICACIONES	3

PARTE I

CAPITULO UNO

CONSIDERACIONES GENERALES

1.1 ANTECEDENTES HISTORICOS	4
1.1.1 EVOLUCIÓN DE LA MECÁNICA DE LOS FLUIDOS	4
1.2 FUNDAMENTOS DIDACTICOS APLICADOS A LOS CURSOS DE MECANICA DE LOS FLUIDOS E HIDRAULICA	7
1.2.1 CONSIDERACIONES	7
1.2.2 TECNICAS PARA ENSEÑANZA-APRENDIZAJE	8
1.2.3 RECURSOS PARA LA ENSEÑANZA-APRENDIZAJE	12
1.2.4 EVALUACION	13
1.3 ENCUESTA SOBRE EXPERIENCIA DOCENTE EN EL AREA DE MECANICA DE LOS FLUIDOS, HIDRAULICA Y ASIGNATURAS AFINES	13
1.3.1 GENERALIDADES	13
1.3.2 ANALISIS DE ENCUESTA REALIZADA	15
1.3.3 ANALISIS GRAFICO E INTERPRETACION DE RESULTADOS	16
1.3.4 RESUMEN DE LA INTERPRETACION DE RESULTADOS DE LAS ENCUESTAS	27
1.3.5 CONCLUSIONES	29
1.3.6 RECOMENDACIONES	30

PARTE II: MECANICA DE LOS FLUIDOS

CAPITULO DOS

SISTEMAS DE UNIDADES Y ESTATICA DE LOS FLUIDOS

2.1	INTRODUCCION	32
2.2	OBJETIVOS	32
2.3	NOTAS PRELIMINARES	33
2.4	SISTEMAS DE UNIDADES	34
2.4.1	SISTEMA TECNICO O GRAVITACIONAL (S.T.)	35
2.4.2	SISTEMA INTERNACIONAL (S.I.)	35
2.4.3	CONVERSION DE SISTEMA DE UNIDADES	36
2.5	NATURALEZA Y PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS	36
2.5.1	OBJETIVOS	36
2.5.2	PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS	36
2.6	ESTATICA DE FLUIDOS	53
2.6.1	OBJETIVOS	53
2.6.2	ESTATICA DE LOS FLUIDOS	54
2.6.3	PRESION	54
2.6.4	ECUACION FUNDAMENTAL DE LA HIDROSTATICA	54
2.6.5	MANOMETRIA	59
2.7	FUERZAS SOBRE SUPERFICIE PLANAS SUMERGIDAS	70
2.7.1	SUPERFICIES HORIZONTALES	71
2.7.2	SUPERFICIES INCLINADAS	71
2.7.3	EL PRISMA DE PRESION	71
2.8	FUERZAS SOBRE SUPERFICIE CURVAS SUMERGIDAS	74
2.9	EMPUJE Y FLOTACION	79
2.10	PRACTICAS DE LABORATORIO	83
2.11	PROBLEMAS	113
2.12	TEMAS PROPUESTOS	122
2.12.1	FUERZA HIDROSTATICAS EN FLUIDOS ESTRATIFICADOS	122

CAPITULO TRES

DINAMICA DE LOS FLUIDOS. ANALISIS DIMENSIONAL Y SEMEJANZA HIDRAULICA. EFECTO DE LA VISCOSIDAD Y RESISTENCIA AL FLUJO. TURBOMAQUINARIA.

3.1	INTRODUCCION	123
3.2	OBJETIVOS	124
3.3	DINAMICA DE LOS FLUIDOS	124
3.3.1	CONCEPTO Y CLASIFICACION DE FLUJO	124
3.3.2	LINEAS Y TUBOS DE CORRIENTE	128
3.3.3	SISTEMAS Y VOLUMEN DE CONTROL	129
3.3.4	ECUACION DE CONTINUIDAD	133
3.3.5	ECUACION DE EULER	135
3.3.6	ECUACION DE BERNOULLI:	137
3.3.7	CONCEPTO DE LINEA DE ENERGIA Y LINEA PIEZOMETRICA	141
3.3.8	ECUACION DE IMPULSO Y CANTIDAD DE MOVIMIENTO	147
3.3.9	APLICACION DE LA ECUACION DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO	151
3.3.10	MOMENTO DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO.	161
3.4	ANALISIS DIMENSIONAL Y SEMEJANZA DINAMICA	165
3.4.1	HOMOGENEIDAD DIMENSIONAL Y RELACIONES ADIMENSIONALES	165
3.4.2	DIMENSIONES Y UNIDADES	167
3.4.3	METODO DE RAYLEIGH	168
3.4.4	EL TEOREMA " π " DE BUCKINGHAM	170
3.4.5	SIGNIFICADO DE ALGUNOS DE LOS PARAMETROS ADIMENSIONALES MAS IMPORTANTES	176
3.4.6	SIMILITUD Y ESTUDIO SOBRE MODELOS	181
3.5	EFFECTOS DE LA VISCOSIDAD. RESISTENCIA AL FLUJO	185
3.5.1	FLUJO VISCOSO EN CONDUCTOS CERRADOS (LAMINAR Y TURBULENTO)	186
3.5.2	NUMERO DE REYNOLDS	191

3.5.3 RESISTENCIA AL FLUJO TURBULENTO EN CONDUCTOS CERRADOS	194
3.5.4 FLUJO INCOMPRESIBLE Y PERMANENTE, A TRAVES DE SISTEMAS SIMPLES DE TUBERIAS	200
3.6 TURBOMAQUINARIA	207
3.6.1 UNIDADES HOMOLOGAS	207
3.6.2 VELOCIDAD ESPECIFICA (N_s)	209
3.6.3 TEOREMA ELEMENTAL DE LA CASCADA	210
3.6.4 TEORIA DE TURBOMAQUINARIA	212
3.6.5 TURBINAS HIDRAULICAS	215
3.6.6 BOMBAS Y VENTILADORES	224
3.7 TEMAS PROPUESTOS	235
3.7.1 DISCREPANCIAS DE LOS ENSAYOS EN AIRE Y AGUA EN LA MODELIZACION	235
3.8 PRACTICAS DE LABORATORIO	
3.9 PROBLEMAS	258

PARTE III: HIDRAULICA

CAPITULO CUATRO

HIDROMETRIA Y SISTEMAS DE TUBERIAS

4.1 INTRODUCCION	265
4.2 OBJETIVOS	267
4.3 HIDRAULICA: CONCEPTO Y CLASIFICACION	268
4.4 HIDROMETRIA	269
4.4.1 MEDICION DE PRESION	269
4.4.2 MEDICION DE VELOCIDADES	271
4.4.3 MEDICION DE CAUDALES	278
4.5 SISTEMAS DE TUBERIAS	311
4.5.1 PERDIDAS DE CARGA	311
4.5.2 SISTEMAS DE TUBERIAS	330
4.5.3 TUBERIAS EQUIVALENTES.	344
4.5.4 REDES DE TUBERIA (Hardy Cross).	348
4.5.5 CAVITACION	353

4.5.6 GOLPE DE ARIETE	357
4.6 PRACTICA DE LABORATORIO	374
4.7 PROBLEMA	389

CAPITULO QUINTO

CANALES

5.1 INTRODUCCION	398
5.2 OBJETIVOS	399
5.3 CONCEPTOS GENERALES	400
5.3.1 DEFINICIONES	400
5.3.2 DISTRIBUCION DE VELOCIDADES	404
5.3.3 CLASIFICACION DE FLUJOS	411
5.4 FLUJO PERMANENTE UNIFORME	413
5.4.1 CONCEPTOS DE RUGOSIDAD	413
5.4.2 CALCULOS PARA FLUJO UNIFORME	422
5.4.3 SECCIONES OPTIMAS	434
5.4.4 PRINCIPIO DE CONSERVACION DE LA ENERGÍA	449
5.5 FLUJO GRADUALMENTE VARIADO	468
5.5.1 ECUACION DE FLUJO GRADUALMENTE VARIADO	469
5.5.2 PERFILES DE FLUJO	475
5.6 FLUJO RAPIDAMENTE VARIADO	494
5.6.1 SALTO o RESALTO HIDRAULICO	495
5.6.2 CAIDA HIDRAULICA	503
5.7 CANAL PARSHALL	504
5.7.1 CONTROL DEL FLUJO	504
5.7.2 MEDICION DEL FLUJO	505
5.8 TEMAS PROPUESTOS	513
5.8.1 PROBLEMAS PRACTICOS EN LA RESOLUCION DE FLUJO DE CANALES	513
5.8.2 EL SALTO HIDRAULICO COMO DISIPADOR DE ENERGIA	513
5.8.3 FLUJO EN CANALES DE TRAZADO NO LINEAL	513
5.8.4 FLUJO A TRAVES DE SECCIONES DE CANALES NO PRISMATICOS	513

5.9 PRACTICAS DE LABORATORIO	513
5.10 PROBLEMAS	517

PARTE IV

CAPITULO SEIS

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES	522
6.2 RECOMENDACIONES	525
SIMBOLOGIA	533
BIBLIOGRAFIA	536
ANEXOS	539

INTRODUCCION

En las asignaturas Mecánica de los Fluidos e Hidráulica, es de mucha importancia complementar la enseñanza teórica con la práctica, aumentando de esta forma la capacidad de análisis e investigación del estudiante.

Por eso, el presente Trabajo de Graduación consiste en un documento que sirva como material de apoyo, de utilidad para el desarrollo de los cursos de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica, servidos por la Escuela de Ingeniería Civil, de acuerdo a los programas de estudio vigentes.

Este documento ofrece: Bases teóricas fundamentales, problemas modelo que ejemplifican los temas tratados, guías de problemas propuestos, guías de prácticas de laboratorio, temas propuestos de investigación, así como una recolección de datos prácticos y diagramas que difícilmente son encontrados en un solo libro. Además, presenta sugerencias y recomendaciones didácticas, que incorporan, en lo posible, las opiniones, expresadas en una encuesta de profesores e instructores de las asignaturas mencionadas. También se presentan datos del equipo demostrativo disponible en la Universidad de El Salvador, para considerar su posible uso en el futuro, como forma de mejorar la enseñanza experimental.

OBJETIVOS GENERALES

- Contribuir al mejoramiento del nivel académico del estudiante de la carrera de Ingeniería Civil, de la Facultad de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de El Salvador, en el área de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica.

- Contribuir con el material y las sugerencias de este documento, elaborado y enfocado al área de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica, a satisfacer las necesidades más urgentes en el desarrollo de los programas respectivos.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- a) Reducir al mínimo las dificultades para obtener información bibliográfica, que con frecuencia se presentan en las asignaturas Mecánica de Fluidos e Hidráulica.
- b) Proponer en este documento guías para el quehacer académico, en los laboratorios de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica, mediante la óptima utilización de los recursos y del tiempo disponible, de acuerdo a las demandas del proceso de enseñanza-aprendizaje.
- c) Proponer guías de problemas elaboradas para que el alumno pueda poner en práctica los conocimientos adquiridos en clases.
- d) Presentar información recopilada, que sea de utilidad como un medio de capacitación práctica en el área de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica.

ALCANCES Y JUSTIFICACIONES

Se pretende crear un documento de información bibliográfica y de propuestas para la enseñanza, que dentro del marco de mejoramiento del nivel académico y de la infraestructura de la Facultad de Ingeniería y Arquitectura, sirva como material de apoyo en los cursos de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica. El documento debe contener información necesaria para su desarrollo de acuerdo a los programas de estudio vigente, y además debe contribuir a incorporar en el desarrollo de dichos cursos la parte práctica o experimentación, motivando de esta forma al estudiante a profundizar sus conocimientos, mediante la investigación.

Este documento está conformado por:

- Fundamentos didácticos básicos, que contribuyen al desarrollo de los cursos.
- Bases teóricas fundamentales y referencias bibliográficas para consultar.
- Guías de discusión de problemas.
- Guías para prácticas de laboratorio.
- Sugerencias de temas de investigación.

PARTE I

CONSIDERACIONES GENERALES

CAPITULO UNO

CONSIDERACIONES GENERALES

1.1 ANTECEDENTES HISTORICOS

1.1.1 EVOLUCIÓN DE LA MECÁNICA DE LOS FLUIDOS

La evolución histórica de la Mecánica de los Fluidos se inicia desde tiempos muy remotos. En la época antigua los conocimientos eran empíricos y rudimentarios, pero suficientes para satisfacer las necesidades de ese período.

Las primeras ecuaciones generales para el movimiento de los fluidos, fueron formuladas por Euler. En ese tiempo, los conocimientos que hoy constituyen la Mecánica de los Fluidos, estaban separados en dos campos: la Hidrodinámica Teórica, que estudiaba los fluidos perfectos y la Hidráulica Empírica, que trataba cada problema por separado, considerando prácticamente sólo el agua como objeto de estudio.

En los primeras décadas de este siglo, excepcionalmente un científico, Osborne Reynolds, buscó y halló apoyo experimental a sus teorías; y un empírico, Froude, buscó base física a sus experimentos, proporcionando nuevas herramientas para la solución de problemas. Posteriormente, Ludwig Prandtl hizo una síntesis científica entre la hidráulica práctica y la hidrodinámica teórica, dando de ésta forma origen a lo que en la actualidad se conoce como Mecánica de los Fluidos.

En 1904, Ludwig Prandtl, alemán (1875-1953), publicó el artículo quizá más importante de la historia moderna de la Mecánica de los Fluidos. Según Prandtl, en el flujo de los fluidos relativamente poco viscosos, como el aire y el agua, el campo fluido puede dividirse en dos regiones: una capa viscosa delgada o capa límite en las proximidades de las superficies sólidas que lo confinan y entre fases donde los efectos viscosos son importantes, y una región exterior que se puede analizar con las ecuaciones de Euler y Bernoulli.

Originando de esta forma la teoría de la capa límite que ha demostrado ser la herramienta más importante en el análisis de los fluidos.

En el cuadro N° 1.1, se presenta una reseña de la evolución histórica de la Mecánica de Fluidos.

CUADRO N° 1.1

EVOLUCION HISTORICA DE LA MECANICA DE LOS FLUIDOS

NOMBRE	FECHA	CONTRIBUCION
1-----	3750 A.C.	ALCANTARILLADO SANITARIO (BABILONIA)
2- EMPEDOCLES	450 A.C.	DRENAJE (GRECIA).
3- ARQUIMEDES	287-212 A.C.	LEYES DE LA FLOTACION (GRECIA).
4- CTESIBIUS-HERO	200-120 A.C.	BOMBA DE PISTON (GRECIA).
5-----	150 A.C.	ACUEDUCTOS ROMANOS.
6-----	20 A.C.	TERMAS ROMANAS.
7- LEONARDO DA VINCI	1452-1519	ECUACION DE CONTINUIDAD. ESTUDIO SOBRE LA CONFIGURACION DE FLUJOS. SUGERENCIAS DE DISEÑOS DE MAQUINAS HIDRAULICAS.
8- TORRICELLI	1608-1647	- SALIDA POR UN ORIFICIO. RELACION ENTRE LA ALTURA Y PRESION ATMOSFERICA. - BAROMETRO.
9- PASCAL	1623-1662	LEY DE PASCAL.
10- DAVID RAMSEY TOMAS SAVERY	1630-1698	USO DEL VAPOR DEL AGUA (INGLATERRA).
11- NEWTON	1642-1726	- LEY DE LA VISCOSIDAD DINAMICA. - SEMEJANZA DE MODELOS.
12- OTTO VON GUERICKE	1654	COMPRESOR DE AIRE (ALEMANIA).
13- JOHAN JORDAN	1680	- TUBERIA DE HIERRO FUNDIDO. - BOMBA CENTRIFUGA (FRANCIA).
14- DENIS PAPIN	1690	MAQUINA A VAPOR (FRANCIA).
15- BERNOULLI	1700-1782	TEOREMA DE BERNOULLI.

16- EULER (MAYOR GENIO MATEMATICO DE LA HIDRODINAMICA)	1707-1783	-ECUACIONES DIFERENCIALES DEL MOVIMIENTO DEL FLUIDO PERFECTO. -FORMULACION DEL TEOREMA DE BERNOULLI. -TEOREMA FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMAQUINAS.
17- D'ALEMBERT	1717-1783	-ECUACION DIFERENCIAL DE CONTINUIDAD. -PARADOJA DE D'ALEMBERT.
18- CHEZY	1718-1798	-FORMULA DE CHEZY DE LA VELOCIDAD MEDIA DE LA CORRIENTE EN UN CANAL. SEMEJANZA DE MODELOS DE CANALES.
19- LAGRANGE	1736-1813	FUNCION POTENCIAL Y FUNCION DE CORRIENTE.
20- VENTURI	1746-1822	-FLUJO DE EMBOCADURAS Y CONTRACCIONES. -MEDIDORES DE VENTURI.
21- FOURNEYRON	1802-1867	DISEÑO DE LA PRIMERA TURBINA HIDRAULICA.
22- POISEUILLE	1799-1869	RESISTENCIA DE TUBOS CAPILARES: EC. DE POISEUILLE.
23- WEISBACH	1806-1871	FORMULAS DE RESISTENCIA EN TUBERIA. EC. DE VERTEDEROS.
24- FROUDE	1810-1879	LEY DE SEMEJANZA DE FROUDE.
25- NAVIER Y STOKES	1785-1836 1819-1903	ECUACIONES DIFERENCIALES DE NAVIER-STOKES DEL MOVIMIENTO DE LOS FLUIDOS VISCOSOS.
26- REYNOLDS	1842-1912	NUMERO DE REYNOLDS. FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO.
27- BAZIN	1829-1917	ESTUDIO DE VERTEDEROS.
28- JOUKOWSKI	1847-1921	ESTUDIO DEL GOLPE DE ARIETE. PERFILES AERODINAMICOS.
29- LANCHESTER	1868-1945	CIRCULACION CAUSA DE LA SUSTENTACION. TORBELLINOS DE HERRADURA, CAUSA DEL ARRASTRE INDUCIDO.
30- PRANDTL	1875-1953	TEORIA DE LA CAPA LIMITE. FUNDADOR LA MODERNA MECANICA DE LOS FLUIDOS.

1.2 FUNDAMENTOS DIDACTICOS APLICADOS A LOS CURSOS DE MECANICA DE LOS FLUIDOS E HIDRAULICA

El propósito primordial de esta guía es proporcionar tanto al profesor como al alumno, el material de apoyo necesario para el desarrollo de los cursos de Mecánica de los Fluidos y de Hidráulica, que contribuya con mayor eficiencia en el proceso de formación del alumno de la carrera de Ingeniería Civil.

1.2.1 CONSIDERACIONES

- a) La actividad de enseñar y aprender ha de ser un diálogo educativo, formador más que informador. Para el caso de la Mecánica de los Fluidos e Hidráulica, deberá despertar la inquietud del estudiante hacia la práctica de los principios teóricos mediante la aplicación a vivencias cotidianas, así como su interés por la investigación y la experimentación.
- b) Los cursos deberán desarrollarse en un ambiente tal que permita la comunicación entre docente y alumno, propiciando experiencias de aprendizaje mediante las cuales el profesor motiva y guía al alumno a formarse criterios a rozonar y analizar problemás prácticos, de manera que le ayude a conocer, manejar y aprovechar los recursos de que dispone.
- c) El proceso de enseñanza-aprendizaje deberá consistir en motivar al alumno por medio de experiencias que, dentro del contenido de los programas, resultan ser interesantes, guiando al alumno para adquirir el hábito de observar, formarse interrogantes y encontrar respuestas lógicas a sus preguntas.

La motivación podrá hacerse mediante un previo análisis de los intereses futuros del estudiante, el profesor podrá, de acuerdo a su experiencia, informar qué temas serán de interés para tales o cuales materias en un futuro próximo en su vida profesional. Así, en la medida en que el alumno comprenda la

manera en que el aprendizaje de la Mecánica de los Fluidos e Hidráulica puede ayudarle a satisfacer sus necesidades, aumentará su interés.

Es necesario que los objetivos estén bien claros tanto para el alumno como para el profesor. Una orientación producida por una debida definición y comunicación de estos objetivos formará el aspecto medular del proceso enseñanza-aprendizaje. Solamente bajo estas condiciones el profesor podrá:

- i) Orientar al alumno.
- ii) Programar las experiencias de aprendizaje necesarias.
- iii) Utilizar eficientemente los recursos didácticos disponibles.
- iv) Establecer criterios adecuados para evaluar.
- v) Evaluar el logro de sus objetivos.
- vi) Evaluar su labor docente.

Para el alumno se tendrá que:

- i) Sabrá qué logrará con el curso.
- ii) Se hará responsable de su formación.
- iii) Conocerá en qué medida está logrando los objetivos.
- iv) Eligirá el camino para alcanzar los objetivos.
- v) Cooperará con el profesor y con sus compañeros.

Los contenidos del programa de estudio deberán ser enfocados como un medio para lograr los objetivos propuestos. Este programa deberá ser tratado de forma tal que el profesor podrá seleccionar, graduar la dificultad, sustituir o aumentar los contenidos de su programa, tomando en cuenta las características de sus alumnos, el tiempo y los recursos disponibles, con base a criterios adquiridos a través de experiencias al impartir los cursos.

1.2.2 TECNICAS PARA ENSEÑANZA-APRENDIZAJE

Son las distintas modalidades de que el profesor dispone para

llevar a cabo el proceso formador. Tienen como finalidad primordial guiar al alumno a adquirir:

- El encuentro con situaciones nuevas e interesantes.
- Hábito de observación e investigación, habilidad para discutir y fundamentar las ideas.
- Capacidad para resolver problemas, tanto analíticos como prácticos, que en el curso se presenten.
- Una actitud auto-formativa.

Las técnicas aplicables a los cursos de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica son:

a. Clases Expositivas

Los conocimientos son transmitidos al alumno en clases periódicas. Estas técnicas deberán emplearse cuando se inicia, resume, aclara, comenta o recapitula un tema, en ningún momento para transmitir textualmente de una fuente bibliográfica.

La exposición debe ser preparada de tal forma que posea las siguientes características:

- Adecuada
- Clara
- Coherente
- Consistente

La clase expositiva deberá programarse de forma tal que durante el tiempo de que se dispone se cubran actividades tales como:

- Exposición de fundamentos teóricos.
- Explicación resumida de material escrito, de apoyo, entregado al estudiante al inicio de la clase.
- Ejemplificación de los conceptos por medio de resolución de problemas o ejemplos prácticos.
- Aclaración de dudas respecto a la clase.
- Presentación de temas específicos mediante diapositivas, películas o grabaciones.

b. Sesiones de Consulta

Estas sesiones sirven para reforzar los conocimientos expuestos en clase o para guiar actividades relacionadas con el curso tales como tareas ex-aula, resolución de guías de problemas, resultados de prácticas de laboratorio, otras aplicaciones de los conocimientos adquiridos, etc.

c. Discusión de problemas

Consiste en reuniones periódicas en las cuales el profesor resuelve problemas modelo, ya sea con ayuda del estudiante o solo.

El objetivo de estas reuniones es que el alumno aplique los conocimientos adquiridos en clases, poniendo en práctica el uso de herramientas tales como fórmulas, tablas, gráficos y demás recursos disponibles. Para concretar este objetivo es de importancia la elaboración de guías de problemas propuestos al estudiante, acorde con los alcances previamente definidos.

La discusión podrá ser efectuada cuando el tema lo amerite según las siguientes modalidades:

- Por medio de interrogatorio directo al grupo, ya sea pidiendo ayuda en cuanto a conceptos o datos, o como sondeos del nivel de conocimientos alcanzados por los estudiantes.
- Por medio de trabajo en grupo o individual, bajo la guía del profesor, interviniendo cuando sea necesario o el grupo lo pida.
- Mediante la inclusión de preguntas conceptuales en la discusión, para aclarar o profundizar los aspectos de interés.

d. Prácticas de laboratorios

Estas se realizarán cuando sea posible el estudio de un fenómeno en condiciones susceptibles de controlar, teniendo muy en cuenta aquellos aspectos que tienen algún provecho para el alumno.

Cuando se realice una práctica de laboratorio deberá tenerse en cuenta que el valor de ésta depende de que el alumno:

- Posea objetivos claros, precisos y accesibles
- Observe de una manera sistemática lo que está percibiendo
- Razone o justifique fundamentalmente sus respuestas
- Aplique los recursos que el permiten alcanzar los objetivos (material bibliográfico, guías de laboratorio, equipo de laboratorio, etc.)
- Desarrolle su capacidad crítica y actitud para la investigación.
- Obtenga provecho del experimento (aún cuando éste fracase), observe, e indague el motivo de los resultados obtenidos.

Cuando por carecer de los recursos necesarios o suficientes, para el grupo, no sea posible la realización de una práctica por parte del estudiante, se podrá recurrir a la demostración.

La demostración consiste en la realización de la práctica de laboratorio, el manejo de equipo, hecha por el profesor frente al grupo.

La participación de los alumnos será a través del interrogatorio, guías de observación, prestando colaboración cuando sea necesario. Al finalizar la demostración, los resultados serán analizados conjuntamente (profesor-alumno).

En toda práctica de laboratorio es necesario realizar un prelaboratorio en el cual se verifique que el alumno tenga claros los objetivos perseguidos con la práctica, se dé una breve introducción teórica, instrucciones generales en cuanto al manejo de equipo y otros aspectos que se crea conveniente. Este prelaboratorio podrá tener una duración máxima de 30 minutos.

e. Investigación bibliográficas

Reportes de laboratorios, memoria de resolución de problemas, informes de visitas realizadas, etc.

Esta técnica es de utilidad para que el alumno se informe, confirme, consolide, profundice, amplíe la información servida por el profesor, sobre un tema o problema determinado, a fin de satisfacer sus necesidades.

A fin de conseguir información el alumno podrá recurrir a

bibliotecas y hemerotecas, realizar visitas a laboratorios u otras entidades para solicitar colaboración ya sea por medio de material impreso (catálogos, folletos, boletines, etc.) o por medio de entrevistas cuando se trate de información práctica. En este caso el profesor deberá orientar al alumno acerca de los lugares o las entidades convenientes, ilustrándolo sobre los recursos de que puede disponer: fichas, grabadora, cámara fotográfica, etc.

f. Visitas de campo

Consiste en realizar visitas a empresas o instituciones que posean equipos, información y proyectos relacionados con los temas a desarrollar en el curso, con el objeto de desarrollar la capacidad de análisis del estudiante.

1.2.3 RECURSOS PARA LA ENSEÑANZA-APRENDIZAJE

Las TECNICAS de enseñanza-aprendizaje en sí mismas no constituyen una herramienta efectiva, su efectividad depende de la adecuada selección y utilización de los RECURSOS didácticos disponibles, entre éstos se tienen:

- Los sentidos del estudiante y el equipo de laboratorio
- Material impreso: donde el alumno consultará los datos pertinentes y obtendrá información. Se pueden citar tratados, manuales, revistas, libros, folletería, tablas, gráficos, guías de laboratorio y discusión de problemas, etc.
- Libro de texto: éste reúne información, exposición, aplicaciones, problemas, datos bibliográficos, referencias bibliográficas, etc. El profesor deberá tener cuidado de emplearlo en paralelo con otros recursos, cuidando de que no se convierta en un medio único.
- Infraestructura física: disposición adecuada de aulas y laboratorios, para llevar a cabo discusiones, consultas y prácticas.
- Bibliografía adecuada, por medio de la cual el alumno de acuerdo a sus necesidades, se informe acerca del material al

que puede recurrir, ya sea impreso o de otro tipo.

- En algunas ocasiones podrá disponerse de: carteles, fotografías, diapositivas, proyector, etc. La mayor parte de estos recursos dependen del recurso económico, pudiendo salvarse este obstáculo mediante la iniciativa e ingenio del docente y estudiante como medio para elaborar y utilizar óptimamente los recursos materiales que están al alcance de la mano.

1.2.4 EVALUACION

La medida en que se están logrando los objetivos se detecta por medio de la EVALUACION, ésta deberá ser adecuada al nivel de los objetivos perseguidos, efectuándola en atención al grado de complejidad de éstos. La evaluación deberá tener una función retroalimentadora, deberá hacer referencia a todos aquellos procedimientos, recursos y demás elementos que intervienen en el logro de los objetivos, para hacer los ajustes necesarios.

La evaluación deberá ser una actividad permanente, que se realice paralela al desarrollo del curso.

Por tanto, el método didáctico más eficaz es aquél que se organice sin perder de vista los objetivos propuestos y la operante dosificación de procedimientos coherentes para el logro de éstos.

1.3 ENCUESTA SOBRE EXPERIENCIA DOCENTE EN EL AREA DE MECANICA DE LOS FLUIDOS, HIDRAULICA Y ASIGNATURAS AFINES

1.3.1 GENERALIDADES

a) Propósitos

El propósito de la encuesta efectuada, es recopilar los puntos de vista de los docentes, sobre el quehacer académico, para lograr una mejor visión del material de apoyo y su uso recomendable para auxiliarse en las asignaturas Mecánica de los

Fluidos, Hidráulica y otras afines a éstas. Se busca conocer las dificultades que han tenido los docentes a lo largo del desarrollo de la cátedra, qué solución les han dado, qué recomiendan y cual es su opinión sobre las clases expositivas con prácticas de laboratorio y otros recursos de apoyo.

b) Alcances

Esencialmente se trata de obtener una primera información, que podría complementarse, en otros trabajos, hasta llegar a elaborar un diagnóstico sobre la situación actual de la Escuela de Ingeniería Civil en las asignaturas en mención y proponer opciones de solución que complementen el material de apoyo elaborado. En este Trabajo de Graduación se busca conocer la opinión de los docentes, que deben utilizar material de apoyo para reforzar las clases teóricas. No se formulan hipótesis de trabajo, pues la reducida encuesta no permitiría una validación y, además, los programas vigentes de las dos asignaturas contempladas son determinantes para orientar el desarrollo del tema.

c) Limitaciones

La encuesta fue dirigida únicamente al sector docente, con caracter informativo, sin considerar el otro elemento del proceso enseñanza-aprendizaje, el cuál sería el alumno, incluyendo el egresado, que también juega un papel importante en el quehacer académico. Así mismo sería de interés conocer las opiniones de los graduados, de distintas generaciones, sobre el proceso de enseñanza-aprendizaje en el área de Mécanica de los Fluidos, Hidráulica y materias afines, en relación con sus propias experiencias prácticas. Pero esto ya no es realmente parte del tema que compete a este trabajo.

Debido a la limitada cantidad de docentes dedicados a impartir estas asignaturas en las universidades establecidas en El Salvador, el universo de la encuesta es bastante reducido. Como la encuesta fue elaborada en su totalidad, con preguntas abiertas, sus resultados son difíciles de cuantificar, pero la información

obtenida es interesante. Se consideran docentes de las siguientes universidades:

- Universidad de El Salvador
- Universidad Centroamericana José Simeón Cañas
- Universidad Tecnológica

1.3.2 ANALISIS DE ENCUESTA REALIZADA

a) Procesamiento de datos

Debido a lo limitado de la población a encuestar se tomará como el 100% el número de encuestas recuperadas.

b) Tabulación de datos

Mediante el auxilio de tablas y gráficas se muestra el análisis de los resultados obtenidos, buscando coincidencias o respuestas afines para cada pregunta, debido a que la forma de ésta es abierta.

c) Limitaciones

Debido a que el tiempo asignado para efectuar la encuesta era limitado, la obtención de los datos fue afectada por:

- i) Desinterés de algunos docentes para contestar la encuesta en el tiempo disponible.
- ii) Pérdida de algunos formularios, al no ser devueltos oportunamente por parte de los docentes a encuestar.
- iii) Dificultades para localizar a los docentes que son objeto de encuesta.
- iv) El universo a analizar se redujo a diez encuestados (cuatro docentes y seis instructores), debido a las dificultades expuestas en los literales anteriores. Ya que sólo se recuperaron las que se entregaron a las siguientes universidades:
 - Universidad de El Salvador
 - Universidad Tecnológica

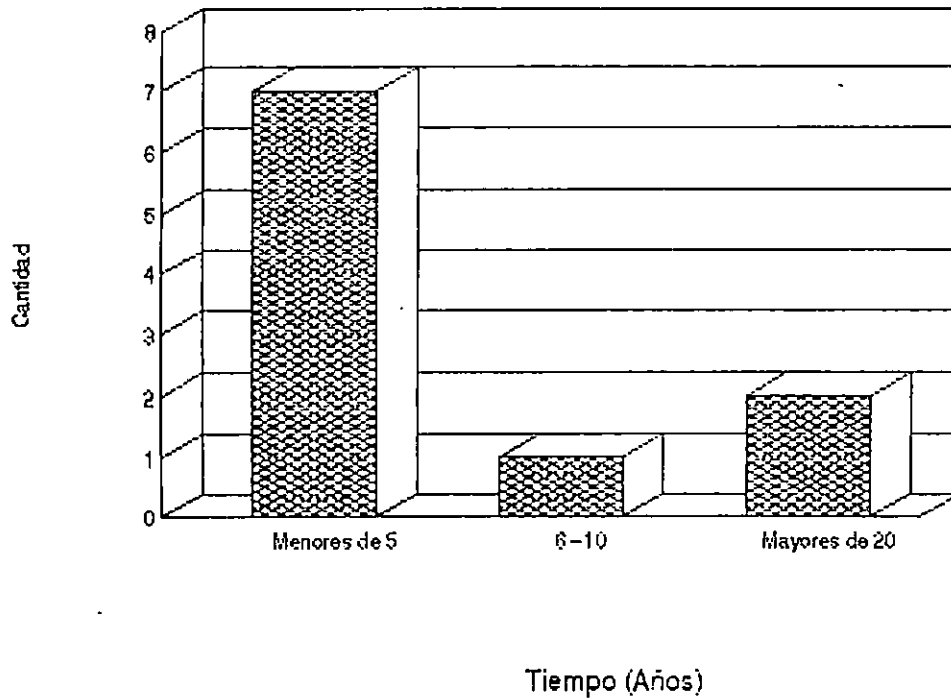
1.3.3 ANALISIS GRAFICO E INTERPRETACION DE RESULTADOS

Pregunta N°1

¿Cuántos años de experiencia posee usted como docente en el área de Mecánica de los Fluidos, Hidráulica y ramas afines?.

TIEMPO (Años)	CANTIDAD
5 o menos	7
6-10	1
11-20	-
Mayores de 20	2
TOTAL	10

AÑOS DE EXPERIENCIA



El gráfico muestra que el 70% de los docentes tiene una experiencia menor de cinco años, de impartir las materias en

Pregunta N° 2

¿Qué dificultades ha tenido al elaborar o impartir su cátedra?.

DIFICULTAD EXPUESTA	NUMERO DE DOCENTES	PORCENTAJE
Adecuación de programas y su desarrollo temático de acuerdo al tiempo disponible y recursos humanos (instructores) y técnicos (laboratorios, ayudas audiovisuales, etc).	6	60
Existencia limitada de material bibliográfico actualizado.	5	50
Deficiencia de los alumnos en conocimientos básicos de la materia.	4	40
Falta de experiencia del docente en el campo profesional.	2	20
Adecuar contenido y profundidad de los programas de estudio al nivel conveniente y los objetivos de la asignatura.	1	10

Un 60 % de los encuestados sostiene que tiene dificultades para impartir la clase, debido a la limitación o a la carencia de recursos humanos (instructores) y técnicos (laboratorios, equipo audiovisual, etc.), y por tanto, para adecuar los programas y su desarrollo temático de acuerdo al tiempo que se disponga para clase expositivas, de laboratorio y de discusión de problemas.

Además un 50% coincidió en que otra de las grandes limitantes es la poca existencia de material bibliográfico actualizado. Hay un 40% que opina que otra dificultad es la deficiencia de los alumnos en los conocimientos básicos relacionados con las asignaturas.

Pregunta N°3

¿Qué estrategias utiliza para salvar dichas dificultades? (pregunta N°2).

ESTRATEGIAS	NUMERÓ DE DOCENTES
Adecuación de los temas susceptibles a experimentación, a los recursos de que se dispone.	6
Uso de experiencias obtenidas en los temas en estudio (ejemplo prácticos).	5
Recopilar bibliografía (por cuenta propia) actualizada y adecuada. Mantener una revisión permanente de los programas de estudio.	4
Previa exploración de conocimientos afines a la materia, se deberá adecuar el programa de la materia, sin reducir el nivel y la intensidad de los límites permisibles.	2

La mayoría de los encuestados coinciden en que es necesario adecuar los temas a la práctica de laboratorio según los recursos disponibles. Un alto porcentaje también se inclina por incorporar las experiencias prácticas en las clases expositivas, a través de ejemplos.

Pregunta N°4

¿Puede dar un esquema de la forma en que usualmente desarrolla su clase expositiva?.

PASOS	NUMERO DE DOCENTES
Breve introducción del tema.	10 si
Resolución de problemas prácticos.	10 resuelven
Desglosar el tema en partes, con énfasis en los aspectos importantes.	8 desglosar 2 no desglosar
Programación flexible de tema de acuerdo a los objetivos, previamente establecidos en el programa.	6 si 4 no
Se realiza una exploración del grado de comprensión del tema por parte del estudiante por medio de preguntas y respuestas por parte del docente.	6 exploración 4 no explorar
Proponer temas de investigación al estudiante.	3 propone 7 no propone
Realizar una síntesis, al final de la clase, de todo lo expuesto.	3 sintetiza 7 no sintetiza

Al considerar la secuencia de pasos, expuestos en el cuadro anterior, como un orden rígido de impartir la clase, se encontró que solo el 30% de los docentes siguen este orden en su totalidad, al impartir su clase; pero hay gran concordancia en cuanto a ejecutar los pasos en sí, exceptuando los dos últimos pasos (investigación, síntesis). Al parecer la mayoría de los docentes utilizan un método flexible o variable, que depende del tema que desarrollen y las limitaciones que tengan (tiempo, equipo, deficiencia de los alumnos, falta de personal de apoyo, etc.). Las limitaciones podrían explicar, al menos en parte, que la mayoría (70%) no proponga temas para investigación ni realice síntesis al final de su clase, otra explicación adicional podría ser que un 60% de los encuestados son instructores, los cuales sólo imparten discusión de problemas y prácticas de laboratorios.

Pregunta N°5

Dentro de los programas de estudios, ¿a qué temas considera que debe dárseles mayor énfasis?.

ASPECTOS	TEMAS	NUMERO DE DOCENTES	PORCENTAJE
Teóricos y Prácticos		5	50
Teóricos	Presiones, fuerzas, esfuerzos, momentos, velocidades, caudales, cargas, pérdidas de energía, potencias, rendimientos.	3	30
Prácticos	Sistemas de tuberías, canales, hidrometría.	2	20

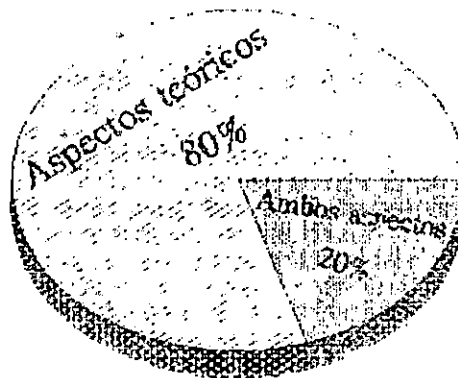


El 50% de los encuestados recomienda que se debe dar un mayor énfasis a los aspectos teóricos y prácticos, sólo el 30% enfatiza los aspectos teóricos y el 20%, los aspectos prácticos.

Pregunta N°6

¿Cuáles son los temas que a su juicio son más difíciles de comprender por parte del alumno?.

ASPECTOS	NUMERO DE DOCENTES	PORCENTAJE
Teóricos	8	80
Ambos	2	20
Prácticos	0	0
	10	100



El 80% de los encuestados dicen que los temas más difíciles de comprender por los estudiantes son los de contenido teórico; el 20% dicen que el estudiante tiene dificultades en ambos aspectos.

Pregunta N°7

¿A qué atribuye que estos temas (pregunta N°6) sean menos comprensibles que los demás y qué estrategias sugiere que se podrían llevar a cabo para hacerlos más comprensibles?

Conceptos abstractos de interpretación subjetiva.	8
Habilidad del expositor (recursos didácticos empleados).	3
Disposición o vocación del alumno.	3
Medio ambiente en el cual se imparte la clase.	1

Estrategias

Dar ejemplos adecuados que relacionen el tema con conocimientos ya adquiridos.	6
Prácticas de laboratorios.	4
Motivar al estudiante a que investigue casos reales que se relacionen con el tema.	2
Orientar la asignatura de tal manera que se enseñe en forma gradual, de lo más simple a lo más complejo.	1

El 80% de los encuestados coinciden en que los temas menos comprensibles son aquéllos que contienen conceptos abstractos y de interpretación subjetiva y un 30% dice que depende de la disposición o vocación del alumno y de la habilidad del profesor.

Para las estrategias a tomar, el 60% dice que es necesario dar ejemplos adecuados que relacionen el tema que se enseña con temas ya conocidos y un 40% opina que es necesario auxiliarse de prácticas de laboratorio para que el estudiante comprenda mejor los temas teóricos.

Pregunta N°8

Si se encuentra con un tema árido, cuyas partes son un tanto difíciles de explicar al alumno. ¿Cómo lo aborda usted, de qué forma se da a entender?

RECURSOS	NUMERO DE DOCENTES
Motivar al alumno con aplicaciones prácticas	9
Usar recursos audiovisuales	4
Realizar una exposición de la clase, de tal manera que se haga de lo general a lo particular.	2
Realizar una breve introducción del tema	1
Recomendar lectura previa	1

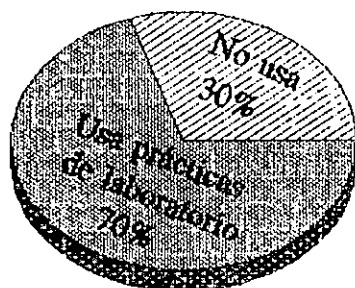
El 90% de los docentes recomienda la aplicación práctica como motivación para que el estudiante comprenda mejor los temas áridos; y el 40% utiliza recursos audiovisuales, o ambas técnicas a la vez.

Pregunta N°9

¿Trabaja en sus cursos utilizando laboratorios prácticos?
 ¿Los considera de importancia?.

RESPUESTAS		NUMERO DE DOCENTES
Usos de prácticas	Sí	7
	No	3
Grado de importancia	Muy importante	10
	Importante	---
	Poco importante	---

El 70% de los docentes utilizan las prácticas de laboratorios, un 30% no las utiliza por carecer de recursos, pero el 100% coincide en que son de gran importancia



Usos

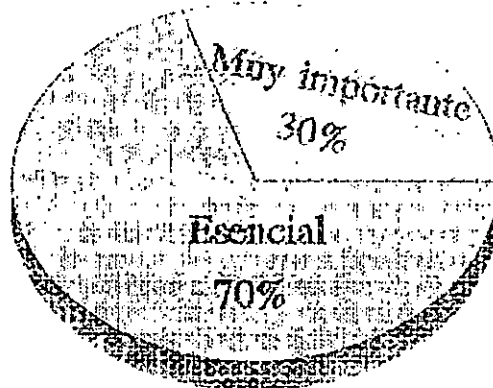


Grado de importancia

Pregunta N° 10

¿Cómo considera usted que al alumno, además de brindarle la suficiente información teórica, se le brinden prácticas de laboratorio? (Combinación de información teórica con la práctica).

RESPUESTAS	NUMERO DE DOCENTES
Esencial	7
Muy importante	3
Poco importante	0
	10



El 70% de los encuestados considera que la combinación de información teórica con prácticas de laboratorio es esencial y el 30% opina que es muy importante, lo que en conclusión viene a resultar en que, para el 100% de los encuestados, es de mucha utilidad esa combinación en el desarrollo de su cátedra.

Pregunta N°11

Teniendo en cuenta su experiencia, ¿qué temas considera que deben ser sugeridos al estudiante, con la finalidad de despertar su espíritu de investigación, y que de esta forma aplique los conocimientos adquiridos en clases?

Habiendo analizado las respuestas proporcionadas por los docentes a esta pregunta, se concluyó que aunque un 70% no proponen en la actualidad temas para la investigación (respuesta de la pregunta N°4), la mayoría coincide en que los temas que se deberían proponer a los alumnos para investigación son los de aplicación práctica, analizando la influencia de factores externos, alcances, limitación de los métodos e instrumentos utilizados y considerando posibles alternativas de solución, con el auxilio de la tecnología moderna, para la resolución del mismo.

Se sugiere, por ejemplo, investigar problemas de interés práctico para ingeniería en las áreas específicas de: efecto de forma en el caso de estructuras sometidas a presión y velocidades de fluido, hidrometría, canales, alcantarillas, sistemas de tuberías, turbomaquinaria, etc..

1.3.4 RESUMEN DE LA INTERPRETACION DE RESULTADOS DE LAS ENCUESTAS

RESUMEN	
PREGUNTA	COMENTARIOS
1	Los resultados muestran que el 70% de los docentes encuestados tienen una experiencia de cinco años o menos de impartir las asignaturas en estudio y/o afines a ella.
2	El 60% de los docentes afirma que tiene dificultades para impartir la clase, debido a carencia o limitación de los recursos humanos y técnicos disponibles, dificultando así la adecuación de los programas y su desarrollo temático al tiempo asignado.
3	La mayoría de los docentes considera importante, como una estrategia para superar las dificultades de la pregunta dos, que es necesario adecuar los temas susceptibles de experimentación a los recursos disponibles y hacer uso de experiencias obtenidas, en los temas en estudio.
4	Solamente un 30% de los docentes, usan con rigidez un esquema para impartir la clases y los demás usan un sistema flexible, que se acomoda al tema a desarrollar.
5	La mitad de los docentes encuestados considera que se le debe dar mayor énfasis a aquellos temas que contengan aspectos teóricos y prácticos.
6	Se cree que la mayor dificultad del estudiante se da en los temas que contienen aspectos teóricos.
7	El 80% de los docentes dice que los temas más difíciles de comprender, por parte del alumno, son aquellos que contienen conceptos abstractos de interpretación subjetiva.
	Consideran como la principal estrategia exponer ejemplos adecuados que relacionen el tema, con conocimientos ya adquiridos.
8	El 90% de los encuestados usa y considera como una buena técnica, para explicar temas áridos, motivar al alumno con aplicaciones prácticas.
9	El 70% de docentes recomienda utilizar prácticas de laboratorio para impartir las asignaturas, pero todos consideran que es muy importante su uso.
10	El 70% considera que es esencial la combinación de la información teórica con la práctica mediante el uso de laboratorios.
11	La mayoría plantea que es necesario proponer al estudiante que investigue temas de aplicación práctica, analizando la influencia de factores externos, sus alcances, limitación de los métodos e instrumentos utilizados y que se analicen otras alternativas de solución, auxiliándose con la tecnología moderna disponible.

Según las respuestas a la pregunta N°1, la experiencia de la mayoría de los docentes es menor de cinco años, lo cual es muy poco para impartir la clase expositiva. Posiblemente, una consecuencia de esto se refleja en la repuesta que se le dio a la pregunta N°4, donde sólo un 30% de los docentes tiene una estructuración lógica y ordenada de como impartir la cátedra, incluyendo proponer tareas de investigación y efectuar síntesis

de sus clases.

Un 60% considera que tiene dificultades para impartir la clase, debido a lo limitado o a la carencia de recursos técnicos y humanos para adecuar los programas y su desarrollo temático en función del tiempo de que se dispone. (Pregunta N°2).

Un 60% propone como una alternativa de solución, que todos los temas que sean susceptibles de experimentación sean adecuados a los recursos técnicos disponibles. También se propone que se recurra a experiencias propias, lo cual hará más comprensible el tema para el estudiante, tal como lo expresaron en la pregunta N°3.

Sólo un 30% de los docentes utiliza un sistema definido para impartir su clase, probablemente se deba a su experiencia, ya que la mayor parte de ellos no usan con rigidez o en forma total el sistema, tal vez porque consideran que éste debe ser flexible y que pueden adecuarlo, según el tema que se imparta (pregunta N°4).

En la pregunta N°5, se refleja que la mitad de los encuestados prefiere darle mayor énfasis a aquellos temas que contienen aspectos teóricos que serán aplicados a casos prácticos o susceptibles de experimentación, lo que permite una mejor formación del futuro profesional.

El 80% de los encuestados manifiesta que los temas más difíciles de comprender por parte de los alumnos son aquéllos que contienen aspectos puramente teóricos, debido a los conceptos abstractos susceptibles de interpretación subjetiva. Para un mejor entendimiento de estos temas, por parte de los alumnos, se propone el uso de ejemplos adecuados, que relacionen el tema a conocimientos ya adquiridos, además de la implementación de prácticas de laboratorio en la medida de lo posible (Preguntas 6 y 7).

Cuando se trata de un tema árido, cuyas partes son un tanto difíciles de explicar, el 90% de los docentes recomienda motivar al alumno con aplicaciones prácticas, además de hacer uso de recursos audiovisuales (Preguntas 6.7 y 8).

Consultados los docentes sobre el grado de importancia que le dan al uso de prácticas de laboratorio para complementar su cátedra, el 100% coincidió en que son de mucha importancia, pero sólo un 70% de ellos las utiliza debido a la falta de recursos técnicos propios, y muchos de ellos recurren a la ayuda de laboratorios de otras facultades o universidades. El 70% considera que es esencial la combinación entre los aspectos teóricos dados en clase, con los prácticos dados en laboratorios y el 30% restante la considera muy importante, tal como lo expresaron en las respuestas a las preguntas 9 y 10.

Para la pregunta número once, los docentes respondieron en su mayoría que se debe proponer al estudiante que investigue temas de aplicación práctica, que analice la influencia de factores externos, los alcances del tema, las limitaciones que éste pueda plantear en la utilización de métodos e instrumentos disponibles y que analice posibles alternativas de solución, auxiliándose con la tecnología moderna accesible al estudiante.

1.3.5 CONCLUSIONES

De los resultados obtenidos en la encuesta se concluye que la mayoría de los docentes que imparten las asignaturas de Mecánica de los Fluidos, Hidráulica y otras afines a éstas, tienen muy poca experiencia en el campo, lo cual podría deberse a las pocas oportunidades de superación que ofrece el campo docente al personal joven, que sólo tiene una corta permanencia en la universidad, para buscar luego mejores oportunidades, de acuerdo a su profesión. Otra de las dificultades con las cuales se encuentra el docente es la escasez de recursos adecuados para

desarrollar en forma eficiente el proceso enseñanza-aprendizaje; tal es el caso de la inexistencia de material bibliográfico actualizado y adecuado que cubra los temas exigidos por los programas de estudio; espacios físicos inadecuados, recursos humanos limitados y la inexistencia de un laboratorio.

Una de las más graves limitaciones en la actualidad es la inexistencia de guías o manuales que ayuden u orienten al docente a impartir la clase, la discusión o el laboratorio en forma ordenada, tomando en cuenta técnicas didácticas y pedagógicas, que recomienden cómo abordar los temas y a qué aspectos debe dárseles mayor énfasis, desarrollándose esto a criterio de cada docente, en una forma improvisada y con frecuencia empírica.

De acuerdo a la experiencia adquirida por el docente, durante el desarrollo del curso, considera que es de gran importancia desarrollar el proceso enseñanza-aprendizaje apoyándose en prácticas de laboratorio y proponiendo al estudiante trabajos de investigación que despierten el interés de éste.

1.3.6 RECOMENDACIONES

Tomando en cuenta todo lo expuesto en el numeral 1.3.5 se hacen las siguientes recomendaciones:

- Deberá capacitarse al docente en aspectos didácticos, pedagógicos y técnicos haciendo uso de los recursos con que se cuenta en la universidad (Departamento de Educación, Facultad de Ciencias y Humanidades); para los aspectos técnicos se puede enviar al docente a recibir cursos libres, seminarios y maestrías. Además, deben mejorarse las condiciones de trabajo para evitar la fuga de docentes.

- En cuanto al mejoramiento de las clases expositivas, deberán equiparse las aulas de clase adecuadamente (proyector,

pantallas, diapositivas, videos, etc), además de la implementación a corto plazo de laboratorios experimentales y de asignar instructores idóneos, que apoyen al docente en el desarrollo de los programas.

- Se recomienda establecer procedimientos que guíen al docente, para desarrollar su clase, además de ofrecer una amplia gama de opciones, con las cuales podrá auxiliarse para que la enseñanza alcance un mejor nivel.

Se recomienda adecuar los programas de estudio de tal manera que los aspectos teóricos se complementen con las prácticas de laboratorio, y permitan al docente la asignación de tareas de investigación de aplicación práctica, con el propósito de despertar una mentalidad crítica en el estudiante.

Así mismo se recomienda recopilar bibliografía adecuada y actualizada para el desarrollo de los temas, y mejorar las existencias bibliográficas, tanto en la Escuela de Ingeniería Civil en particular como la Facultad de Ingeniería y Arquitectura en general.

Estos elementos han sido expuestos en trabajos de graduación anteriores, y existen propuestas concretas [31,32].

PARTE II

MECANICA DE LOS FLUIDOS

CAPITULO DOS

SISTEMAS DE UNIDADES Y ESTÁTICA DE LOS FLUIDOS

2.1 INTRODUCCION

En este capítulo se presenta una descripción esquemática de la Mecánica de los Fluidos y de la Hidráulica y luego se aborda específicamente, la Estática de Fluidos, haciendo antes una fase introductoria consistente en un breve repaso en lo referente a los sistemas de Unidades, la Naturaleza y Propiedades de los Fluidos.

Estos temas son presentados mediante breves definiciones, fórmulas, tablas y gráficas, ejemplos que ilustran la aplicación y uso de los mismos, así como guías de discusión de problemas y prácticas de laboratorio de acuerdo con los temas correspondientes.

En el capítulo dos las prácticas de laboratorio a desarrollar son:

- Naturaleza y propiedades de los fluidos.
- Manometría.
- Fuerzas sobre superficies sumergidas planas y curvas.
- Empuje y Flotación.

2.2 OBJETIVOS

Al finalizar el capítulo el alumno deberá ser capaz de:

- a- Expresar las características de los fluidos y citar ejemplos claros de ellos.
- b- Determinar las propiedades de los fluidos que más se relacionan con la ingeniería civil, tanto a nivel analítico como experimental.
- c- Explicar lo que entiende por presión y expresar la presión en los sistemas de unidades conocidas.

- d- Determinar la presión hidrostática en diversos puntos de uno o más fluidos contenidos en un recipiente.
- e- Explicar el Principio de Pascal y usarlo en la resolución de problemas teóricos y prácticos.
- f- Explicar el principio de funcionamiento de los manómetros sencillos.
- g- Utilizar el Principio de Arquímedes en la resolución de problemas.
- h- Determinar las propiedades y los fenómenos que conoce a nivel teórico, a partir de la aplicación de sus conocimientos en el laboratorio.

2.3 NOTAS PRELIMINARES

El objetivo de las notas preliminares es, por medio de éstas, hacer al alumno una exposición introductoria que ilustre los conceptos de Fluido y Mecánica de los Fluidos, ya que estos términos se aplicarán con mucha frecuencia debido a su carácter de "sujeto en estudio".

Mecánica de los Fluidos: Es la ciencia que se ocupa del estudio de los fluidos en movimiento o en reposo y los efectos consiguientes sobre los contornos, que pueden ser una superficie sólida u otro fluido. Como ciencia, está basada en un compromiso adecuado entre teoría y experimentación. Por ser la Mecánica de los Fluidos una rama de la mecánica, dispone de un conjunto de leyes de conservación bien documentadas y es posible por tanto, un tratamiento teórico riguroso. Sin embargo, la teoría es a veces frustrante, porque se refiere a ciertas situaciones idealizadas que pueden no ser válidas en los casos prácticos [12]. Por tanto, debe combinarse la experimentación práctica con la teoría, para corregir las insuficiencias de ésta y lograr resultados útiles.

Fluido: Es una sustancia capaz de fluir, que se adopta a la forma del recipiente que la contiene. Cuando están en equilibrio, los fluidos, no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Se incluyen en esta categoría de la materia a los líquidos y a los

gases [8].

Serán considerados como "líquidos" aquéllos que cumplen con las siguientes características:

- Presentan capacidad de adaptarse exactamente a la forma del recipiente que los contiene, ocupando el volumen que les corresponde.
- Cuando se encuentran en equilibrio no son capaces de soportar fuerzas tangenciales o cortantes.

Las diferencias esenciales entre líquidos y gases son:

- a) Los líquidos son prácticamente incompresibles (mientras que los gases no lo son) por lo que en muchas ocasiones son tratados como tales.
- b) Los líquidos ocupan un volumen definido y pueden tener superficies libres, mientras que una masa de gas dada se expande hasta ocupar en su totalidad el volumen del recipiente que la contiene.

Para fines prácticos se definirá a los fluidos como normalmente se entiende, interesando solamente aquellas propiedades relacionadas con su habilidad de fluir, siendo éstas:

- Viscosidad
- Densidad
- Volumen específico
- Peso específico
- Gravedad específica
- Cohesión
- Tensión superficial
- Compresibilidad

2.4 SISTEMAS DE UNIDADES

En la Mecánica de los Fluidos, todos los fenómenos susceptibles de medición deberán ser expresados por medio de sus unidades.

Los sistemas de unidades usado en la mecánica de fluidos e hidráulica están regidos por la segunda Ley de Newton.

$$F = m \cdot a \quad \text{Ec. (2.1)}$$

Las magnitudes físicas son cantidades que describen características o propiedades físicas. La dimensión expresa la cualidad propia de una magnitud, mientras que las unidades miden cuantitativamente las magnitudes. En la mecánica de los fluidos, generalmente basta con tres dimensiones fundamentales (masa, longitud, tiempo; o fuerza, longitud, tiempo) y la respectivas unidades fundamentales. Se establecen en consecuencia dimensiones derivadas, que se miden mediante las correspondientes unidades derivadas.

A continuación se dan dos ejemplos importantes de sistemas de unidades, usados en la mecánica de los fluidos (sistema técnico y sistema internacional).

2.4.1 SISTEMA TECNICO O GRAVITACIONAL (S.T.)

CUADRO 2.1

DIMENSIONES Y UNIDADES DEL SISTEMA TECNICO

DIMENSIONES	FUNDAMENTALES			DERIVADAS
	FUERZA (F)	LONGITUD (L)	TIEMPO (t)	MASA (M) = FL ² /L
SISTEMAS	UNIDADES			
METRICAS	Kilogramo Fuerza (Kerf) Gramo Fuerza (Grf)	Metro (m) Centímetro (cm)	Segundo (s) Segundo (s)	Egf.s ² /m = 1 UTM*
INGLESAS	Libra Fuerza (Lbf)	Pie	Segundo (s)	Lbf.s ² /pie = 1 slug

* 1 UTM = Unidad Técnica de Masa.

2.4.2 SISTEMA INTERNACIONAL (S.I.)

CUADRO 2.2

DIMENSIONES Y UNIDADES DEL SISTEMA INTERNACIONAL

DIMENSIONES	FUNDAMENTALES			DERIVADAS
	MASA (M)	LONGITUD (L)	TIEMPO (t)	FUERZA (F) = m.l/t ²
SISTEMAS	UNIDADES			
METRICAS	Kilogramo Masa (Kgr)	Metro (m)	Segundo (s)	Kgr.m/s ² = 1 Newton (N)

a) Viscosidad

La viscosidad es la propiedad de los fluidos que determina la resistencia a deformarse, que éstos presentan ante la presencia de fuerzas de corte.

Se conocen esencialmente dos clases de viscosidad: una llamada dinámica, mecánica o absoluta, designada con la letra μ ; Y otra, llamada viscosidad cinemática o relativa, designada con la letra ν . En Mecánica de Fluidos también se usa el concepto de "Viscosidad de turbulencia" (η), al analizar el flujo turbulento como expresión matemática que ayude a describir el comportamiento del flujo [1].

De acuerdo a la relación esfuerzo cortante-deformación, los fluidos pueden clasificarse de la siguiente forma [8]:

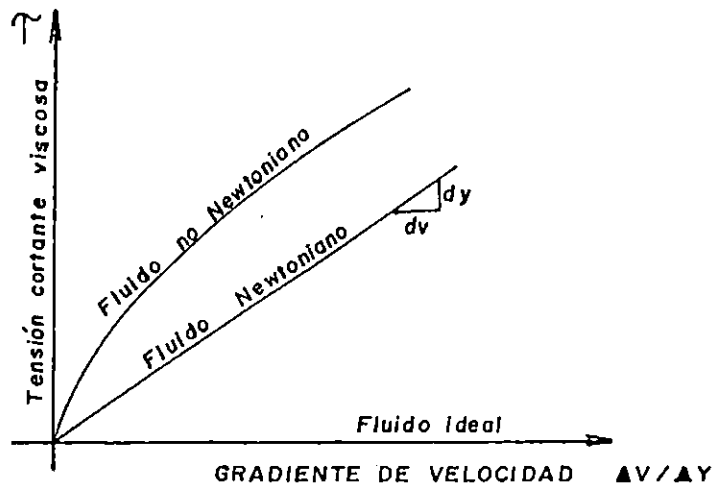


Figura N°2.1: Clasificación de los fluidos según su Viscosidad

- i) Fluido Newtoniano: La tensión cortante es proporcional al gradiente de velocidad o velocidad de deformación tangencial. Su gráfica es una línea recta que pasa por el origen. La pendiente de esta recta determina la viscosidad.
- ii) Fluido no Newtoniano: Se deforma de manera que la tensión cortante no es proporcional a la velocidad de deformación tangencial. La deformación de estos fluidos puede clasificarse como plástica.

iii) Fluido ideal: La resistencia a la deformación cortante o tangencial es nula, su gráfico coincide con el eje "X".
 Estos fluidos no existen, pero en ciertos análisis es útil su hipótesis.

- Viscosidad dinámica o absoluta (μ) [1]
 De la ley de viscosidad de Newton

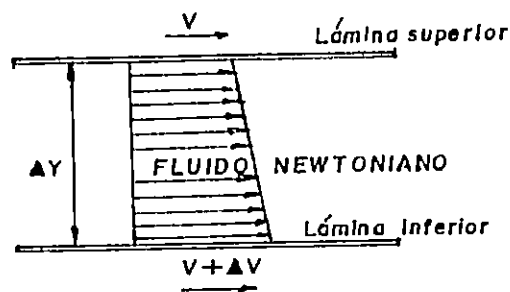


Figura N° 2.2: Deformación resultante de la aplicación de la deformación de la fuerza cortante constante.

En el interior de un líquido Newtoniano, las partículas contenidas entre las dos láminas paralelas de área "A" que se mueven a la distancia Δy , a velocidades "V" y "V+ ΔV ". La lámina inferior acelera a la superior, dando como resultado una fuerza tangencial "F", de acuerdo a la ley de viscosidad de Newton:

$$F = \mu A \left(\frac{\Delta V}{\Delta y} \right) \quad \text{Ec. 2.2 [8]}$$

$$\mu = \frac{F}{A \left(\frac{\Delta V}{\Delta y} \right)} = \frac{\tau}{\left(\frac{\Delta V}{\Delta y} \right)} \quad \text{Ec. 2.3 [1]}$$

Donde:

μ = Coeficiente de viscosidad dinámica (propio de cada fluido, Anexo N° 3, Tabla N° 3).

τ = Tensión o esfuerzo cortante.

$\frac{\Delta V}{\Delta y}$ = Gradiente de velocidad de deformación tangencial.

Deducción de μ en [1,4,7]

Las dimensiones de μ , son : $\frac{M}{L.t}$ (S.I.) ; $\frac{F.t}{L^2}$ (S.T.)

Las unidades más comunes de μ , son : $\frac{N.s}{m^2}$ ó $\frac{Kg}{m.s}$

y $\frac{lb.s}{pie^2}$ ó $\frac{Slug}{pie.s}$ (Para el Slug ver cuadro 2.1). La unidad más

usada es el Poise = 1 $\frac{Dina-s}{cm^2}$ = $2.9 \times 10^{-3} \frac{lb-f-s}{pie^2}$. Otras

equivalentes pueden ser consultadas en Anexo N° 2, Tabla N° 6.

- Viscosidad Cinemática (ν)

Es la razón entre la viscosidad dinámica y la densidad correspondiente al fluido en estudio.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{Wg}{W} \quad \text{Ec 2.4 [1]}$$

Donde:

W = Peso del fluido

g = Valor de la aceleración de la gravedad

Las dimensiones de ν , son : $\frac{L^2}{t}$

Las unidades más comunes de ν , son: $\frac{m^2}{s}$. $\frac{pie^2}{s}$

siendo la más usada el Stokes = 1 $\frac{cm^2}{s}$. Otras equivalencias en Anexo N°2 , Tabla N°7.

Fórmulas numéricas para calcular ν del agua:

para $5^\circ C \leq T \leq 55^\circ C$

$$\nu_{\text{agua}(T)} = (1.6670 - 0.03917T + 0.0003364T^2) \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right] ; [14]$$

Según POISEUILLE, para agua:

para $0^{\circ}\text{C} \leq T \leq 100^{\circ}\text{C}$

$$v_{\text{agua}(T)} = \frac{0.0178}{1 + 0.0337T + 0.00022T^2} \quad \left[\frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \right]; \quad \text{Ec 2.5}; \quad [18]$$

En los líquidos, la viscosidad, tanto dinámica como cinemática, disminuye al aumentar la temperatura, pero no se ve afectada apreciablemente por los cambios de presión. Esto se puede apreciar en Anexo N°4, Gráfica N°6, en la cual aparece el comportamiento de la viscosidad del agua a presión standard, para diferentes temperaturas; se ve claramente, que a medida que la temperatura aumenta, el valor de la viscosidad disminuye. Esto se presenta en todos los líquidos, pudiendo observarse en Anexo N°3, Tabla N°3 y Anexo N°4, Gráfica N°5 y 6, en las cuales se muestra como ejemplo el comportamiento de diferentes líquidos.

Como ejemplo se puede citar al petróleo crudo, cuya viscosidad al tomar dos valores arbitrarios de temperatura son: De Anexo N° 4, Gráfica N° 5 y 6 [1].

TEMPERATURA ($^{\circ}\text{F}$)	50	200
VISCOSIDAD		
$\mu \quad \left(\frac{\text{lb-Sg}}{\text{pie}^2} \right)$	2.3×10^{-4}	5.9×10^{-5}
$\nu \quad \left(\frac{\text{pie}^2}{\text{seg}} \right)$	1.4×10^{-4}	3.5×10^{-5}

Los datos han sido leídos directamente, tomando lectura de temperatura de escala inferior y las de viscosidad en la escala de la izquierda.

La utilidad de la viscosidad, reside, en que es un factor determinante en el estudio de los fluidos en movimiento o para la movilidad de cuerpo, a través del fluido; tal es el caso del

principio de aplicación de los pistones, en sistemas hidráulicos y neumáticos.

La viscosidad absoluta de los gases, aumenta, al aumentar la temperatura; pero no es afectada por la presión. Lo contrario sucede con la viscosidad cinemática, ya que el peso específico de los gases, varía con la presión (a temperatura constante); el valor de la viscosidad cinemática es inversamente proporcional a la presión.

Los valores de viscosidad dinámica para diferentes gases, pueden ser encontrados por medio de Anexo 3, Tabla N°4; y los de viscosidad cinemática en Anexo 3, Tabla N° 4.

b) Densidad (ρ)

La densidad de un fluido, se define como la razón de su masa por unidad de volumen.

$$\rho = m / V \quad \text{Ec. 2.6} \quad [4]$$

sus dimensiones son: (S.I.) $\frac{M}{L^3}$; (S.T.) $\frac{F \cdot t^2}{L^4}$

Comúnmente, la densidad se expresa en las siguientes unidades: Slugs/pie³ y Kg/m³.

Los valores de equivalencia correspondientes a unidades de densidad pueden ser consultados en Anexo N° 2 y Tabla N° 8.

La densidad es de mucha importancia en el análisis de fluidos en reposo, es un factor determinante en el cálculo de las presiones que éstos ejercen.

El valor de la densidad de los líquidos varía muy poco en

grandes intervalos de presión y de temperatura. Esto puede ser observado tomando como ejemplo el comportamiento del agua para diferentes temperaturas y presiones [2].

T (°C)	p (atm)	ρ (Kg/m ³)
4	1.0	1.000 x 10 ³
100	1.0	0.958 x 10 ³
0	50	1.002 x 10 ³

De la tabla anterior, se observa, que la variación de la densidad del agua; tiene un valor que se podría considerar despreciable, según los criterios de exactitud que se apliquen.

Sin embargo, la densidad en los gases, es muy sensible a los cambios en la temperatura y la presión. Tomando como ejemplo el aire [2], se tiene:

T (°C)	p (atm)	ρ (Kg/m ³)
0	1.0	1.3
100	1.0	0.95
0	5.0	6.5

Los valores de densidad del aire, a presión atmosférica, para distintos valores de temperatura; puede ser consultados en Anexo N° 3, Tabla N° 4 y los del agua en Tabla N° 1 y N° 2 y Anexo N° 3.

El valor de la densidad del agua para temperatura en °C (5°C ≤ T ≤ 55°C), se puede obtener de :

$$\rho_{(T)} = 1000.395 - 0.0221T - 0.0049T^2 \text{ [Kg/m}^3\text{]} \quad \text{Ec. 2.7 [14]}$$

Fórmula empírica para calcular la densidad del aire atmosférico,

según la elevación sobre el nivel del mar.

$$\frac{\rho}{\rho_o} = \frac{\gamma}{\gamma_o} = \left(1 - \frac{6.5}{288}h\right)^{4.255} \quad \text{Ec. 2.7a [15]}$$

Donde:

h = Altura en Km. Sobre el nivel del mar, $h \leq 11$ Km
 Aplicable para atmósfera normal (DIN).

Matemáticamente también, se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$\frac{\rho}{\rho_o} = \frac{p}{p_o} = e^{-g\left(\frac{\rho_o}{p_o}\right)y} \quad \text{Ec. 2.7b [2]}$$

El exponente $g\frac{\rho_o}{p_o} \approx \frac{9.8 \times 1.29}{1.01 \times 10^5 \text{ N/m}^2} \approx 12.5 \times 10^{-5} \text{ m}^{-1} \approx 0.125 \text{ Km}^{-1}$

la ecuación 2.6, quedaría

$$\frac{\rho}{\rho_o} = \frac{p}{p_o} = e^{-0.125y} \quad \text{Ec. 2.7c [2]}$$

donde y, en kilómetros, es la altura sobre el nivel del mar.

c) Volumen Específico (Vs)

Es la propiedad de los fluidos, recíproca a la densidad; es el volumen por unidad de masa del fluido [9].

$$V_s = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{M} \quad \text{Ec. 2.8 [8]}$$

Las dimensiones de Vs son: (S.I.) $\frac{\text{L}^3}{\text{M}}$; (S.T.) $\frac{\text{L}^4}{\text{Ft}^2}$

Las unidades de V_s son las inversas de las de la densidad.

d) Peso Específico (γ)

Es el peso de un fluido por unidad de volumen.

$$\gamma = \frac{W}{V} = \rho g \quad \text{Ec. 2.9 [4]}$$

Formula empírica para γ del agua para $5^\circ\text{C} \leq T \leq 55^\circ\text{C}$.

$$\gamma_{(T)} = 9810.87 - 0.2167T - 0.0481T^2 \quad [\text{N/m}^3] \quad \text{Ec. 2.10. ; [14]}$$

Las dimensiones de γ son : (S.I.) $\frac{M}{L^2 t^2}$; (S.T.) $\frac{F}{L^3}$

Las unidades más comunes de γ son : $\frac{N}{m^3}$, $\frac{Kgf}{m^3}$, $\frac{Dina}{cm^3}$, $\frac{Lbf}{pie^3}$, etc

El valor de γ que se asigna al agua, a presión atmosférica standard y temperatura de 4°C ó 15°C , es $1000 \text{ Kgf/m}^3 = 62.4 \text{ Lb/pie}^3$.

El valor de γ , varía con la ubicación geográfica, dependiendo de la aceleración de la gravedad; especialmente para fluidos en reposo o con una superficie libre. γ depende

fundamentalmente de la temperatura, que determina el número de moléculas por unidad de volumen; la actividad y la separación molecular, aumenta al aumentar la temperatura, existiendo menos moléculas en un volumen dado de un fluido, bajo estas circunstancias: los cambios normales de presión no tienen influencia alguna. El comportamiento de γ_{H_2O} , según la variación de la temperatura, puede ser observado en Anexo N° 3, Tablas N° 1 y N° 2; y Anexo N° 4, Gráficos N° 1 y N° 2.

El peso específico de los gases puede calcularse mediante la ecuación de estado de los gases o leyes de Charles y Boyle:

$$\gamma = RT/p \quad \text{Ec. 2.11 ; [1]}$$

Donde: p = Presión absoluta en Kg/m^2

T = Temperatura absoluta en $^{\circ}\text{K}$ ($^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273$)

R = Constante del gas en $\text{Kg-Sg}^2/\text{m}^4$, Anexo N° 3, Tabla N° 5.

La deducción de la fórmula de peso específico para gases puede ser consultada en [1,2,4,5 ó 6].

e) Gravedad Específica (S)

La gravedad específica o densidad relativa, es la relación entre la densidad absoluta (ρ) de un fluido con respecto a la densidad de otro que se ha tomado como patrón, también puede ser obtenida a partir de los pesos específicos (γ) o los pesos (W) de un volumen igual de dichos fluidos. El valor de S disminuye al aumentar la temperatura.

$$S = \frac{\gamma_{\text{Fluido}}}{\gamma_{\text{Patrón}}} = \frac{\rho_{\text{fluido}}}{\rho_{\text{Patrón}}} = \frac{W_{\text{Fluido}}}{W_{\text{Patrón}}} \quad \text{EC. 2.12 [8]}$$

La sustancia patrón o standard utilizada para líquidos es el agua a una atmósfera de presión y temperatura de 4°C ó 15°C.

Para fines de cálculo precisos, los datos de ρ_{H_2O} y γ_{H_2O} pueden ser obtenidos en Anexo N° 3, Tablas N° 1 y 2, según el sistema de unidades que se utilice.

Para los gases se utiliza como patrón el aire libre de CO₂ e hidrógeno a 0°C y 1 Atm de presión, como condiciones normales, Ver Anexo N° 3, Tabla N° 4 (propiedades del aire) y Tabla N° 4 (propiedades de algunos gases).

La densidad relativa es número adimensional y su importancia práctica es que a partir de ésta y las propiedades del fluido patrón, pueden ser obtenidas las del fluido en estudio, así:

$$\gamma_{\text{sustancia}} = S_{\text{sustancia}} \times \gamma_{\text{patrón}}$$

$$\rho_{\text{sustancia}} = S_{\text{sustancia}} \times \rho_{\text{patrón}}$$

$$W_{\text{sustancia}} = S_{\text{sustancia}} \times W_{\text{patrón}}$$

EC. 2.13 [8]

Sustancia de Anexo N° 3, Tabla N° 3 (Densidad relativa para líquidos a diferentes temperaturas).

f) Cohesión

Es la propiedad que permite a las partículas fluidas resistir a pequeños esfuerzos de tensión. La formación de una gota de agua se debe a la cohesión.

Cuando un líquido está en contacto con un sólido, la

atracción ejercida por las moléculas del sólido puede ser mayor que la atracción existente entre las moléculas del propio líquido, entonces, se da la adhesión.

Esta propiedad se caracteriza por el ángulo de contacto θ . Si $\theta < \pi/2$, se dice que el líquido moja; si $\theta > \pi/2$, el líquido no moja (domina la cohesión sobre la adherencia). Este es el origen también de la curvatura de un líquido en las inmediaciones de su contacto con una pared sólida. Un ejemplo de líquido que moja es el agua en contacto de una placa de vidrio, figura 2.3a; y un ejemplo de un líquido que no moja es el mercurio en contacto con una placa de vidrio, figura 2.3b

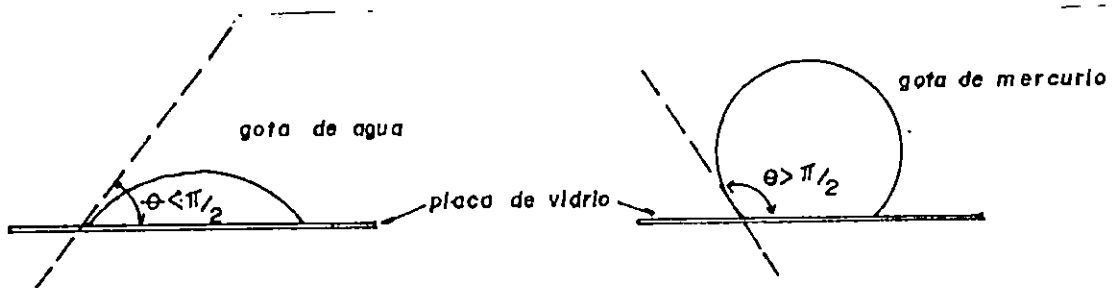


Figura 2.3a

Figura 2.3b

g) Tensión Superficial (σ)

Se llama tensión superficial al fenómeno que se da en la interfase entre un líquido o gas, o dos líquidos inmiscibles, al formarse en el líquido una película elástica, debido a la fuerza de atracción de las moléculas del líquido bajo la superficie [1].

Las dos entrefases más comunes son :

$$\sigma_{20^{\circ}\text{c}} = \begin{array}{l} 0.0050 \text{ Lbf/pie} = 0.073 \text{ N/m} \quad \text{aire-agua} \quad [1] \\ 0.033 \text{ Lbf/pie} = 0.48 \text{ N/m} \quad \text{aire-mercurio} [1] \end{array}$$

Estos valores pueden cambiar considerablemente si la superficie está contaminada. Generalmente, σ decrece con la temperatura y es cero en el punto crítico.

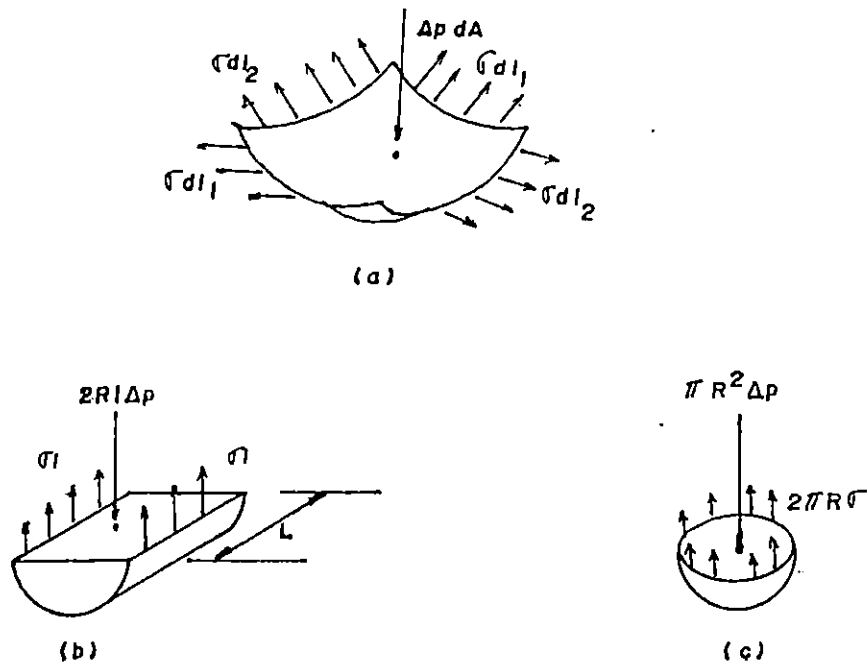


Figura N° 2.4 aumento de presión a través de una interfase curvada por efecto de la tensión superficial:

- a) En una interfase de curvatura arbitraria
- b) En el interior de un cilindro líquido
- c) En el interior de una gota esférica [12].

Figura 2.4(a): Si en la interfase se hace un corte longitudinal dl , aparecen fuerzas iguales y opuestas en ambos lados del corte, de valor σdl , perpendiculares al corte y coplanares con la interfase. Los radios principales de curvatura son R_1 y R_2 . El equilibrio de fuerza en dirección normal a la superficie indica que el aumento de presión en el lado cóncavo es:

$$\Delta p = \sigma (R_1^{-1} + R_2^{-1}) \quad \text{Ec. 2.14 [18]}$$

Figura 2.4(b): Se observa que el aumento de presión en el interior de un cilindro está equilibrado con las fuerzas en las dos generatrices.

$$2 R L \Delta_p = 2 \sigma L$$

$$\Delta_p = \frac{\sigma}{R} \quad \text{Ec. 2.15} \quad [12]$$

Figura 2.4(c): El aumento de presión en una gota esférica equilibra una fuerza distribuida anularmente, debido a la tensión superficial de

$$\pi R^2 \Delta_p = 2 \pi R \sigma$$

$$\Delta_p = \frac{2\sigma}{R} \quad \text{Ec. 2.16} \quad [12]$$

Las dimensiones de σ son: (S.T.) $\frac{F}{l}$; (S.I.) $\frac{M}{t^2}$

Las unidades de σ en el S.I. son $\frac{N}{m}$ y en el S.U. son $\frac{Lb}{pie}$

Ver valores de σ para varios líquidos a diferentes valores de temperaturas en Anexo N° 3, Tabla N° 5; y los valores de σ para el agua a diferentes temperaturas en Anexo N° 3, Tablas N° 1 y 2.

h) Capilaridad

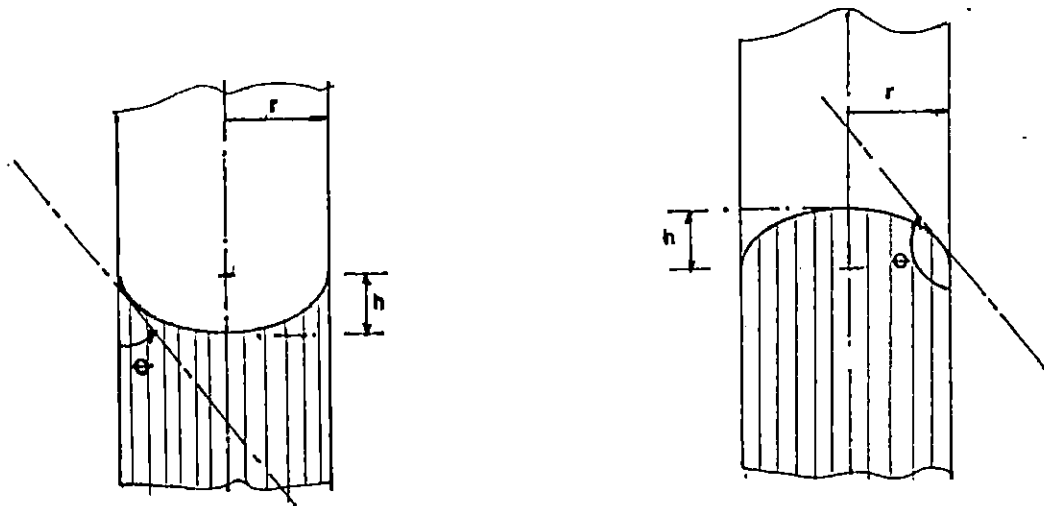
Se conoce como capilaridad al fenómeno de elevación o descenso de un líquido en un tubo capilar (es decir de pequeño diámetro) o en medios porosos en situaciones físicas análogas.

La elevación del líquido, en un tubo de pequeño diámetro, es inversamente proporcional al diámetro. La capilaridad tiene importancia en tubos con diámetros menores de 10mm. Para diámetros mayores el efecto es despreciable.

Las propiedades de adhesión, cohesión y tensión superficial

son responsables del fenómeno de capilaridad, como se muestra en la figura 2.5.

Debido a la capilaridad, la superficie libre del líquido en el tubo no es horizontal sino curvada y se denomina menisco.



(a) Adhesión > Cohesión

(b) Cohesión > Adhesión

Figura N° 2.5 Fenómeno de Capilaridad

La altura capilar (h) para los líquidos está dada por:

$$h = \frac{2\sigma \cos\theta}{\rho g r} \quad \text{Ec. 2.17 [12]}$$

Donde:

σ = Tensión superficial

ρ = Densidad del líquido

g = Gravedad

r = Radio del tubo capilar

La ecuación 2.17 varía de acuerdo al ángulo.

a) $\theta \geq 45^\circ$, en un capilar plástico tiene validez la ecuación 2.17.

b) $\theta < 45^\circ$, en capilar de vidrio conteniendo agua, $\cos \theta = 1$.

c) $\theta \approx 180^\circ$, $\cos\theta = -1$ (caso particular del mercurio).

En el gráfico N° 7, Anexo N° 4, se pueden obtener la altura capilar del agua y el mercurio en tubos circulares de cristal, de diferentes diámetros.

Ejemplo N° 2.1

Se desea encontrar la diferencia de presión debida a la tensión superficial en una burbuja de vapor de agua, de forma esférica, con un radio de curvatura de 10^{-3} m.

Datos: de Anexo N° 3, Tabla N° 1 ; $\sigma_{100^\circ\text{C}} = 0.059$ N/m

$$\Delta p = \frac{2\sigma}{r}$$

$$\Delta p = \frac{2 (0.059) \text{ N/m}}{10^{-3} \text{ m}} = 118 \text{ N/m}^2$$

Ejemplo N° 2.2

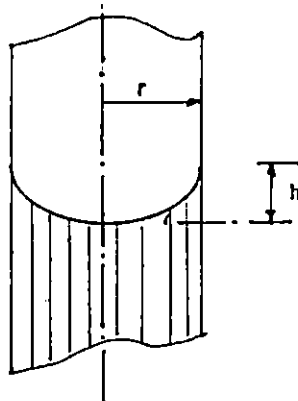
Se sumerge en un líquido, un extremo de un tubo capilar de vidrio y de radio $r = 0.05$ cm. Encontrar la altura capilar h , cuando:

- a) El líquido es agua
- b) El líquido es mercurio

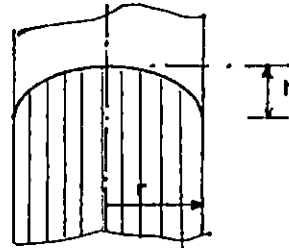
a) $\sigma_{\text{H}_2\text{O}(20^\circ\text{C})} = 0.073$ N/m Anexo N° 3, Tabla N° 1.

$$h = \frac{2\sigma}{g r} = \frac{2 \times 0.073 \text{ N/m}}{(10^3 \text{ Kg/m}^3) (9.8 \text{ m/seg}^2) (5 \times 10^{-4} \text{ m})}$$

$$h = 2.98 \times 10^{-2} \text{ m} = 2.98 \text{ cm} = 29.8 \text{ mm}$$



b) $\sigma_{Hg}(20^\circ \text{C y P. atmosférica}) = 0.51 \text{ N/m}$ de Anexo N° 3, Tabla N° 5.



$$h = \frac{2 \sigma}{g r} = \frac{-2 \times 0.51 \text{ N/m}}{(13.6 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3) (9.8 \text{ m/sec}^2) (5 \times 10^{-4} \text{ m})}$$

$$h = -1.53 \times 10^{-2} \text{ m} = -1.53 \text{ cm} = -15.3 \text{ mm}$$

i) Compresibilidad, Módulo volumétrico de elasticidad (K)

En ingeniería se resume la propiedad de la compresibilidad por la definición de módulo de elasticidad.

Sin embargo, debido a que los fluidos no poseen rigidez de forma, el módulo de elasticidad se define sobre la base del volumen, denominándose módulo volumétrico de elasticidad. Por lo tanto se define así: "Es la relación de la variación de presión a la variación de volumen por unidad de volumen". esta definición viene dada por la ecuación:

$$K = - \frac{dp}{dv/v_1} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad \text{Ec. 2.18} \quad ; \quad [4]$$

El módulo de elasticidad de un fluido no es constante, sino que crece al aumentar la presión.

Para propósito de ingeniería, se toma como módulo de elasticidad la pendiente de la curva en la región donde la deformaciones (V/V_1) (Anexo N° 4, Gráfica N° 7). En el Anexo N° 3, Tabla N° 5 se proporcionan valores del módulo volumétrico de elasticidad (K) para líquidos comunes, cuyos valores se pueden usar para la mayor parte de los problemas de ingeniería.

El módulo volumétrico de elasticidad para el agua puede ser calculado mediante la siguiente fórmula: para $5^\circ \text{C} \leq T \leq 55^\circ \text{C}$.

$$K(T) = (1.9719 + 0.013118T - 0.0001456T^2) \times 10^9 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Ec. 2.19 [14]

La compresión y expansión de los gases tiene lugar de acuerdo a las leyes de la termodinámica [1,4,12], por lo que no se estudiará aquí.

j) Presión de Vapor

Es la presión a la que un líquido hierve y está en equilibrio con su propio vapor.

Si la presión del líquido es mayor que la presión de vapor, el único intercambio entre líquido y vapor es la evaporación en la interfase. Si la presión del líquido se acerca a la presión de vapor, comenzarán a aparecer burbujas de vapor en el líquido.

Cuando la presión del líquido cae por debajo de la presión de vapor, debido al flujo, aparece el fenómeno de cavitación, que se explicará posteriormente.

Por ejemplo, la presión de vapor del agua a 20°C es de 2337 Pa y cuando ésta se calienta hasta 100°C, su presión de vapor sube hasta 101,300 Pa y por eso, a la presión atmosférica normal, hervirá. La variación de la presión de vapor del agua respecto a la temperatura, a la presión de atmosférica standard puede observarse en Anexo N° 3, Tablas N° 1 y 2; y Anexo N° 4, Gráficas N° 1 y 2.

2.6 ESTÁTICA DE FLUIDOS

2.6.1 OBJETIVOS

Mediante el estudio de la estática de los fluidos, el alumno estará en condiciones de:

- a) Determinar el valor de la presión en diferentes puntos de un fluido contenido en un recipiente, ya sea analítica o experimentalmente.
- b) Aplicar el principio de Pascal y el principio de Arquímedes, para la resolución de problemas, tanto a nivel

teórico como práctico, relacionados con la especialidad.

2.6.2 ESTÁTICA DE LOS FLUIDOS

Estática de Fluidos: Es la parte de la mecánica de los fluidos que comprende el análisis de los fluidos en reposo (en equilibrio, libres de esfuerzos cortantes o tangenciales).

En estática de los fluidos el peso específico es una propiedad predominante. Al no existir movimiento, el efecto de la viscosidad es nulo. La aplicación de estos principios es frecuente en obras de ingeniería civil, tal es el caso de grandes tanques de almacenamiento de agua potable, como los construidos para el abastecimiento de agua potable a San Salvador, específicamente el sistema Zona Norte.

2.6.3 PRESION

a) Presión ejercida por un fluido

La presión que un fluido ejerce sobre el recipiente que lo contiene se define como la fuerza perpendicular que éste transmite sobre cada punto de la superficie del recipiente.

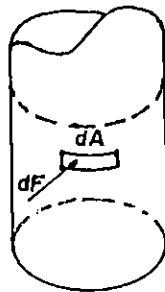


Figura 2.6

$$P = \frac{dF}{dA} \quad \text{Ec. 2.20} \quad [2]$$

Cuando la fuerza F está uniformemente distribuida sobre la superficie del recipiente, se puede usar la forma simplificada:

$$P = F/A \quad \text{Ec. 2.21} \quad [2]$$

En ingeniería se suele medir la presión de dos formas:

1. Presión absoluta: Tomada respecto al vacío absoluto resulta

$$P_{\text{absoluto}} = P_{\text{relativo}} + P_{\text{barom}} = \gamma h + P_{\text{barom}}$$

Con h como carga considerada respecto a la presión barométrica.

2. Presión relativa o manométrica: Tomando con respecto a la presión atmosférica, considerando ésta igual a cero, como referencia.

b) Presión Atmosférica Standard

Es la ejercida por la llamada atmósfera standard sobre todos los cuerpos dentro de ella y medida a nivel del mar, en condiciones definidas como referencia normal.

Sus características son aceptadas a nivel internacional tal como se muestran en la siguiente Tabla:[7]

		SISTEMAS DE UNIDADES	
PROPIEDAD	SIMBOLOS	S. I.	INGLES
Temperatura	T	288 K	59F
Presión	P	101.3 KPa (abs)	14.70 Psia
Densidad	ρ	1.225 Kg/m ³	0.002377 Slug/pie ³
Peso Especifico	γ	-----	0.07651 lbf/pie ³
Viscosidad	μ	1.781x10 ⁻⁵ Kg/m.s	3.719x10 ⁻⁷ Lbf.g/pie ²

c) Presión Atmosférica (P. Atm)

Es la ejercida por la atmósfera sobre todos los cuerpos dentro de ella, generalmente se le llama presión barométrica.

La presión de la atmósfera en la superficie de la tierra es aproximadamente 1 bar, pero varía según el lugar y el instante en que se haga la observación.

d) Presión Hidrostática Relativa

Es la presión que ejerce una columna de líquido sobre un punto del fluido, por ejemplo sobre la pared o el fondo de un recipiente. Esta presión se debe a la fuerza del líquido (peso

de dicho líquido) que actúa sobre el fondo del recipiente, tomando como cero la presión atmosférica que actúa sobre la superficie del líquido. El concepto también es aplicable a líquidos confinados, es decir sin necesidad de que haya una superficie libre en realidad, pues basta con transformar la presión estática en una columna de carga equivalente, que se puede expresar inclusive en términos de diferentes líquidos, si se cumple:

$$p = \gamma_1 h_1 = \gamma_2 h_2 = \gamma_3 h_3 = \gamma h$$

$$P_H = \frac{F}{A} = \frac{\gamma}{A} = \rho g h \quad \text{Ec. 2.22}$$

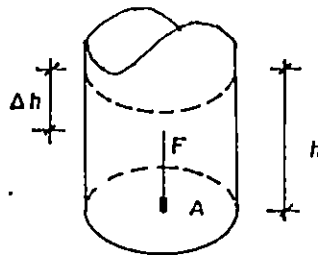


Figura 2.7

Donde : F = Peso del fluido
 A = Área del fondo del recipiente
 h = Altura de la columna de líquido

De la ecuación 2.22, puede concluirse que dentro de un mismo líquido todos los puntos que se encuentran al mismo nivel horizontal soportan la misma presión. También puede establecerse que la presión hidrostática relativa sólo depende de la altura de la columna de líquido sobre el nivel de referencia y es independiente de la forma del recipiente.

e) Presión Hidrostática Absoluta (P. abs)

Se define como el resultado de sumar la presión atmosférica (P_{atm}) + presión hidrostática (P_H) que ejerce un fluido a una profundidad Δh , medida a partir de un nivel de referencia (Fig.

2.7)

$$P.\text{abs} = P.\text{atm} + P_H = P.\text{atm} + g \Delta h \quad \text{Ec. 2.23}$$

Las presiones absolutas no pueden tomar valores negativos.

f) Presión Manométrica (P.man)

Se define como la diferencia entre la presión absoluta en un punto dentro del volumen de fluido y la presión atmosférica del lugar considerado; también se le llama presión relativa, ya que su valor toma como referencia a la presión atmosférica.

$$P_m = P.\text{abs.} - P.\text{atm.} \quad \text{Ec. 2.24}$$

g) Presión de Vacío

Se les llama presión de vacío, negativa o de succión a aquellas presiones manométricas que tienen valores menores que el de la presión atmosférica.

Las presiones manométricas negativas no pueden exceder de un límite teórico de la presión manométrica reinante o del valor normal de -1.033 Kg/cm^2 .

La siguiente figura muestra los datos y relaciones de las unidades comunes de medición de presión.

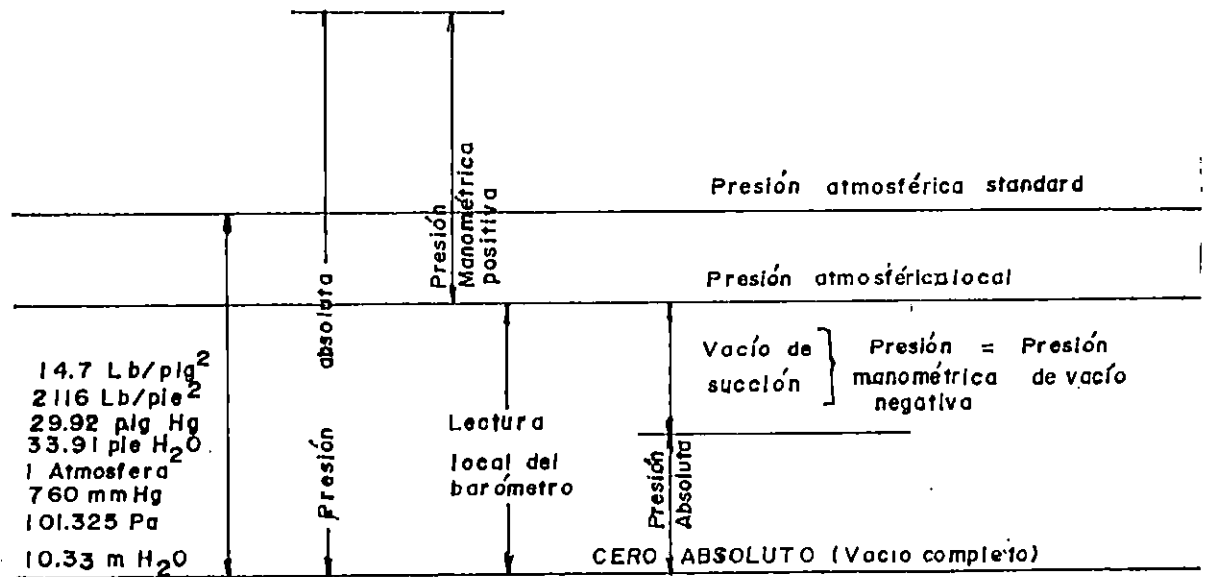


Figura 2.8 [1]

Otras equivalencias de unidades de presión. Anexo N° 2, Tabla N° 9.

2.6.4 ECUACION FUNDAMENTAL DE LA HIDROSTATICA

La ecuación fundamental de la estática de los fluidos, es la que relaciona entre sí: La presión, la densidad y la distancia vertical en un fluido. Esta ecuación puede derivarse fácilmente si se considera el equilibrio estático de un elemento diferencial típico. Ver deducción en [1,4,12].

La ecuación básica de la estática de los fluidos puede ser expresada de la siguiente forma: (figura 2.9)

$$y_1 - y_2 = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} \quad \text{Ec. 2.35 [2]}$$

Para un fluido de densidad constante, lo cual se puede suponer para los líquidos a temperatura constante a través de distancias verticales grandes para fluido incompresible y para los gases en distancias verticales pequeñas, la Ec. 2.25 se expresa:

$$y_2 - y_1 = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = h$$
$$p_2 - p_1 = \gamma(y_2 - y_1) = \gamma h \quad \text{Ec. 2.26 [2]}$$

La ecuación 2.25 no puede ser integrada para fluidos de densidad variable si no se conoce la función $\gamma = \gamma(p)$ y deberá considerarse como una forma de la "Ecuación Fundamental de la Hidrostática".

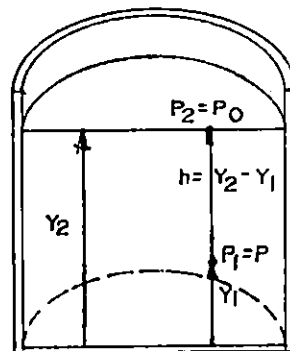


Figura 2.9

2.6.5 MANOMETRIA

A continuación se hace una breve descripción de los diferentes tipos de manómetros usados en la actualidad para medir presiones dentro de los fluidos.

Debe tomarse muy en cuenta que los resultados obtenidos son presiones relativas, las cuales dependen del lugar geográfico donde se utilicen.

Alguno de los fluidos manométricos más usados son, el agua, tetracloruro de carbono, bromoformo, glicerina, alcohol, aceites, tetracloruro de acetileno y bencina, si lo que se desea medir son presiones pequeñas. Si desea medir presiones elevadas se usa el mercurio como fluido manométrico o se recurre al uso de los manómetros de resorte (Bourdon) y a los de pesas y pistón.

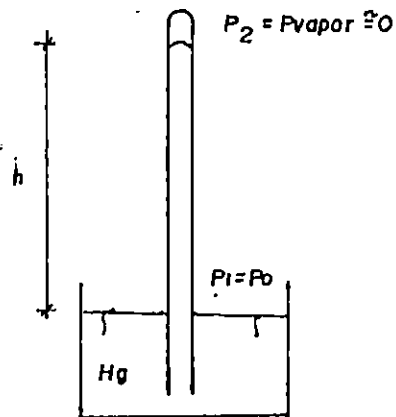
a) Barómetro de Mercurio (Barómetro de Torricelli)

Este consiste en un tubo largo de vidrio que se llena con mercurio y se invierte en una cubeta con mercurio. El espacio que queda en el extremo superior del tubo de vidrio, contiene únicamente vapor de mercurio, cuya presión a temperatura ordinaria, es tan pequeña que puede despreciarse. Cuando sea necesario aumentar la exactitud de la lectura se puede hacer una corrección con la presión de vapor.

La manera de conocerse la presión atmosférica es conociendo la densidad del mercurio a la temperatura ambiente, la aceleración de la gravedad en ese lugar y la altura h de la columna de mercurio sobre el tubo de vidrio, resultado :

$$p = \rho gh$$

La columna standard de mercurio en el barómetro tendría una altura de 76 cm. al nivel del mar, suponiendo que no varía la presión atmosférica standard y la temperatura es de 4° C.



$$P_1 = \gamma h \quad \text{Ec. 2.27 [1]}$$

Figura 2.10

b) Manómetro Piezométrico (Piezómetro, Tubo Piezométrico)

Este dispositivo mide la presión de un líquido cuando ella está arriba del cero manométrico.

Consiste en un tubo vertical de vidrio o plexiglass, conectado a un recipiente o a una tubería.

El líquido se eleva sobre el tubo hasta lograr el equilibrio. La presión será la distancia vertical h , entre el menisco y el punto donde se medirá la presión expresada en unidades de longitud del líquido en el recipiente. Si éste está en movimiento deberá hacerse una corrección considerando la presión dinámica, para encontrar la presión total = $P_{estática} + P_{dinámica}$. Lo que se estudiará detenidamente en el capítulo cuatro.

Para reducir influencias viscosas, capilaridad y tensión superficial, el diámetro interno de los tubos piezométricos se elige según el líquido medidor, que es usualmente el mismo líquido que fluye en la conducción. Para agua se recomienda $D_i \geq 20$ mm. En forma similar, los tubos de los manómetros de columnas (en U) se recomiendan con diámetro interno adecuado: para mediciones con mercurio como líquido medidor se usa $D_i \geq 8 \dots 10$ mm.

La altura de estos tubos se limita prácticamente a unos 2...3 m. como máximo. A igual P_{Rel} se cumple $h_2 = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot h_1 = \frac{\gamma_3}{\gamma_2} \cdot h_3$

Las tomas de presión deben ser perforaciones cilíndricas, perpendiculares a la pared interna, sin salientes, entrantes ni

impurezas alrededor del borde. Se recomienda para tomas de presión estática.

$$\phi_i = 2 \dots 3 \dots 4 \text{ mm}$$

←-----→

Más peligro de obstrucción. | aumenta error de medición

Donde ϕ_i es el diámetro interior de la perforación, en contacto con el líquido.

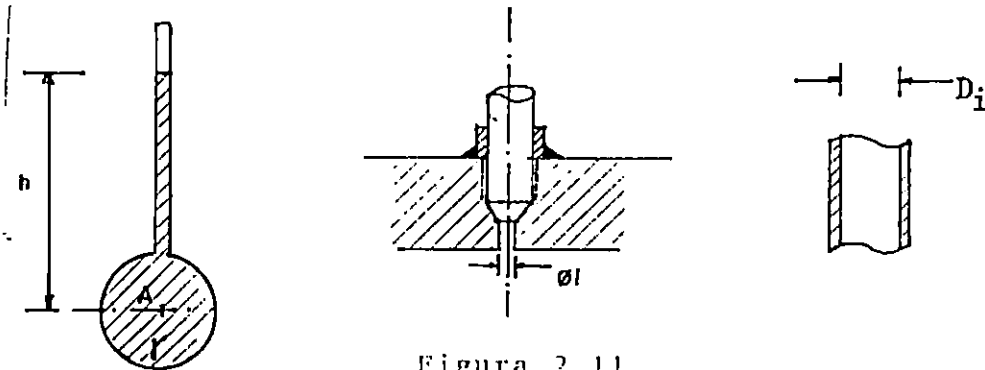


Figura 2.11

Para igual P_{relativa} al comparar diferentes líquidos:

$$h_2 = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} h_1 = \frac{\gamma_3}{\gamma_2} h_3$$

En la figura 2.11, la presión estática referida al eje de la tubería mostrada es:

$$P = \gamma h \quad \text{Ec. 2.28 [1]}$$

c) Manómetro de Tubo Abierto (Manómetro en U)

Consiste en un tubo en forma U, que contiene un líquido manométrico, abierto en uno de los extremos, y expuesto a la presión atmosférica, el otro extremo del tubo está conectado al recipiente del cual se quiere determinar la presión.

Este manómetro se basa en que la presión manométrica ($P-P_0$), es proporcional a la diferencia de alturas entre las columnas líquidas del tubo en U.

Por lo tanto: $P-P_0 = \rho g$; si presenta

característica de un tubo piezométrico (Fig. 2.9).

Para el tubo en U su comportamiento será:

$$h_A + S_1 h_1 - S_2 h_2 = 0 \quad \text{Ec. 2.29 [1]}$$

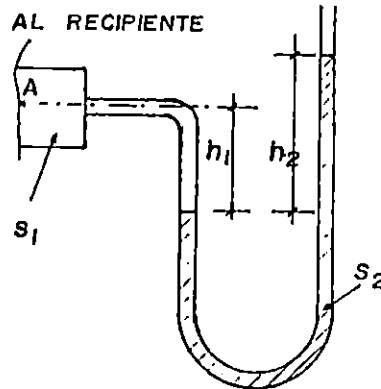


Figura 2.12

d) Manómetro de Pistón y Resorte

Este dispositivo consta de un cilindro vacío donde se encuentra un pistón ligero el cual está colocado sobre un resorte, calibrado con anterioridad (determinar la constante "K" del resorte, según la ley de Hooke).

La presión se determina sumergiendo en posición vertical el dispositivo dentro del fluido en estudio, éste presiona hacia abajo la parte superior del pistón, y comprime el resorte en una distancia x hasta que la fuerza hacia adentro que ejerce el fluido se equilibra con la fuerza hacia afuera que ejerce el resorte. Deberá medirse x y conocerse el área del pistón.

La presión del fluido se puede determinar directamente con la fórmula siguiente:

$$p = F/A \quad \text{Ec. 2.30 [7]}$$

donde F resulta de la calibración del resorte ($F=Kx$)

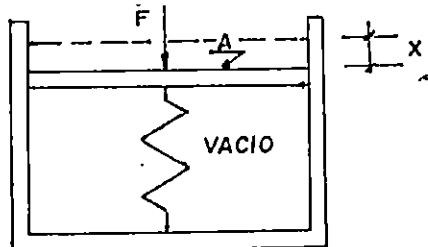


Figura 2.13

c) Manómetro de Bourdon (Manómetro de resorte curvo)

Está formado por un tubo metálico hueco, curvo y plano, cerrado en un extremo; el otro se conecta a la presión a medirse.

Cuando aumenta la presión interna, el tubo tiende a enderezarse, halando una articulación a la cual se ha fijado una aguja indicadora, causando su movimiento, el cual da una lectura en la carátula.

La carátula puede estar graduada con diferentes unidades de presión (pascal, PSI, libras por pie cuadrado, pulgadas de Hg. etc.) o de carga (pies, metros y pulgadas), usualmente expresada como columna de agua standard (4°C, $\gamma = 1000 \text{ Kg/m}^3$).

Este dispositivo es comunmente usado para determinar presiones manométricas.

Existen manómetros con rangos positivos de presión por ejemplo de 0 a 100 PSI; de 0 a 250 PSI y mayores. También hay manómetros para medir vacíos relativos llamados vacuómetros, con un rango entre 0 y una atmósfera negativa. Estos deberán ser calibrados en forma periódica: debido a la variación en los manómetros el resorte alcanza una deformación, por el uso, por la edad, material, agresividad de fluido medido, del ambiente, vibración, etc..

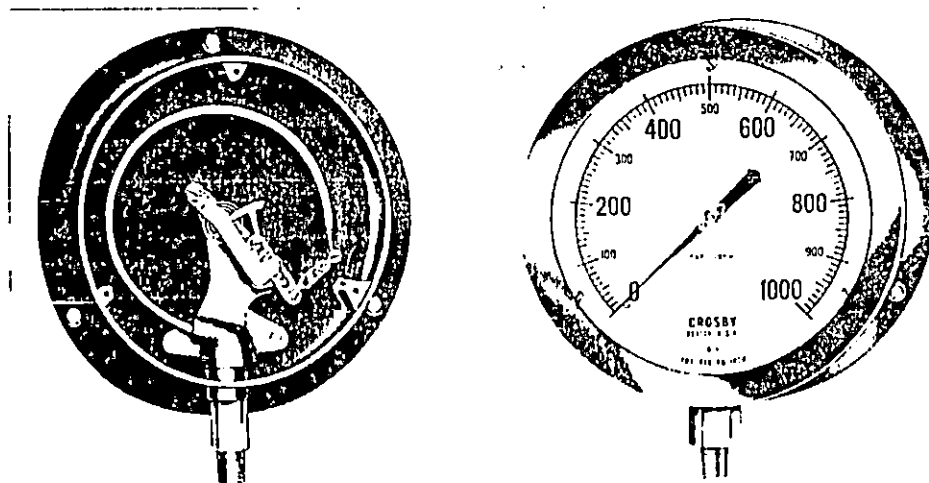


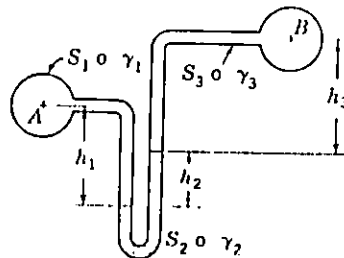
Figura 2.14

f) Manómetro Diferencial

i) Tubos de área constante

Este dispositivo consiste en un tubo de vidrio o plexiglass conectado a los dos recipientes de los cuales se desea conocer la diferencia de presiones.

Este manómetro se puede usar para conocer diferencias de presión entre dos puntos cuando la presión real en cualquier punto del sistema no se puede determinar, o para medir la presión (p) en un punto por separado.



$$p_A - p_B = -h_1\gamma_1 + h_2\gamma_2 + h_3\gamma_3 \quad \text{EC. 2.31}$$

Figura 2.15

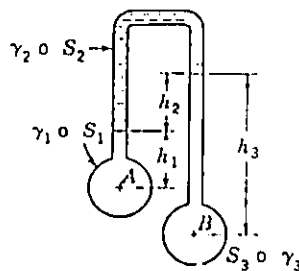


Figura 2.16

$$P_A - P_B = h_1 \gamma_1 + h_2 \gamma_2 + h_3 \gamma_3 \quad \text{Ec. 2.32}$$

ii) Tubos de area variable (tubo en U)

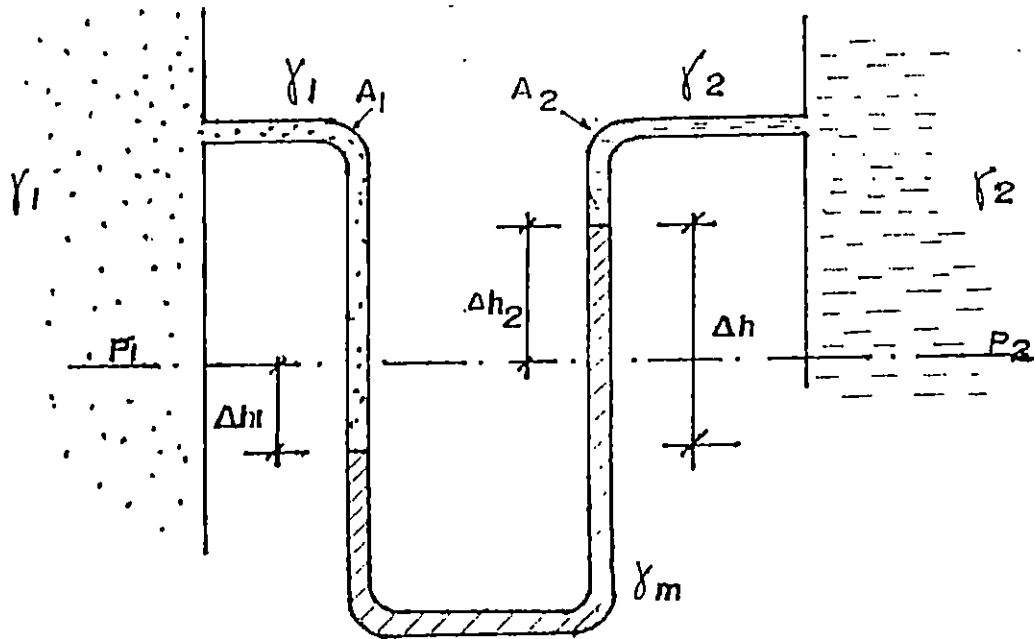


Figura 2.17

Caso General:

Los dos lados del tubo en U tienen secciones transversales diferentes $A_1 \neq A_2$. Los fluidos medidos tienen distintos pesos específicos γ_1 y γ_2 . El líquido medidor, a su vez, tiene peso específico γ_m . Los desplazamientos volumétricos originan columnas Δh_1 y Δh_2 respecto al nivel de reposo. Para p_1 y p_2 consideradas al nivel indicado:

$$\Delta P_{1-2} = P_1 - P_2 = \gamma_m \Delta h - \gamma_1 \Delta h_1 - \gamma_2 \Delta h_2 \quad \text{Ec. 2.33}$$

CASOS ESPECIALES DE INTERES PRACTICO [27]

Ecuaciones 2.34

N°	OBSERVACIONES	ECUACION
1	<p>La sección transversal del tubo es constante</p> $\Lambda_1 = \Lambda_2$ $\Delta h_1 = \Delta h_2 = \frac{\Delta h}{2}$ <p>por ejemplo. si $\gamma_m = \gamma_{Hg}$</p>	$P_1 - P_2 = \left(\gamma_{Hg} - \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} \right) \Delta h$
2	$\Lambda_1 = \Lambda_2$ $\Delta h_1 = \Delta h_2 = \frac{\Delta h}{2}$ <p>por ejemplo. si $\gamma_m = \gamma_{Hg}$</p> <p>y $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_{agua}$</p>	$P_1 - P_2 = (\gamma_{Hg} - \gamma_{agua}) \Delta h$
3	$\Lambda_1 = \Lambda_2$ $\Delta h_1 = \Delta h_2 = \frac{\Delta h}{2}$ <p>si $\gamma_m = \gamma_{Hg}$ y $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_{aire}$</p> <p>$\gamma_{Hg} > \gamma_{aire}$</p>	$P_1 - P_2 = (\gamma_{Hg} - \gamma_{aire}) \Delta h$ <p style="text-align: center;">o</p> $P_1 - P_2 \approx \gamma_{Hg} \Delta h$
4	$\Lambda_1 = \Lambda_2$ <p>pero $\gamma_1 = \gamma_{agua}$</p> <p>y $\gamma_2 = \gamma_{aire}$</p> <p>con $\gamma_m = \gamma_{Hg}$</p> <p>$\gamma_{agua} > \gamma_{aire}$</p>	$P_1 - P_2 = \left(\gamma_{Hg} - \frac{\gamma_{agua} + \gamma_{aire}}{2} \right) \Delta h$ <p style="text-align: center;">o</p> $P_1 - P_2 = \left(\gamma_{Hg} - \frac{\gamma_{agua}}{2} \right) \Delta h$

PROCEDIMIENTOS PARA RESOLVER PROBLEMAS DE MANOMETROS TUBULARES

Se muestra un procedimiento general para la resolución de problemas de manometría y es el siguiente [1]:

- 1- Se deberá empezar en un extremo, escribiendo la presión correspondiente en una unidad adecuada o con un símbolo apropiado si es desconocida.
- 2- Se agrega a esto el cambio de presión, en la misma unidad, desde un menisco al siguiente, asignando el signo positivo si está más abajo y negativo si está más arriba del nivel inicial considerado.
- 3- Se continúa hasta llegar al otro extremo del manómetro o al menisco de iniciación y se iguala la expresión a la presión en ese punto, conocida o desconocida.

La expresión tendrá una incognita para un manómetro simple o dará una diferencia en presiones para el manómetro diferencial.

En el siguiente ejemplo se ilustra el procedimiento anterior:

Ejemplo N°2.3:

A través de dos tuberías A y B, fluye agua.

En el tubo manométrico intermedio en forma de U invertida se tiene aceite con una densidad relativa de 0.6.

En los otros dos segmentos del manómetro se tiene mercurio con una densidad relativa de 13.6. Determinar la diferencia de presión ($p_A - p_B$), en Lbf/Plg^2 .

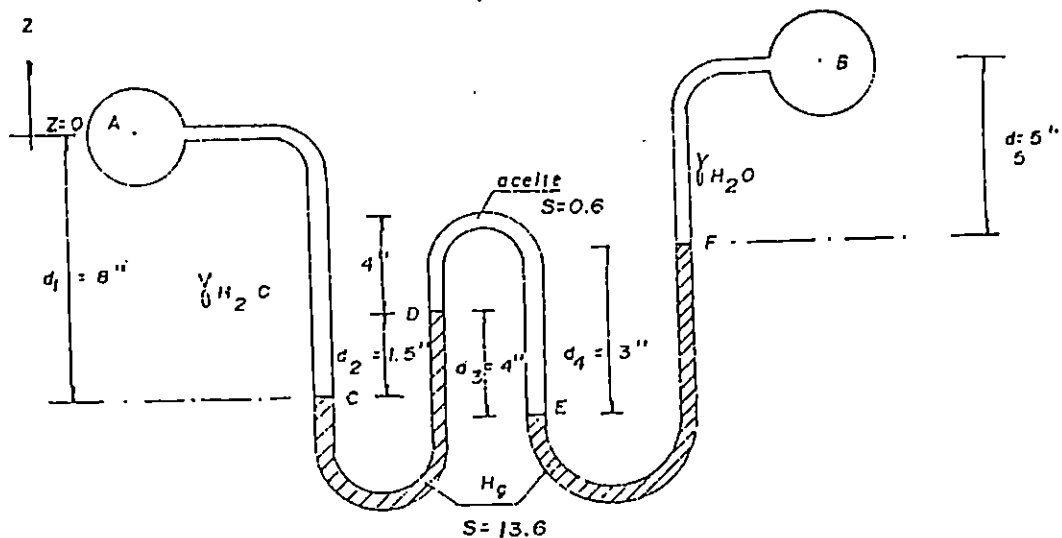


Figura 2.18

Solución:

Datos

$$S_{\text{aceite}} = 0.6$$

$$S_{\text{Hg}} = 13.6$$

Partiendo del punto A, aplicando la siguiente ecuación a lo largo del manómetro entre puntos sucesivos.

$$P_2 = P_1 + \gamma(Z_1 - Z_2)$$

$$P_C = P_A + \gamma_{H_2O} d_1$$

$$P_D = P_C - \gamma_{\text{Hg}} d_2$$

$$P_E = P_D + \gamma_{\text{aceite}} d_3$$

$$P_F = P_E - \gamma_{\text{Hg}} d_4$$

$$P_B = P_F - \gamma_{H_2O} d_5$$

$$P_A - P_B = (P_A - P_C) + (P_C - P_D) + (P_D - P_E) + (P_E - P_F) + (P_F - P_B)$$

$$P_A - P_B = -\gamma_{H_2O} d_1 + \gamma_{\text{Hg}} d_2 - \gamma_{\text{aceite}} d_3 + \gamma_{\text{Hg}} d_4 + \gamma_{H_2O} d_5$$

Luego de sustituir y operar se obtiene:

$$P_A - P_B = 2.02 \text{ Lbf/plg}^2$$

g) Micromanómetros

Estos manómetros son utilizados para determinar diferencias muy pequeñas de presión o para determinar en forma precisa grandes diferencias de presión.

i) Micromanómetros en U

Este dispositivo mide con exactitud las diferencias de elevación de dos meniscos de un manómetro. Se lee con vernier por medio de pequeños telescopios con hilos de retícula horizontal, montados a lo largo de los tubos sobre un soporte

que se levanta y se baja por medio de un piñón y un tornillo de ajuste fino, de manera que los hilos reticulados se puedan fijar con exactitud.

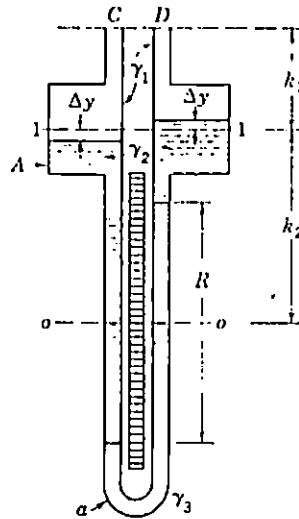


Figura 2.19 [1]

$$\Delta y_A = (R/2) a$$

$$P_C - P_D = R \left[\gamma_3 - \gamma_2 \left(1 - \frac{a}{A} \right) - \gamma_1 \frac{a}{A} \right] \quad \text{Ec. 2.35 [1]}$$

ii) Manómetro Inclinado

Se usa frecuentemente para la medición de pequeñas diferencias de presiones de gas. Se ajusta a la lectura cero moviendo la escala inclinada cuando A y B están abiertos a la presión atmosférica.

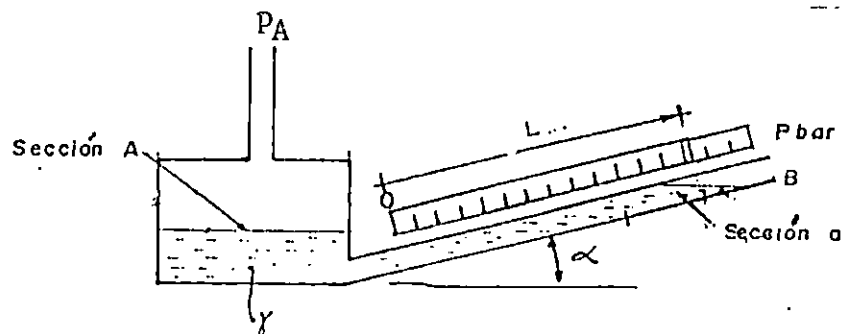


Figura 2.20

$$P - P_{\text{barom}} = \gamma h \therefore h = L \text{ Sen}\alpha$$

$$P - P_{\text{barom}} = \gamma_1 L \text{ Sen}\alpha$$

$$\text{Para mayor precisión } P - P_{\text{barom}} = \gamma_1 L \left(\text{Sen}\alpha + \frac{a}{A} \right) \quad \text{EC. 2.36}$$

2.7 FUERZAS SOBRE SUPERFICIE PLANAS SUMERGIDAS

FUERZAS HIDROSTÁTICAS: Son originadas por las cargas que produce un líquido al actuar sobre superficies horizontales, inclinadas y verticales, planas o curvas, de forma regular o irregular.

Toda carga o presión ejercida por un líquido sobre una superficie es perpendicular a ella, independientemente de su forma o posición (Fig. 2.21).

Todo cuerpo sumergido es sometido a presiones en todas sus caras. En una superficie sin espesor, las presiones sobre sus dos caras se anulan, por ser iguales y contrarias (Fig. 2.22).

El punto de aplicación de la fuerza hidrostática, corresponde a la línea que pasa por el centro de presión (C.P.) de la figura y representa la suma vectorial de todas las presiones parciales (Fig. 2.23).

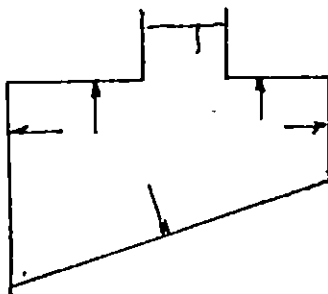
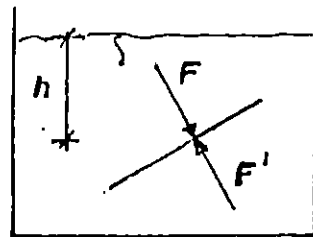


Figura 2.21



$$F = F'$$

Figura 2.22

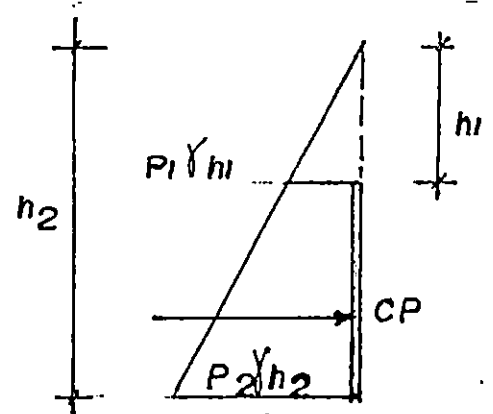


Figura 2.23

La fuerza sobre una cara de cualquier superficie plana sumergida en un fluido uniforme es igual a la presión que hay en

el centro de gravedad de dicha cara, multiplicada por el área, independientemente de la forma de la placa o de su ángulo de inclinación θ [12].

2.7.1 SUPERFICIES HORIZONTALES

Una superficie plana en posición horizontal dentro de un fluido en reposo está sujeta a una presión constante.

La magnitud de la fuerza que actúa en un lado de la superficie es:

$$F = \int_A p \, dA = p \int_A dA = pA \quad \text{Ec. 2.37}$$

Su dirección es normal a la superficie y apunta hacia la superficie si p es positivo.

Para un área horizontal sujeta a la presión estática del fluido, la resultante (F) pasa a través del centroide del área [1].

$$F = \gamma h_{c.g.} A = p_{c.g.} A \quad \text{Ec. 2.38}$$

2.7.2 SUPERFICIES INCLINADAS

En la figura 2.24 se representa una superficie plana por su trazo $A'B'$. Tiene una inclinación θ° con respecto a la horizontal. El eje X es la intersección del plano del área y la superficie libre. El eje Y se toma en el plano del área, con origen "O", como se muestra en la superficie libre. El plano XY describe el área inclinada arbitrariamente. Se buscan la magnitud, dirección y línea de acción de la fuerza resultante debida al líquido, que actúa sobre un lado del área.

Para un elemento con área dA tal como una franja de grosor dY con largas orillas, que forma un ángulo θ con la horizontal, la magnitud de la fuerza dF que actúa sobre él es:

$$dF = \gamma y \text{ Sen}\theta \, dA \quad \text{Ec. 2.39 [1]}$$

Ya que todas estas fuerzas elementales son paralelas, la integral sobre el área produce la magnitud de la fuerza F que actúa sobre un lado del área.

$$\int \gamma y \text{ Sen}\theta \, dA = \int_A \gamma h \, dA$$

$$F = \gamma \bar{h} A = P_{c.g.} A \quad \text{Ec. 2.40 [1,12]}$$

$P_{c.g.}$ empuja la superficie sobre la cual actúa si es mayor que cero y ésta puede girar en torno a cualquier eje a través de su centroide sin cambiar la magnitud de la resultante si el área total permanece sumergida en el líquido estático y su centroide no se desplaza cambiando de nivel.

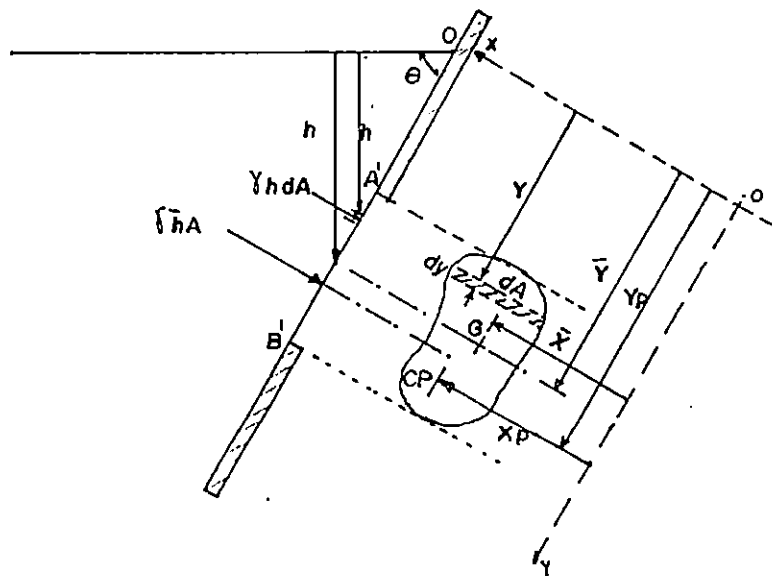


Figura 2.24

a) Centro de Presión

La línea de acción de la fuerza resultante tiene su punto de incidencia en la superficie en un punto denominado CENTRO DE PRESION (C.P) de una superficie y que tiene coordenadas (X_p, Y_p) .

Para encontrar la ubicación del centro de presión se puede utilizar las ecuaciones siguientes:

$$X_p = \frac{\bar{I}_{xy}}{\bar{y}A} + \bar{X} \quad \text{Ec. 2.41}$$

$$Y_p = \frac{\bar{I}_G}{\bar{y}A} + \bar{Y} \quad \text{Ec. 2.42}$$

Cuando cualquiera de los ejes $x = x$ o $y = y$ es un eje de simetría para la superficie; \bar{I}_{xy} desaparece, entonces X_p del centro de presión coincide con \bar{x} del centro de gravedad [1.8.12], sobre el eje Y pero no necesariamente coinciden los dos centros. La coincidencia de los centroides requiere que tanto I_{xy} como I_G se vuelvan cero, o que tanto X como Y tiendan al infinito, de modo que no haya diferencia en la posición de los centros.

2.7.3 EL PRISMA DE PRESION

Otra forma de encontrar la fuerza resultante y la línea de acción de la misma sobre una superficie plana, está dada por el concepto de un prisma de presión. Este es un volumen de forma prismático cuya base es el área de la superficie dada y cuya altura en cualquier punto de la base está dada por $P = \gamma h$, donde h es la distancia vertical a la superficie libre.

Para encontrar la ubicación del centro de presión se pueden utilizar las siguientes ecuaciones:

$$X_p = \frac{1}{V} \int_V X dV \quad \text{Ec. 2.43}$$

Por tanto, la línea de acción de la resultante pasa a través del centroide del prisma de presión [1].

$$Y_p = \frac{1}{\nabla} \int_V Y dV \quad \text{Ec. 2.45}$$

Donde $dF = \gamma h dA = dV_i$ luego al integrar se obtiene que

$F = \nabla$ el volumen del prisma de presión es igual a la magnitud de la fuerza resultante que actúa sobre uno de los lados de la superficie. En este caso se ha supuesto que sólo ese lado de la superficie está en contacto con el líquido.

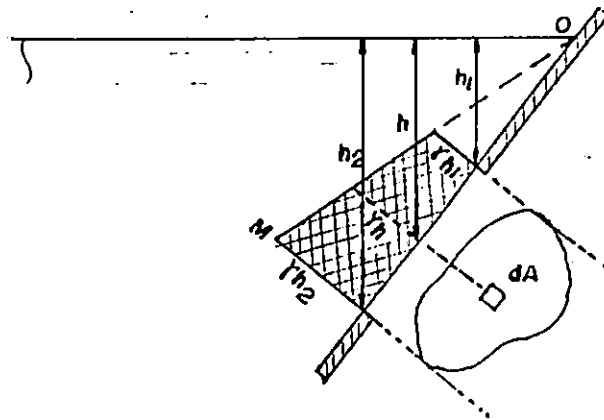


Figura 2.25

2.8 FUERZAS SOBRE SUPERFICIE CURVAS SUMERGIDAS

Cuando una superficie curva se encuentra sometida a la presión del fluido, donde se encuentra sumergida, las fuerzas elementales $p dA$ varían en dirección; entonces éstas deben sumarse vectorialmente para encontrar la resultante.

a) Componente horizontal de la fuerza

La componente horizontal de la fuerza de presión sobre una superficie curva es igual a la fuerza de presión ejercida sobre una proyección vertical de la superficie curva.

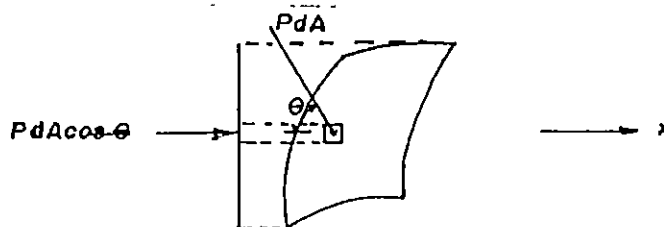


Figura 2.26

La superficie de la figura 2.26 representa cualquier superficie tridimensional y dA un elemento de su área, de donde se obtiene:

$$dF_x = p \, dA \, \cos\theta \quad 6$$

$$F_x = \int_A p \, \cos\theta \, dA \quad \text{Ec. 2.45}$$

La ecuación N° 2.45 es la componente horizontal F_x de la fuerza resultante [1].

b) Componente vertical de la fuerza

La componente vertical de la fuerza de presión sobre una superficie curva, es igual al peso del líquido situado verticalmente por arriba de la superficie curva y que se extiende hasta la superficie libre.

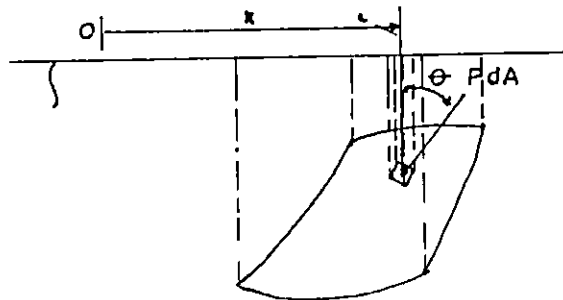


Figura 2.27

En la figura 2.27 se muestra un diferencial de área dA , con una fuerza $p \, dA$ actuando normal a él. Sea θ el ángulo que la normal al elemento de área hace con la vertical. De aquí se deduce que la componente vertical de la fuerza es:

$$F_v = \int_A p \, \cos\theta \, dA \quad \text{Ec. 2.46}$$

De donde se obtiene que la fuerza vertical ejercida sobre el diferencial de área es igual al volumen del fluido que se encuentra sobre esta área, multiplicado por el peso específico

del fluido, con una altura h y base $\cos\theta dA$.

Por lo que resulta:

$$F_V = \gamma V \quad \text{Ec. 2.47}$$

Ejemplo 2.4: Superficies Planas Inclinadas

La compuerta AB tiene 3 pies de ancho y 2 pies de longitud (AB). Cuando está cerrada la compuerta se encuentra inclinada un ángulo de $\alpha=60^\circ$. Determinar el momento respecto a la articulación A, ejercido por el agua [-7]. ($\gamma = 62.42 \text{ Lbf/pie}^3$)

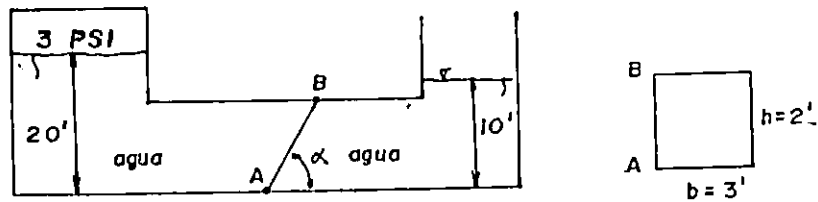


Figura 2.28

Datos:

AB = 2 pies

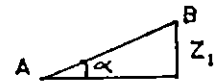
$\alpha = 60^\circ$

Longitud de la compuerta = 3 pies $\gamma_{\text{agua}} = 62.42 \text{ Lbf/pie}^3$

Realizando una conversión de 3 PSI en el recipiente izquierdo se obtiene un equivalente de 6.92 pies columna de agua, obteniendo: altura total = $20 + 6.92 = 26.92$ pies columna de agua.

Encontrar:

$M_A = ?$

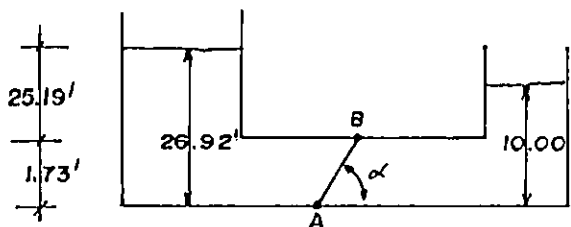


Longitud AB = 2' ; ancho = 3'

$$\text{Sen}\alpha = Z_1/AB$$

$$Z_1 = 1.73 \text{ pies}$$

$$F = \gamma h_{CG} A$$



$$F = (62.42 \text{ Lbf/pie}^3) (26.92 - 1.73/2) (6)$$

$$F = 9758.12 \text{ Lbf (lado izquierdo)}$$

$$Y_{cp} = \frac{Iy}{YA} + Y = \frac{1/12(3)(2)^3}{1(6)} + 1 = 1.33 \text{ pies}$$

$$F = (62.42)(10 - 1.73/2)(6) = 3421.24 \text{ Lbf (lado derecho); } Y_{cp} = 1.33 \text{ pies}$$

$$M_A = 0.666(9758.12) - 0.666(3421.24) = 8786.24 \text{ Lbf.pie}$$

Ejemplo 2.5: Superficies Curvas

La compuerta parabólica de la figura N° 2.29 tiene 2 metros de ancho. Determinar la magnitud y la línea de acción de las fuerzas vertical y horizontal que actúan sobre la compuerta debido a la acción del agua: $C = 0.25 \text{ m}^{-1}$ [7]

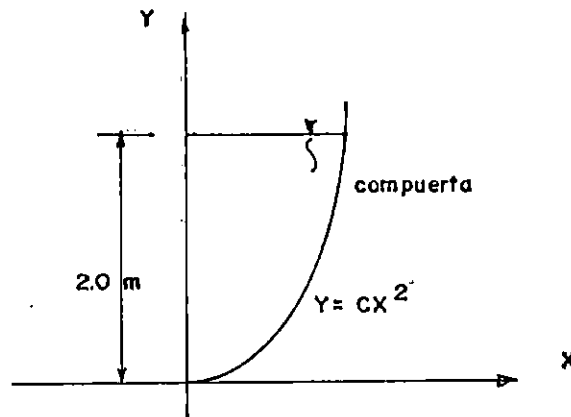


Figura 2.29

Datos:

Ancho = 2.00 Metros

Fluido = Agua

$$\gamma = 1000 \text{ Kgf/m}^3$$

Ecuación de la parábola = $Y = CX^2$; donde $C = 0.25 \text{ m}^{-1}$

Determinar:

Fuerza Horizontal = F_H

Fuerza Vertical = F_V

Línea de acción de la F_H y F_V

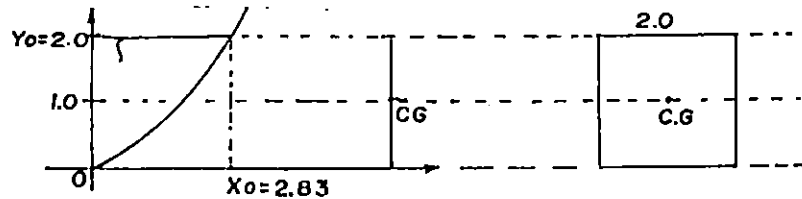
Coordenadas del centro de presión C.P.

Parábola



F_H

La proyección vertical de la parábola es un cuadrado de 2.0 x 2.0 m



$$F = \gamma h_{CG} A_{proj}$$

$$= (1000 \text{ Kg/m}^3) (1.0 \text{ m}) (2.0 \text{ m} \times 2.0 \text{ m})$$

$$F_H = 4000.00 \text{ Kgf} \approx 39.23 \text{ KN}$$

Centro de presión del rectángulo

$$Y_{cp} = \frac{I_{xy}}{YA} + Y = \frac{1/12(2)(2)^3}{1 \times 4} + 1 = 1.333 \text{ mts. a partir del nivel libre}$$

La línea de acción de la fuerza horizontal F_H está en

$$Y = h - Y_{cp} = 2.00 - 1.33 = 0.67 \text{ metros a partir del fondo}$$

F_V

La fuerza vertical es igual al peso del fluido de la región parabólica.

$$F_V = \left(\frac{2}{3} X_o Y_o b \right)$$

$$\text{Ecuación de la parábola } Y = 0.25 X^2$$

$$\text{si } Y = 2.0 \text{ m entonces } X_o = 2.83 \text{ m}$$

$$F_V = (1000 \text{ Kg/m}^3) \left(\frac{2}{3} \right) (2.83) (2.0) (2.0)$$

$$F_V = 7546.67 \text{ Kgf} \approx 74.01 \text{ KN } \downarrow$$

Línea de acción

La línea de acción de la fuerza vertical F_V se encuentra en el punto

$$x = 3X_o/8.$$

$$X = \frac{3(2.83)}{8} = 1.06 \text{ metros}$$

Para Y

$$\frac{3}{5} Y_0 = \frac{3}{5} X_0 = 1.2 \text{ metros}$$

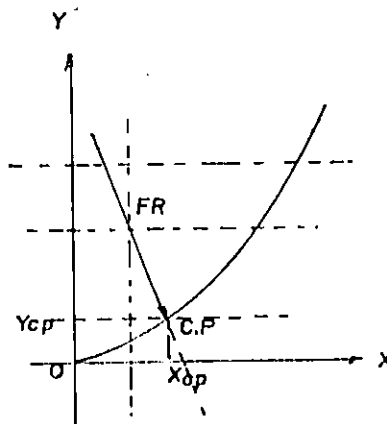
La fuerza resultante será $F_R^2 = F_H^2 + F_V^2$

$$F_R = 8541.21 \text{ Kgf} \approx 83.8 \text{ KN}$$

Las coordenadas del centro de presión se encuentran en el punto de intersección de la parábola ($Y = 0.25 X^2$) y la línea de acción de la fuerza resultante ($Y = -1.89X + 3.20$)

$$X_{cp} = 1.43 \text{ metros}$$

$$Y_{cp} = 0.51 \text{ metros}$$



2.9 EMPUJE Y FLOTACION

En la actualidad se consideran dos leyes de flotación enunciadas por Arquímedes [12].

1. Un cuerpo sumergido en un líquido experimenta una fuerza de flotación vertical (ascendente) igual al peso del fluido que desaloja.
2. Un cuerpo que flota en un líquido, desplaza un volumen cuyo peso es igual al peso del cuerpo.

La fuerza resultante ejercida sobre un cuerpo por un fluido estático, en el cual está sumergido o flotando, se denomina FUERZA DE FLOTACIÓN. Esta siempre actúa verticalmente hacia arriba.

La fuerza de flotación sobre un cuerpo sumergido es la diferencia entre el componente vertical de la fuerza de presión

en el lado inferior y el componente vertical de la fuerza de presión en su lado superior [1].

En la figura N° 2.30 (b) la fuerza hacia arriba en el fondo es igual al peso del líquido, que está situado verticalmente arriba de la superficie inferior ABC, indicado por el peso del líquido dentro de ABCEFA. La fuerza hacia abajo sobre la superficie superior es igual al peso del líquido ADCEFA.

La diferencia entre las dos fuerzas es una fuerza dirigida verticalmente hacia arriba, debido al peso del fluido ABCD que es desplazado por el sólido. [1,12]

De lo que se plantea la siguiente ecuación:

$$F_B = V \gamma \quad \text{Ec. 2.48 [1]}$$

Donde:

F_B es la fuerza de flotación

V es el volumen del fluido desplazado

γ es el peso específico del fluido

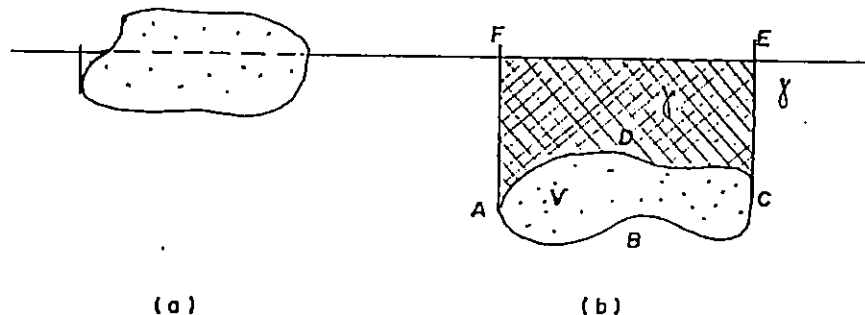


Figura 2.30

donde V es el volumen desplazado

La misma fórmula sirve para cuerpos flotantes cuando V se toma como el volumen del líquido desplazado.

La ecuación 2.48 puede ser usada únicamente cuando el peso específico se considera constante en todo el volumen.

La línea de acción de la fuerza de flotación (F_B) pasa por

el centro de volumen del cuerpo; o su centro de gravedad si tiene densidad uniforme. Este punto en el que actúa F_B se denomina CENTRO DE FLOTACION.

Cuando un cuerpo se encuentra sumergido en un fluido estratificado se suman las contribuciones de cada capa de densidad ρ_i desalojada por el cuerpo y para lo cual se puede generalizar con la siguiente ecuación [12].

$$F_B = \rho_i g V_i \quad \text{Ec. 2.49 [12]}$$

Un caso especial, es el caso de los cuerpos flotantes donde una parte está sumergida y el resto sobresale de la superficie libre.

En la figura 2.31 se ilustra este caso.

La ecuación 2.48 sufre una pequeña modificación para quedar:

$$F_B = \rho g V = W \quad \text{Ec. 2.50 [12]}$$

La ecuación 2.50 se puede enunciar como el equivalente matemático de la segunda Ley de Arquímedes [12].

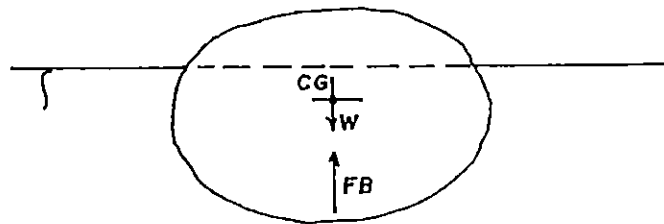


Figura 2.31 [12]

Ejemplo 2.6: Empuje y Flotacion

Se sumerge un cuerpo en forma de cubo en un líquido hasta el nivel mostrado en la figura 2.32. La masa del cubo es 0.5 Slug y la tensión en la cuerda es 10 Lbf.

Determinar el peso específico del líquido γ_f [7].

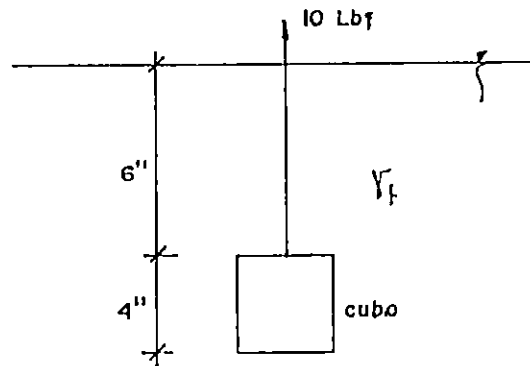
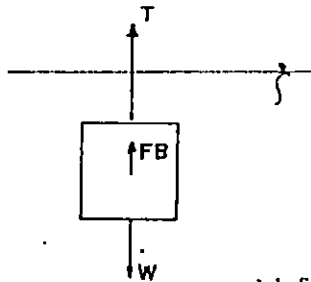


Figura 2.32

Diagrama de cuerpo libre



$$T = 10 \text{ Lbf.}$$

$$m = 0.5 \text{ Slug}$$

$$1 \text{ slug} = 1 \frac{\text{Lbf} \cdot \text{s}^2}{\text{pie}}$$

$$m = 0.5 \text{ slug} \times \frac{\frac{\text{Lbf} \cdot \text{s}^2}{\text{pie}}}{1 \text{ slug}} = 0.5 \frac{\text{lb} \cdot \text{s}^2}{\text{pies}}$$

si $W = mg$

$$W = 0.5 \frac{\text{lb} \cdot \text{s}^2}{\text{pies}} \times 32.2 \frac{\text{pie}}{\text{seg}^2} = 16.1 \text{ lbf}$$

$$\Sigma F_v = 0$$

$$T + F_B - W = 0$$

$$10 \text{ lbf} + \gamma_f V_{\text{cubo}} - 16.1 \text{ lbf} = 0 \rightarrow \gamma_f V_{\text{cubo}} = 6.1 \text{ lbf}$$

cubo

$$V_{\text{cubo}} = 4 \times 4 \times 4 = 64 \text{ pulg}^3$$

de tabla N° 3, Anexo 1

$$1 \text{ pulg}^3 \approx 5.787 \times 10^{-4} \text{ pies}^3$$

$$V_{\text{cubo}} = 0.037 \text{ pies}^3$$

$$\gamma_f = \frac{6.1 \text{ lbf}}{V_{\text{cubo}}} = \frac{6.1 \text{ lbf}}{0.037 \text{ pies}^3} = 164.9 \text{ lbf/pies}^3$$

2.10 PRACTICAS DE LABORATORIO

Las dos prácticas de laboratorio, propuestas en este capítulo, han sido diseñadas para una sesión semanal de tres horas de duración, integrando grupos de diez alumnos los que a su vez se dividirán en subgrupos de cinco alumnos. En la medida de lo posible los laboratorios deberán desarrollarse con participación de los alumnos, a menos que la cantidad del equipo disponible sea limitada. El laboratorio podrá ser desarrollado en forma demostrativa.

GUIA DE LABORATORIO 2.1

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS: DENSIDAD, PESO ESPECIFICO, GRAVEDAD ESPECIFICA Y CAPILARIDAD.

OBJETIVOS GENERALES: Que el estudiante pueda determinar experimentalmente algunas de las propiedades de los líquidos, tales como: densidad, gravedad específica y viscosidad, a la temperatura ambiente y presión atmosférica.

INTRODUCCION: Se puede decir que si una fuerza actúa tangencialmente sobre un fluido, éste se moverá continuamente (fluirá)

El término fluido se refiere tanto a líquidos como a gases, aunque existe una gran diferencia entre ellos, poseen la misma propiedad fundamental de deformarse ante un esfuerzo tangencial.

En este laboratorio se determinarán las propiedades fundamentales (densidad, peso específico, gravedad específica, viscosidad y capilaridad) de diferentes fluidos, usando para esto el banco de pruebas y sus accesorios.

PRELABORATORIO: Que el estudiante defina las siguientes propiedades:

Viscosidad, Densidad, Gravedad Específica y Capilaridad

EQUIPO Y MATERIAL UTILIZADO

- i) Beaker aforador
- ii) Depósito Eureka
- iii) Botella de densidad
- iv) Hidrómetro
- v) Viscosímetro de esfera

DESCRIPCION DE DISPOSITIVOS

- i) Beaker aforador: Es un recipiente de vidrio y de forma cilíndrica, el cual está graduado y cuya capacidad varía, dependiendo del tamaño.

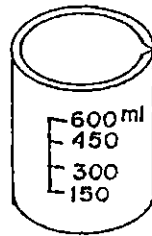


Figura 2.33

- ii) Depósito Eureka: Es un recipiente de cobre o latón dotado de una espita o tubo.

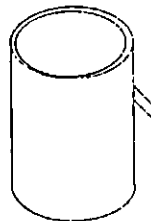


Figura 2.34

iii) Botella de densidad:



Figura 2.35

iv) Hidrómetro: Es un aparato que sirve para determinar la densidad, el peso específico y la gravedad específica de cualquier fluido. Está basado en el principio de Arquímedes: "Cuando un cuerpo flota en un líquido, se desplaza un volumen del líquido, cuyo peso es igual al peso del cuerpo".

El Hidrómetro tiene la forma de un flotador de cristal hueco, que es lastrado para que flote verticalmente en líquidos de varias densidades; se mide la profundidad a la cual el vástago del flotador se hunde en el líquido, mediante una escala, la cual está calibrada para leer la gravedad específica.

La precisión del Hidrómetro depende del diámetro del vástago. El Hidrómetro suministrado con el banco de pruebas, (Fig. 2.46) mide valores de gravedad específica en un rango de 0.7 a 2.0 unidades y tiene un vástago muy ancho. Un Hidrómetro muy preciso debe tener un gran bulbo y un vástago delgado; ver figura 2.36 y 2.37.

EXPERIMENTO N° 1.1 DETERMINACION DE LA DENSIDAD " ρ "

Para determinar la densidad de un líquido, se mide la masa de un volumen conocido de ese líquido.

Para determinar la densidad de un líquido se plantean tres métodos, los que se describen a continuación:

A. BEAKER AFORADOR

Procedimiento

- i) Se pesa el beaker aforador (Fig. 2.33), vacío, utilizando la balanza de triple brazo y se anota el resultado.
- ii) Se llena el beaker con líquido y se mide el volumen tan precisamente como sea posible, luego se anota el dato.
- iii) Se pesa el beaker con el líquido y se anota el peso. La masa del líquido puede ser determinada por diferencia y la densidad por medio de la siguiente expresión:

$$\rho = \frac{\text{masa del líquido}}{\text{volumen del líquido}} \quad [ML^{-3}]$$

B. ENVASE EUREKA

Procedimiento

- i) Se toma un cuerpo que se ajuste al depósito y se determinan sus dimensiones con exactitud, para calcular su volumen.
- ii) Se coloca el depósito Eureka y se nivela. Se llena con líquido hasta que se comience a derramar por el tubo fijo (permite que se establezca el nivel correspondiente).
- iii) Se pesa el beaker vacío y se coloca bajo el tubo fijo del envase Eureka.
- iv) Se introduce suavemente el cuerpo en el depósito Eureka, hasta sumergirlo completamente y se recoge el líquido derramado, en el beaker.
- v) Se pesa el beaker con el líquido colectado.

La masa del líquido desplazado puede obtenerse por diferencia y la densidad puede ser calculada mediante la expresión anterior.

C. BOTELLA DE DENSIDAD

Este recipiente ha sido construido con precisión y consta de un tapón que limita la cantidad del líquido a admitir, desalojando el exceso por medio de un orificio ubicado en el punto donde la botella tiene una capacidad de 50 cm^3 (completamente llena)

Este recipiente ha eliminado la dificultad para medir exactamente el volumen de un líquido.

Procedimiento:

- i) Se secan y se pesan la botella y el tapón.
- ii) Se llena la botella con el líquido y se coloca el tapón.
- iii) Se remueve el exceso de líquido introduciendo el tapón hasta que el nivel sea el correcto, luego se seca cuidadosamente el exterior de la botella.
- iv) Se pesa la botella con el líquido.

La masa del líquido puede obtenerse por diferencia, y la densidad se calcula la ecuación anterior.

EXPERIMENTO N° 1.2 : DETERMINACION DEL LA GRAVEDAD ESPECIFICA (S)

La gravedad específica o densidad relativa es la relación entre la densidad de un fluido y la densidad del agua a la presión atmosférica y a 4°C .

La gravedad específica puede ser determinada directamente de la densidad de un líquido medido, simplemente se divide el valor entre la densidad del agua para obtener la gravedad específica. Un método conveniente, es usar un instrumento llamado hidrómetro.

Procedimiento:

- i) Se coloca una probeta sobre la superficie de medición y se llena con el líquido de prueba, permitiendo que cualquier burbuja atrapada en el líquido alcance la superficie libre de éste.

- ii) Cuidadosamente se inserta el hidrómetro y se permite que se asiente en el centro de la base de la probeta. Debe tenerse cuidado de no dejarlo tocar las paredes de la probeta ya que los efectos de la tensión superficial podrían causar error en la lectura.

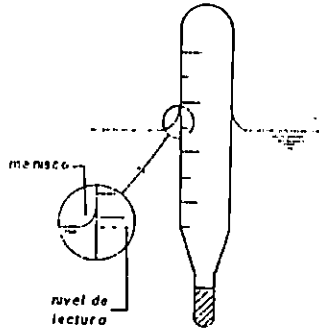


Figura 2.36

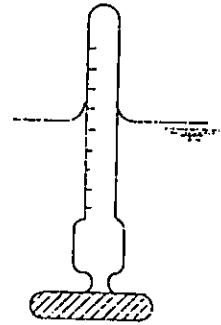


Figura 2.37

- iii) Cuando el hidrómetro alcanza el equilibrio, se lee la escala, respecto al nivel de la superficie libre del líquido.

Se anotan las lecturas en la siguiente tabla:

LIQUIDO	LECTURA

$$S = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} = \frac{\gamma}{\gamma_{H_2O}} ; \rho = S \rho_{H_2O} ; \gamma = \rho g$$

$$\rho_{H_2O} = 62.4 \text{ lbs/pie}^3 \text{ a } 4^\circ\text{C}$$

$$" = 1.0 \text{ gm/cc}$$

$$" = 1.94 \text{ slugs/pie}^3$$

donde ρ = densidad del fluido, válido a la temperatura T en que se mide, no necesariamente a 4°C (S variará en función de T)

γ = peso específico del fluido

ρ_{H_2O} = densidad del agua

γ_{H_2O} = peso específico del agua

g = aceleración de la gravedad

EXPERIMENTO N° 1.3 : DETERMINACION DE LA VISCOSIDAD

La viscosidad es una de las propiedades más importantes de los fluidos, ya que determina el comportamiento cada vez que existe un movimiento relativo entre fluidos y sólidos.

En un caso simple, en el cual una sección del fluido es sometida a esfuerzo cortante τ , puede demostrarse que se produce un gradiente de velocidad, al cual es proporcional el esfuerzo cortante aplicado (Fig. 2.2). La constante de proporcionalidad es el coeficiente de viscosidad μ y la ecuación es usualmente descrita como:

$$\tau = \mu \frac{dU}{dY}$$

Donde:

dU/dY = es el gradiente de velocidad normal al plano del esfuerzo cortante aplicado.

La ecuación muestra que si un fluido fluye sobre un objeto, habrá un gradiente de velocidad en el fluido adyacente a la superficie y un esfuerzo cortante transmitido al fluido, el cual tenderá a resistir su movimiento. En forma similar, si un movimiento se realiza a través de un fluido se creará también un gradiente de velocidad y una fuerza generada en el objeto, la cual tenderá a resistir su movimiento. En todos estos casos, se requiere un conocimiento de μ para calcular las fuerzas actuantes. Debe notarse que la viscosidad varía con la temperatura.

La unidad a utilizar, para esta propiedad, en el sistema SI será N.S./ m²

En la Mecánica de los Fluidos, también es usada la viscosidad cinemática o relativa (ν), la cual muchas veces es más conveniente y se expresa en m²/seg.

Existe variedad de métodos experimentales para determinar la viscosidad de los fluidos pero generalmente son menos directos que la medición de los parámetros de la ecuación.

Un método común, es considerar la velocidad a la cual una esfera pulida caerá a través de un líquido, al cual es necesario determinarle la viscosidad. Bajo condiciones de equilibrio, el esfuerzo o fuerza de fricción sobre la esfera, serán iguales a su peso y la esfera caerá con una velocidad constante U llamada velocidad terminal.

La ecuación correspondiente debida a Stokes, se deriva a partir de las siguientes condiciones:

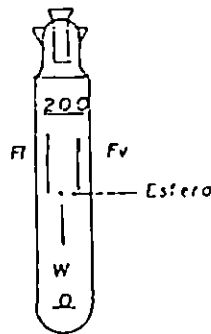


Figura 2.38 "Viscosímetro de esfera"

Según la fig. 2.38, cuando la esfera se mueve con velocidad constante U, un balance de fuerzas da como resultado:

$$W - F_f - F_v = 0$$

Donde : W = Peso de la esfera

F_f = Fuerza de flotación hacia arriba

F_v = Fuerza viscosa que se opone al movimiento

$$W = \rho_e g \pi d^3/6$$

$$F_f = g \pi d^3/6$$

$$F_v = 3 \pi \rho v dU$$

Donde : ρ_e = Densidad de la esfera

d = Diámetro de la esfera

ρ = Densidad del fluido

v = Velocidad cinemática del fluido

U = Velocidad media de la esfera

Sustituyendo resulta:

$$\left(\rho_e g \pi \frac{d^3}{6} \right) - \left(\rho g \pi \frac{d^3}{6} \right) - (3 \pi d \rho v U) = 0$$

$$\therefore U = \frac{g d^2}{18 v} \left(\frac{\rho_e}{\rho} - 1 \right)$$

Esta ecuación es aplicable únicamente a fluidos viscosos, para los cuales una variable adimensional llamada número de Reynolds, está por debajo de cierto valor, donde:

$$\text{Numero de Reynolds, } Re = \frac{\rho U d}{\mu} = \frac{U d}{v}$$

Para este caso analizado el valor límite de Re , es tomado generalmente como 0.2 y por encima de este valor, los errores al aplicar la ecuación llegan a ser significativos.

METODO

Para esta demostración, se usarán dos cilindros claros de cristal, junto a un juego de esferas de acero. Los cilindros deben ser llenados con dos líquidos diferentes. El viscosímetro suministrado con el aparato, consiste en un recipiente, calibrado, con un pequeño tubo en la parte superior del tapón, para insertar las esferas. El viscosímetro se ajusta en la abrazadera del soporte izquierdo del tanque superior. El viscosímetro puede ser usado únicamente con líquidos de viscosidad relativamente alta, para lograr mayor exactitud (o sea para medir tiempos mas largos). Se obtiene con las esferas más pequeñas.

El procedimiento es simplemente llenar el viscosímetro hasta el borde con el líquido, colocar la esfera y cronometrar el descenso de la esfera desde la marca de 200 mm. hasta la marca de cero en el fondo del tubo. La temperatura del fluido debe ser medida y anotada. La velocidad media de caída de la esfera se obtiene como cociente del espacio (200 mm) entre el tiempo de caída.

La densidad de la esfera se toma como 7800 Kg/m³ (Acero)

RESULTADOS

Presión barométrica : _____ mmHg
 Temperatura : _____ °C
 Diámetro de las esferas : _____

FLUIDO	TIEMPO PARA ESFERA	TIEMPO MEDIO	TIEMPO PARA ESFERA	TIEMPO MEDIO	TIEMPO PARA ESFERA	TIEMPO MEDIO
FLUIDO	VISCOSIDAD CINEMATICA (STOKES)		V PROMEDIO		COEFICIENTE DE VISCOSIDAD PROMEDIO	

EXPERIMENTO N° 1.4 : ESTUDIO DE LOS EFECTOS DE LA CAPILARIDAD

OBJETIVOS: - Que el estudiante pueda medir la elevación capilar producida por un líquido, en varios tubos capilares de diferentes diámetros y en platos planos separados a determinada distancia.

INTRODUCCION:

Cuando se consideran las interfases entre líquidos, sólidos y gases, existe una propiedad que puede producir fuerzas, la cual es llamada TENSION SUPERFICIAL

Cuando una interfase líquido/gas está en contacto con una frontera sólida, el borde del líquido se distorsionará hacia arriba o hacia abajo, dependiendo de si el sólido atrae o repele al líquido. Si el líquido es atraído ó "moja" al sólido, éste se moverá hacia arriba en el borde y la tensión superficial causará una pequeña fuerza hacia arriba del cuerpo del líquido. Si el líquido está en un tubo, la fuerza actuará alrededor de la periferia y el líquido puede subir en el tubo una pequeña cantidad, esto es llamado efecto de capilaridad o acción capilar. Las fuerzas implicadas son pequeñas y el efecto necesita ser considerado únicamente en un limitado número de casos especiales.

APARATO :

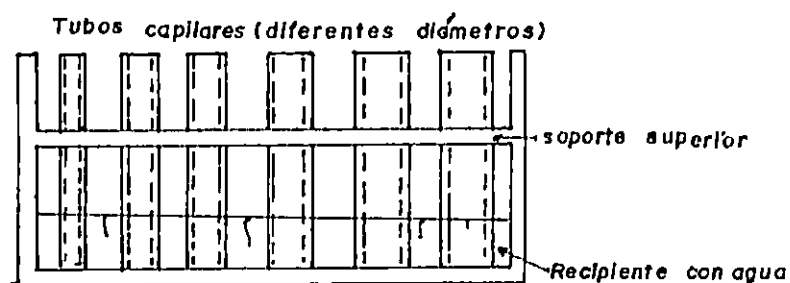


Figura 2.39

Se sabe que cuando el fluido moja las paredes de un tubo capilar de diámetro interno d , se tiene que la altura capilar es $h = 4\sigma/d$

METODO :

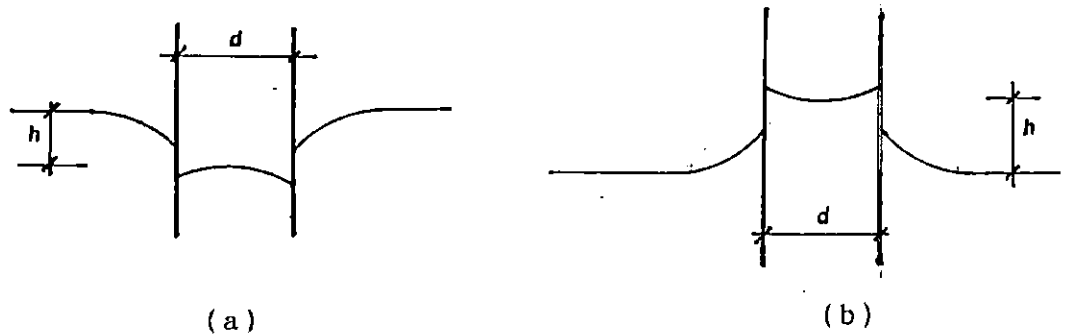


Figura 2.40

a) Se deberá comprobar que los tubos capilares están perfectamente limpios.

b) Se llena el recipiente de agua hasta el nivel del plato de soporte inferior y se insertan los tubos capilares.

c) Se coloca un cartón detrás de los tubos capilares y se marca sobre este la elevación de cada tubo.

d) Con un par de placas de vidrio, se toma la subida capilar de cada tubo y se mide cada una.

RESULTADOS:

Tensión superficial del agua (σ) = 74 Dinás / cm.

Peso específico del agua (γ) = 981.35 Dinás / cm.³

DIAMETRO INTERNO DEL TUBO	ELEVACION CAPILAR MEDIDA (cm)	ELEVACION CAPILAR CALCULADA (cm)
9/64 Pulgadas		
7/64 Pulgadas		
3/32 Pulgadas		
5/64 Pulgadas		
1/16 Pulgadas		
1/32 Pulgadas		
1/64 Pulgadas		

SUGERENCIAS :

-Comentar la diferencia entre la elevación medida y la calculada.

-Investigar sobre los diversos métodos para medir la densidad y viscosidad de los líquidos.

Las fuerzas que permiten el ascenso y descenso capilar en tubos de pequeños diámetros (no mayores de 5mm) y entre placas planas paralelas con pequeñas separaciones entre ellas en contacto con líquidos, reciben el nombre de fuerzas de tensión superficial. Para tubos y placas, las elevaciones capilares puede calcularse como sigue:

$$h_t = \frac{4\sigma}{\rho g d} (L) [8,21] \quad h_p = \frac{2\sigma}{\rho g b} (L) [21]$$

Donde: h_t = Elevación capilar en un tubo

h_p = Elevación capilar en placas

σ = Tensión superficial del líquido

ρ = Densidad del líquido

d = Diámetro del tubo capilar

b = Separación entre placas

GUIA DE LABORATORIO 2.2

MEDICION DE PRESIONES

OBJETIVOS

- Al realizar la práctica de laboratorio el alumno podrá utilizar los diferentes dispositivos empleados para medir presiones, así mismo efectuará la calibración de un manómetro de Bourdon.

INTRODUCCION

La medición de presiones es importante en todas las ramas

de la ingeniería, En la ingeniería civil es de utilidad en el estudio y la práctica de la mecánica de los fluidos y de la hidráulica.

Esta guía de laboratorio tiene como la finalidad primordial mostrar las formas de determinar las presiones que ejercen los fluidos, mediante el uso del banco hidrostático.

PRE-LABORATORIO

- Que el estudiante defina el término presión.
- Que el estudiante defina los diferentes tipos de presión.
- Que el estudiante explique los siguientes dispositivos:
 - Manómetro tipo Bourdon
 - Manómetro simple de tubo en "U"
 - Manómetro de Brazo simple
 - Barómetro de Mercurio
- Que el estudiante enuncie y aplique correctamente la ecuación fundamental de la hidrostática.

MANOMETRIA

Experimento N° 2.1

"Calibración de un manómetro tipo Bourdon"

OBJETIVO:

- Que el estudiante pueda determinar el error en la medición de la presión manométrica y de esta forma, ser capaz de corregir lecturas efectuadas con un manómetro tipo Bourdon.

MATERIAL Y EQUIPO

- Calibrador de peso muerto
- Un manómetro tipo Bourdon (fig. 2.41)
- Cinco pesas de 1 Kg. c/u

DESCRIPCION

El manómetro de Bourdon mide los cambios en la presión en relación con la presión atmosférica y que sean mayores a los 10

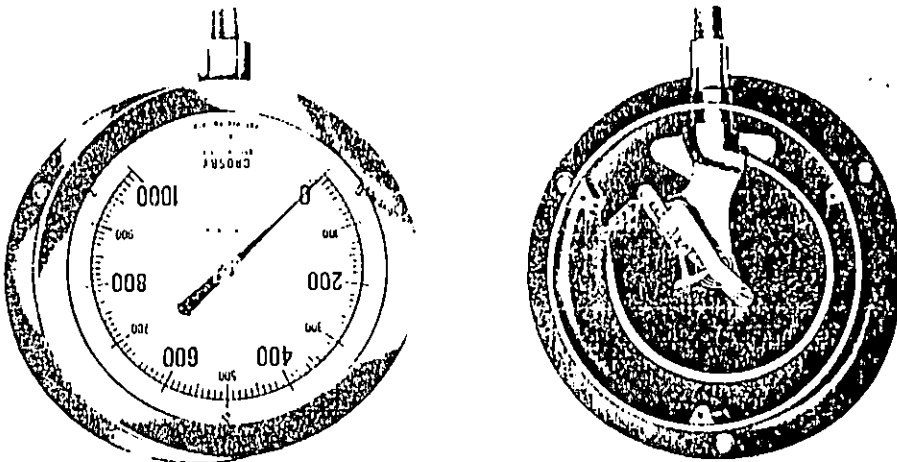
fluido incompresible.

del cuerpo hasta el manómetro a ser calibrado, por medio de un presión dentro del cilindro. La presión se transmite a través encaja. Sobre el pistón se coloca un peso conocido, para generar que puede moverse verticalmente dentro de un cilindro en el cual El calibrador de peso muerto consiste en un pistón libre.

agua para transmitir la presión.
 conocida en un calibrador de peso muerto, utilizando aceite o Bourdon, el procedimiento usual es cargarlo con una presión de cuando se desea revisar la presión de un manómetro de y las dimensiones del tubo de Bourdon.

Bourdon. La sensibilidad del manómetro depende de los materiales proporcional a la presión generada en el interior del tubo de alrededor de una escala graduada. El movimiento de la aguja es extremo libre opere un sistema mecánico el cual mueve una aguja presión, el tubo tiende a estirarse, este movimiento hace que el hasta el otro extremo, el cual está sellado. Al generarse sus lados terminales por donde la presión entra y se transmite sección transversal oval. Es sostenido rigidamente por uno de un arco circular de unos 270° y tiene una pared delgada de su carátula transparente. El tubo de Bourdon tiene la forma de El mecanismo del manómetro puede ser observados a través de

Figura 2.41



etc) .

(abastecimiento de agua potable, conducción gases en tuberías, PSI, es muy usado en la práctica de la ingeniería

Procedimiento

1. Se retira el pistón de la unidad
2. Se llena el cilindro con agua, teniendo cuidado de remover el aire atrapado. Esto se puede hacer dando pequeños golpes al dispositivo, al mismo tiempo que se le inclina. Si la cantidad de aire atrapado es mínima, no influirá en el experimento.
3. Se llena con agua y se inserta el pistón en el cilindro. Debe tenerse cuidado de que el agua en exceso y el aire atrapado salgan a través del agujero de la parte superior a un lado del cilindro y se permite que el cilindro se asiente. Se verifica su verticalidad.
4. Se colocan sobre el pistón las pesas una a una hasta un peso máximo de 5.2 Kgs. produciendo así, un incremento de presión. Se anotan la lectura del manómetro y el peso sobre el pistón.

Durante el proceso se debe prevenir que el pistón se pegue al cilindro. Esto se hace rotando el pistón en sentido horario y antihorario mientras marca la presión; se debe verificar en cada medición que el calibrador esté perfectamente nivelado, para mantener el cilindro perpendicular al plano base.[21]

Resultados

Para el banco presentado aquí como ejemplo, la presión hidrostática presente (p) en el sistema debido a la masa de M Kg (incluyendo la masa de pistón), aplicada al pistón está dada por:

$$P_{\text{real}} = \frac{M \times 9.81}{A} \times 10^{-3} \text{ (KN/mt}^2\text{)}$$

Donde:

M = Masa de las pesas + masa del pistón

A = Area del pistón en m^2

El error en la lectura del manómetro se podrá calcular haciendo uso de la siguiente tabla:

MASA AGREGADA (Kgr)	LECTURA DEL MANOMETRO K/m ²	PRESTION REAL KN/m ²	ERROR DEL MANOMETRO KN/M ²

Donde:

Error manómetro = Presión real - lectura de presión del manómetro
Experimento N° 2.2

"Manómetro simple en U"

OBJETIVOS:

Determinar la presión manométrica en un punto y compararlo con la obtenida por medio del manómetro de Bourdon.

MATERIAL Y EQUIPO

- Manómetro simple de tubo o en U
- Manómetro de Bourdon
- Agua, aceite de diferentes tipos y otros fluidos
- Mercurio (fluido manométrico)
- Regla graduada.

DESCRIPCION

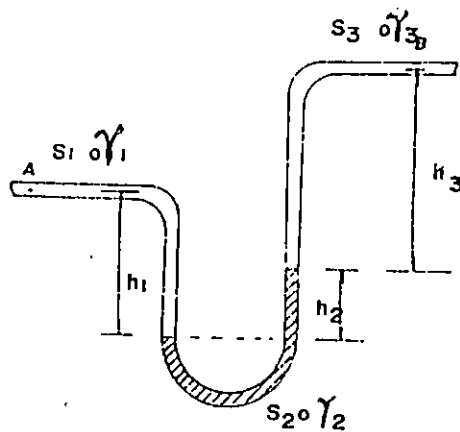


Figura 2.42

El manómetro de la figura es un modelo diferencial en "U". Es utilizado para medir la diferencia de presión entre dos puntos dentro de un sistema formado por uno o dos fluidos de trabajo (γ_1 y γ_2) y un fluido manométrico (γ_m).

Para determinar la diferencia de presiones entre dos puntos se utilizará la ecuación manométrica fundamental. Esta expresión tendrá una incógnita para el caso de un manómetro simple o dará una diferencia en presiones para un manómetro diferencial. En forma general la ecuación es:

$$p_0 - (Y_1 - Y_0) \gamma_0 - (Y_2 - Y_1) \gamma_1 - (Y_3 - Y_2) \gamma_2 - (Y_4 - Y_3) \gamma_3 \dots (Y_n - Y_{n-1}) \gamma_n = p_n$$

Donde:

p_0 y p_n = Presión en los puntos de interés

$Y_0, Y_1, Y_2, Y_3 \dots Y_n$ = Alturas de los fluidos respecto a un punto de referencia

$\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3 \dots \gamma_n$ = Fluidos utilizados

Para el manómetro de la figura 2.42 se tiene:

$$h_A - h_B = -h_1 S_1 + h_2 S_2 + h_3 S_3 \quad (\text{Expresión en longitud de columna de agua})$$

$$\text{o} \quad p_A - p_B = -h_1 \gamma_1 + h_2 \gamma_2 + h_3 \gamma_3$$

Procedimiento

1. Se llena el tubo en "U" con los fluidos a utilizar, sin dejar burbujas de aire.
2. Se mide con la regla graduada las diferencias de altura entre puntos máximos, puntos mínimos y meniscos (cambios de líquido).

3. Se plantea la ecuación manométrica, utilizando datos de densidad de cada fluido y las diferencias de alturas del numeral 2.

Experimento N° 2.3

"Medidas de presiones por medio de Manómetro Bourdon comparada con las del manómetro diferencial en "U" "

OBJETIVOS:

El alumno efectuará una comparación entre la presión ejercida por la columna de mercurio en un manómetro diferencial y la proporcionada por el manómetro de Bourdon.

Procedimiento para el banco presentado como ejemplo:

- 1.- Se llena el manómetro diferencial, teniendo cuidado de remover las burbujas de aire.
- 2.- Con los dispositivos de suministro de fluido a presión conectados, se abren las válvulas y la ventilación del reservorio, para asegurar una presión igual a cero en el aire del tanque. Luego se cierra la ventilación. Se verifica que los niveles del manómetro diferencial sean iguales.
- 3.- Se aplica presión al sistema mediante una bomba de aire hasta obtener una lectura de 1 PSI. Se anota la lectura de la diferencia de alturas en el manómetro diferencial y se repite el procedimiento hasta alcanzar 6 PSI, puede hacerse con intervalos de 1 PSI. Las lecturas de presión serán efectuadas en el manómetro Bourdon, en la escala correspondiente a PSI.
- 4.- Se calcula la presión mediante la diferencia de altura, para cada incremento de presión, en PSI.
- 5.- Se comparan resultados utilizando la siguiente tabla:

LECTURA	MANOMETRO DE BOURDON (PSI)	MANOMETRO DIFERENCIAL (PSI)	DIFERENCIA DE LECTURA
1			
2			
3			
4			
5			
6			

Debe hacerse notar que al inicio un manómetro, en que se utilice agua-mercurio dará lectura negativas (la columna de la izquierda es mayor que la de la derecha). Esto se tendrá hasta que la presión del aire en el reservorio supere la presión negativa debida a la columna de agua en los tubos de conexión.

Preguntas:

- ¿Es significativa la diferencia de lecturas?
- ¿A que atribuye dicha diferencia?
- ¿Cual dispositivo considera más exacto en la medición de presiones?

Experimento N° 2.4

"Manómetro de un brazo"

OBJETIVO:

Utilizar el manómetro de "brazo simple", para la medición de presiones pequeñas.

Descripción

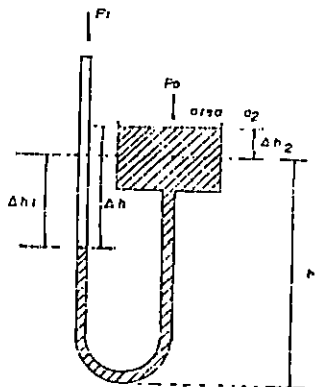


Figura 2.43

El manómetro de la figura posee, a la derecha, una rama de diferente sección transversal. Partiendo de que las áreas diferentes no afectan las presiones en las columnas, para el caso mostrado (un manómetro líquido-aire), la ecuación fundamental de la hidrostática, aún es aplicable. El punto significativo es que las columnas se mueven a distancias diferentes a partir del nivel de referencia h_0 . El volumen del líquido desplazado es el mismo para cada columna, por lo que:

$$\Delta h_1 a_1 = \Delta h_2 a_2$$

$$\Delta h_2 = \Delta h_1 \frac{a_1}{a_2}$$

$$\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2$$

$$h = h_1 \left(1 + \frac{a_1}{a_2} \right)$$

La expresión anterior, es una forma común de leer directamente un manómetro de "brazo simple". Esta ecuación puede ser usada para definir una escala para el brazo estrecho, el cual está calibrado para leer directamente Δh del nivel en esa rama. Alternativamente Δh_1 , puede ser medida aplicando una pequeña corrección, usando la ecuación anterior para obtener Δh o si a_2 se hace suficientemente grande, la medida puede ser tomada como una lectura directa de Δh , sin introducir errores significativos.

Procedimiento

El experimento será realizado por dos métodos.

Cuando sea requerido determinar el nivel en el reservorio, puede ser usado el medidor de gancho y la perilla de graduación en la parte superior.

El gancho debe ser observado desde abajo, cuando se hace coincidir la punta con la superficie del líquido.

- 1.- Comparación con un manómetro de agua de tubo en "U"
Los valores de h obtenidos de sumar Δh_1 y Δh_2 (medidos

directamente del dispositivo) mostrados en la figura 2.43, pueden ser comparados con los obtenidos para el manómetro de agua de tubo en "U", para un rango de presiones aplicados presurizando el tanque reservorio.

2.- Desplazamiento en cada brazo.

En el ejemplo de banco hidrostático disponible (Fig. 2.46), la relación de las secciones transversales de los brazos, es aproximadamente de 16, por lo que los desplazamientos de las columnas deben ser en esta relación. La relación efectiva debe ser comprobada, comparando los desplazamientos en cada rama para un rango de presiones.

Tabla para cálculo de resultados

MANOMETRO AIRE/AGUA h (mm)	MANOMETRO DE BRAZO SIMPLE	
	h ₁ (mm)	h ₂ (mm)

PREGUNTAS Y TAREAS SUGERIDAS PARA EL ESTUDIANTE

- Calcular un factor de corrección para usar la unidad como un manómetro de un solo brazo .
- ¿Qué error resultaría si el desplazamiento del brazo de área menor fuera usado como medida directa Δh ?

- Calcular la diferencia de presión $p_1 - p_0$, con Δh calculado por los dos métodos .

$$p_1 - p_0 = \gamma \quad g \quad \Delta h$$

- ¿Son diferente los resultados obtenidos?.
A qué lo atribuye?.

Experimento N° 2.5

"Barómetro de Mercurio"

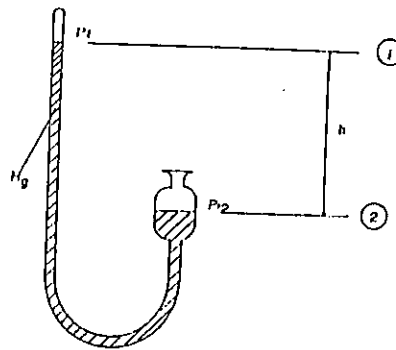


Figura 2.44

El barómetro de mercurio provee un medio para medir presiones absolutas, usando una columna de mercurio. El espacio arriba del mercurio contiene vapor de mercurio. Si la presión de vapor de mercurio h_v , esta dada en las mismas unidades que h , entonces la presión barométrica, del lugar donde se encuentre, sera: -

$$h_2 = h + h_v \quad [1]$$

Aún cuando h_v , es en función de la temperatura, es muy pequeña a temperaturas atmosféricas usuales. Por lo que podrá considerarse que la presión barométrica es igual h .[1]

Si el tope de la columna está a una distancia h sobre la superficie libre en el plano 2, la presión en el plano está dada por la ecuación:

$$P_2 = P_1 + \rho_{Hg} g h$$

donde p_2 = presión absoluta
 p_1 = presión barométrica
 ρ_{Hg} = densidad del mercurio

En este caso $p_1 = 0$ (dentro del tubo) por lo que, la altura h , es medida de la presión absoluta en el plano 2. La única presión actuando sobre la superficie libre es la presión atmosférica.

La presión atmosférica varía en cada instante, pero un valor típico (standard) da una altura de columna de mercurio 760 mm, para la llamada atmósfera standard, en condiciones normales 0°C y a nivel del mar.

Los datos para la presión absoluta podrán ser léidos directamente del barómetro, en unidades de pulgadas de mercurio.

GUIA DE LABORATORIO 2.3

FUERZAS SOBRE UNA SUPERFICIE PLANA. CENTRO DE PRESION

OBJETIVO:

- Que el estudiante pueda determinar la fuerza producida por el agua sobre una superficie plana.
- Que el estudiante pueda determinar la posición del centro de presión sobre la cara de un toroide.

INTRODUCCION

El principal objetivo de este laboratorio es determinar la fuerza sobre una superficie plana, calculada a partir del área y la presión promedio actuando sobre ella. Su ubicación es en un punto llamado centro de presión, el cual generalmente no coincide con el centroide del área.

La ley de Arquímedes se usa para determinar la fuerza en los cuerpos sumergidos en líquidos, pero hay casos en que esta ley no se puede aplicar, como en el cálculo de las cargas en la

pared de una presa, donde la presión varía sobre la superficie, teniendo que sumar las fuerzas de presión para calcular la carga total.

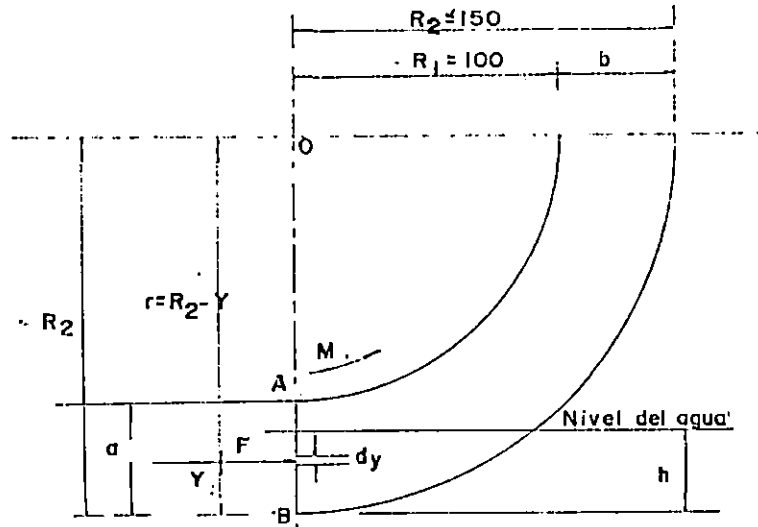


Figura 2.45 SEGMENTO TOROIDAL

Considerese las fuerzas de presión actuando sobre la superficie plana A-B del extremo del segmento de la figura 2.45. El segmento está sumergido en el líquido de densidad ρ a una profundidad h , siendo h menor que la altura a de la superficie del extremo.

La presión " p " a la altura " Y " viene dada por:

$$p = \rho g (h - y) (a)$$

Que define a una fuerza $F = pb \, dy = g(h-y)b \, dy$ según la figura 2.45.

Donde: b = Ancho perpendicular al plano del dibujo

ρ = Densidad del líquido

g = Gravedad

$(h-y)$ = Distancia desde la superficie libre del líquido al centroide del área elemental considerada.

R_2 = Radio mayor externo del toroide, con centro en O

y = Altura, del borde inferior de la superficie al punto analizado.

Si el ancho de la superficie es b , el momento dM alrededor de "O" producido por la presión, actuando en una franja

elemental de altura "dy" viene dada por:

$$dM = (R_2 - Y) \rho g (h - Y) b dy \quad (b)$$

El momento total "M" producido por la presión del líquido en la superficie, es obtenido por integración.

$$M = \rho g b \int_a^k (R_2 - Y) (h - Y) dy \quad (c)$$

k es el límite superior de integración igual a "h", si $h < a$, o igual a "a", si $h > a$ (los momentos son producidos únicamente por fuerzas en la superficie plana).

Desarrollando los términos, integrando e insertando límites, se obtienen los siguientes resultados.

Para $h < a$:

$$M' = \rho g b \left(\frac{R_2}{2} h^2 - \frac{h^3}{6} \right) \quad (d)$$

Para $h > a$:

$$M' = \rho g b \left[h \left(R_2 a - \frac{a^2}{2} \right) - \frac{R_2}{2} a^2 + \frac{a^3}{3} \right] \quad (e)$$

Considerando la fuerza total "F" actuando perpendicularmente sobre la superficie, una ecuación similar a (c), sin el factor $(R_2 - Y)$. Los resultados de la integración son:

Para $h < a$:

$$F = \rho g b \frac{h^2}{2}$$

Para $h > a$:

$$F = \rho g b a \left(h - \frac{a}{2} \right)$$

Para determinar el centro de presión, se necesita conocer la posición del punto a través del cual puede considerarse que actúa la fuerza para producir el mismo momento alrededor de "O". el radio de este punto se define como:

$$\bar{r} = \frac{M'}{F}$$

Al realizar esta operación para los dos casos se tiene

Para $h < a$:

$$R = R_2 - h/3$$

Para $h > a$:

$$R = R_2 - \frac{ha}{2(h-a/2)} + \frac{a^2}{3(h-a/2)}$$

o mediante arreglo algebraico:

$$R = R_2 - \frac{a}{2} + \frac{a^2}{12(h-a/2)}$$

La primera ecuación muestra que para una superficie plana, de ancho horizontal constante parcialmente sumergida, la posición del centro de presión siempre está a $h/3$ del borde inferior o del fondo como en este ejemplo, sin que intervenga la longitud vertical "a" de la superficie.

El segundo caso muestra que para una superficie plana totalmente sumergida, la posición del centro de presión depende de la profundidad de inmersión (h) y del tamaño (a) de la longitud vertical de la superficie.

Experimento N° 3.1

"Determinación de la fuerza que ejerce un fluido sobre una superficie plana sumergida y su punto de aplicación"

EQUIPO UTILIZADO

- Segmento toroidal plástico.
- Balanza adaptada al tanque superior.

- Medidor de gancho para medir la profundidad de inmersión del segmento.

Procedimiento

- a.- Se monta el equipo toroidal en el banco hidrostático.
- b.- Se monta el gancho para colgar las pesas.
- c.- Se equilibra el depósito toroidal agregando agua al depósito de contrapeso.
- d.- Se añaden 50 gramos al colgador y se permite la entrada del agua hasta que la balanza se equilibre de nuevo, luego se mide el nuevo nivel del agua, anotando, y además se mide el peso colocado en el depósito.
- e.- Se repite el paso anterior con incrementos de 50 gramos, hasta agotar las pesas existentes.

TAREAS SUGERIDAS PARA EL ESTUDIANTE

- Con los datos proporcionados en la tabla, dibujar un gráfico de momento aplicado contra momento calculado.
- Dibujar el gráfico de M' contra $h < a$.
- Dibujar el gráfico de M' contra h medido $h > a$.
- Comentar los resultados obtenidos.

RESULTADOS

Note que para el aparato usado :

$$a = 50 \text{ mm}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$R_2 = 150 \text{ mm}$$

VALORES TEORICOS
 CALCULADOS A PARTIR
 DE UN h EXPERIMENTAL

CARGA \overline{W} (μm)	MOMENTO M (N-mt)	PROPUNDIDAD h (mm)	MOMENTO M' (N-mt)	FUERZA F (N)	CENTRO DE PRESION y_{P1} (mm)	CENTRO DE PRESION y_{P2}

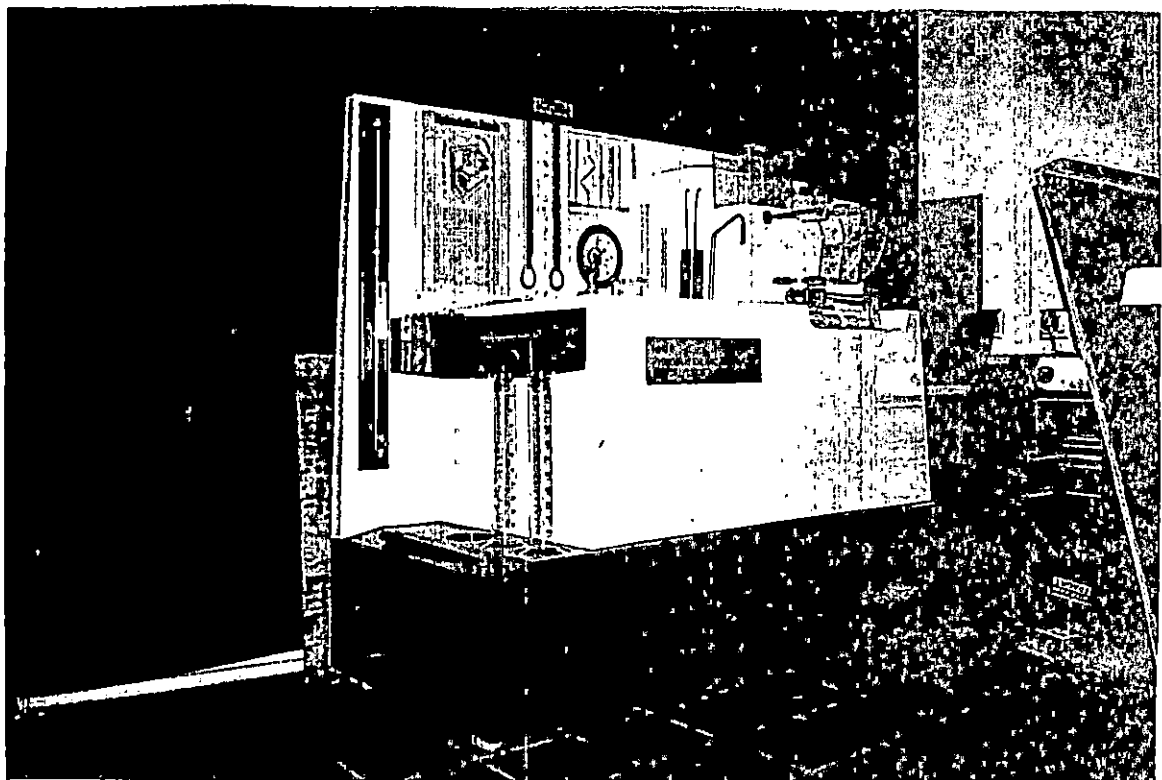


Figura 2.46 (a) BANCO HIDROSTATICO

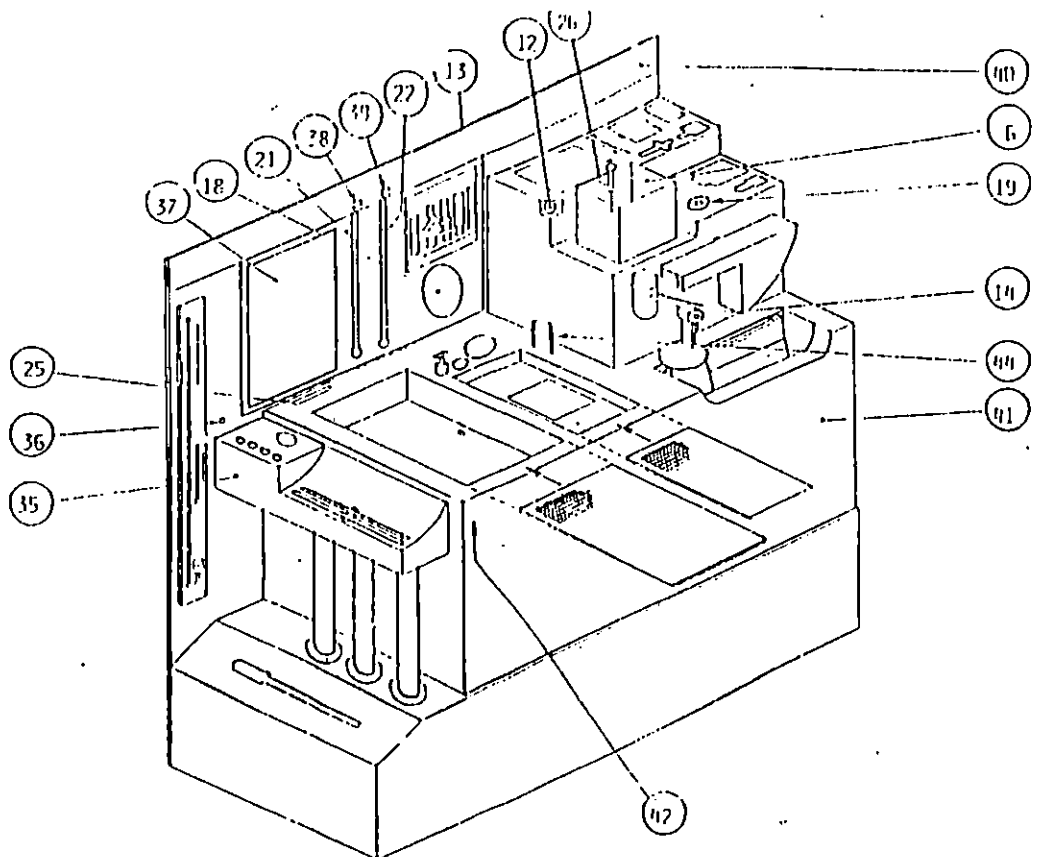
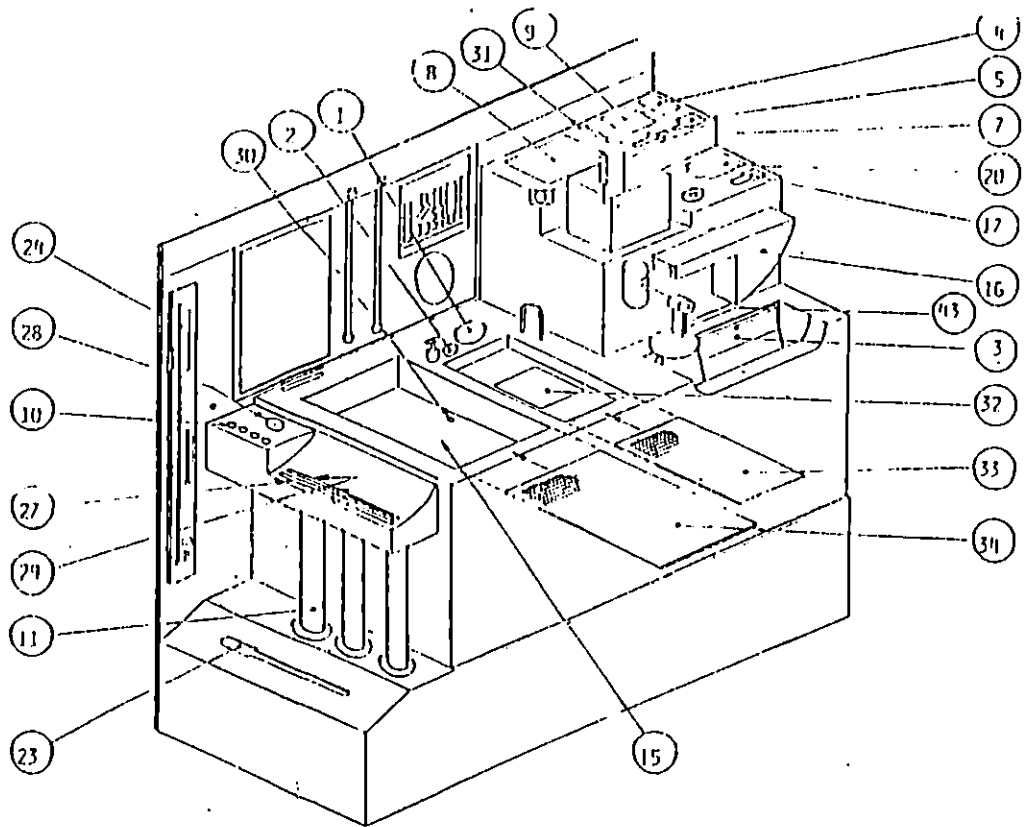


Figura 2.46 (b) BANCO HIDROSTATICO

2.11 PROBLEMAS

Se proponen sesiones de discusión de problemas, para el capítulo dos, las cuales podrán ser desarrolladas en una sesión semanal de dos horas de duración o dividir el grupo de clase en dos grupos de discusión de problemas para una semana.

GUIA DE DISCUSION DE PROBLEMAS 2.1

OBJETIVOS:

- Que el estudiante efectúe una aplicación práctica de los conocimientos adquiridos sobre las propiedades de los fluidos.
- Que el estudiante pueda resolver problemas reales utilizando los valores de las propiedades de los fluidos utilizados.
- Que el estudiante sea capaz de combinar el uso de fórmulas y tablas para resolver problemas prácticos sobre las propiedades de los fluidos.

PROBLEMAS : [1,2]

1. Cuando se usan pesas de básculas estándar y una balanza, se encuentra que un cuerpo es equivalente en la atracción de la gravedad a dos de las pesas de la báscula de 1 Lb. en una localidad donde : $g = 31.5 \text{ pie/seg}^2$
¿Cuanto pesaría el cuerpo en una balanza de resorte correctamente calibrada (al nivel del mar) en esta localidad?

2. El peso de una bolsa de harina es de 20 N al nivel del mar. Denota esto una fuerza o la masa de la harina, ¿Cuál es la masa de la harina en kilogramos?. ¿Cuál es la masa y el peso de la harina en una localidad donde la aceleración gravitacional es una séptima parte del estándar en la tierra?

3. Un esfuerzo cortante de 4 dina/cm^2 causa una deformación angular de 1 rad/seg. a un fluido Newtoniano.
Cual es la viscosidad en centipoises

4. Determinar la viscosidad del fluido entre el eje y la camisa de la siguiente figura.

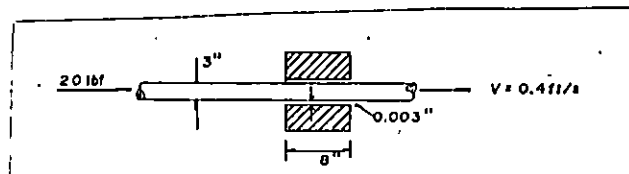


Figura 2.47

5. Un cilindro de 1 pulgada de diámetro y de 12 pulgadas de largo cae, debido a su propio peso, a una velocidad de 0.5 pie/seg. dentro de un tubo de diámetro ligeramente mayor. Existe una película de aceite de recino, de espesor constante, entre el cilindro y el tubo. Determinar el espacio libre entre el tubo y el cilindro. La temperatura es de 100 °F. La densidad relativa del acero es de 7.85

6. Un fluido tiene densidad relativa de 0.83 y viscosidad de 4 Stokes. ¿Cuál es su viscosidad en unidades USC y SI?

7. ¿Cuál es el módulo elástico a la compresión de un líquido que tiene un aumento de densidad de 0.02 % para un aumento de presión de 1000 Lbs./pie²? Y para un aumento de presión de 60 Kpa?

8. ¿Qué diámetro de tubo de vidrio se requiere si los efectos capilares sobre el agua en el interior no deben exceder de 0.05 mm?

9. Cuando dos placas de vidrio húmedas se mantienen juntas, al sumergirlas en agua se observa que el agua asciende hasta una altura h dentro el espacio entre las dos placas. (Ver Figura 2.48). Demostrar que la altura h está relacionada con la distancia d entre las placas por la fórmula $h = \frac{2\sigma \cos \phi}{\rho g d}$,

donde σ es la tensión superficial, ρ la densidad y ϕ el ángulo de contacto.

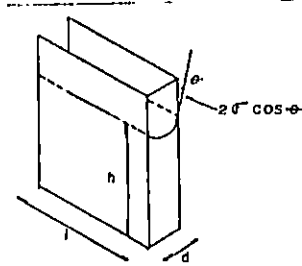


Figura 2.48

10. ¿Cuál es el diámetro mínimo que debe tener un barómetro de mercurio si la corrección de la altura de la columna debida a la capilaridad no debe exceder de 0.5 mmHg ($\sigma = 0.465$ N/m, $\alpha = 140^\circ$, $\rho = 13.6$ gr/cm³)?

GUIA DE DISCUSION DE PROBLEMAS 2.2

OBJETIVOS

- Que el estudiante pueda resolver una gama de problemas que pongan en práctica los conocimientos adquiridos en el estudio de la Estática de los Fluidos.
- Que al finalizar la guía, el alumno pueda resolver problemas referentes a:
 - i) Valores de presión hidrostática ejercida en diversos puntos de uno o más fluidos contenidos en un recipiente, mediante la aplicación de la ecuación fundamental de la hidrostática.
 - ii) Aplicación del principio de Pascal y del principio de Arquímedes.

Problemas:

1. El recipiente de la figura 2.49 contiene tres líquidos inmiscibles a una temperatura de 20°C . Se desea saber el valor de la presión hidrostática y absoluta en los puntos P_1 , P_2 y P_3 .

a) Si el recipiente tiene tapadera superior, hermética y ajustada para que no haya presión sobre el líquido superior.

b) Si está abierto a presión atmosférica ($10.33 \text{ m H}_2\text{O}$.)

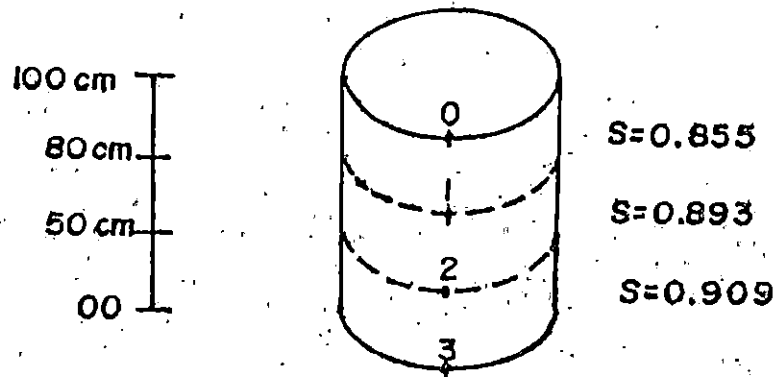


Figura 2.49

2. Un barómetro de mercurio fué utilizado para medir la presión atmosférica en la misma ciudad pero en dos días diferentes. En ambos días la lectura de presión fue 29.5 pulgadas de mercurio, pero las temperaturas ambientales resultaron 70 y 95°F , respectivamente. Determine las presiones atmosféricas reales en los dos días, en Lbf/pie^2 , y la diferencia entre ellas en PSI.

3. Determinar la presión manométrica en PSI en el punto "a" de la figura 2.50; si el líquido manométrico tiene una densidad relativa de 0.75 y el del tanque 1.20. El líquido en el punto "a" es agua y el tanque está descubierto a la presión atmosférica.

4. Un manómetro de depósito se calibra para ser utilizado con un fluido con densidad relativa 0.827. El diámetro del depósito es 5/8 pulgadas y el diámetro del tubo vertical es 3/16 pulgadas. Calcule la distancia necesaria entre dos marcas consecutivas de la escala vertical, que correspondan a una diferencia de presión de 1 pulgada.

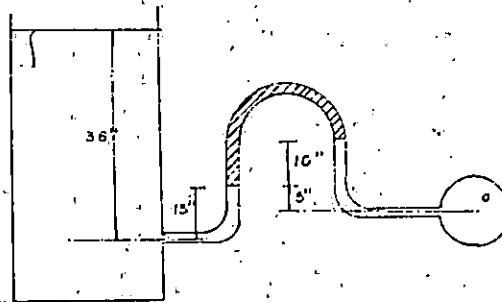


Figura 2.50

5. El sistema aire-aceite-agua de la figura 2.51 está a 20°C. Sabiendo que el manómetro A marca 15 Lbf/plg² de presión absoluta; y el B señala 1.25 Lbf/plg² menos que el C. Calcular:

- El peso específico del aceite en libras-fuerza por pie cúbico.
- La lectura del manómetro C en libras-fuerza por pulgada cuadrada de presión absoluta.

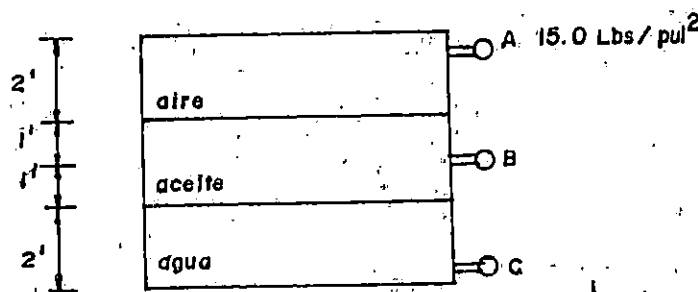


Figura 2.51

6. El sistema de la figura N°2.52 está a 20°C. Si la presión atmosférica es 101.330 Pa y la presión en el fondo es 237 KPa. Cual es el peso específico del fluido X.

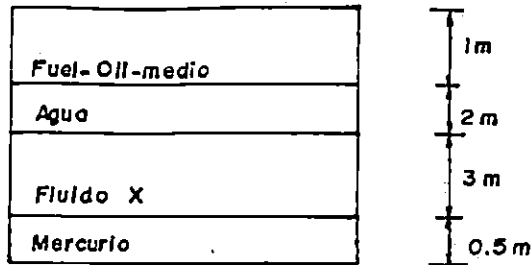


Figura 2.52

7. El sistema de la figura está a 20°C. Calcular la presión absoluta en el punto A en libras-fuerza por pie cuadrado.

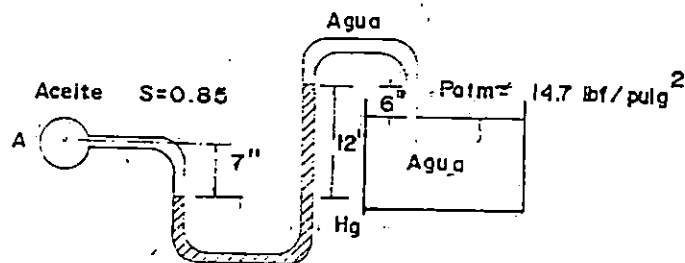


Figura 2.53

8. Calcular la presión en el recipiente de agua de la figura. Es mayor o menor que la atmosférica.

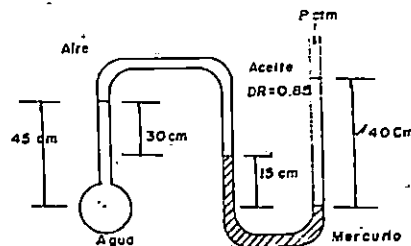


Figura 2.54

9. a) ¿Cuál es, en centímetros, la altura h del nivel de aceite de la figura 2.55. Ambos tubos están abiertos a la atmósfera?.

b) Repetir el problema para el caso en que el fluido de la izquierda es mercurio en vez de agua.

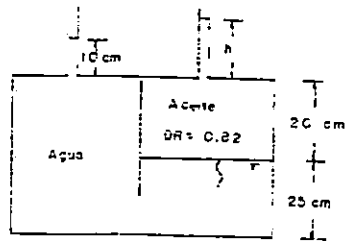


Figura 2.55

10.- En la figura el área del fondo es de 5.2 m^2 y la profundidad del agua es de 4.5 m . Determine la magnitud, dirección y situación de la fuerza hidrostática resultante.

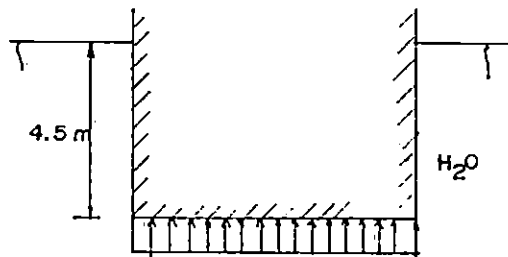


Figura 2.56

11.- En una compuerta vertical de esclusa de 2 metros de ancho, el nivel del agua está a 3 m del fondo en un lado y 1.5 m en el otro lado.Cuál es la fuerza hidrostática resultante sobre la compuerta y cuál es su ubicación.

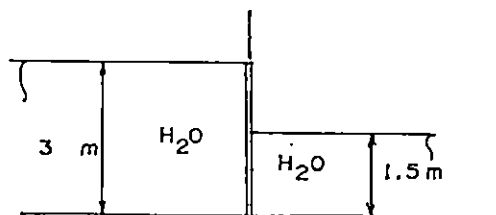


Figura 2.57

12.- Calcular la magnitud y la localización de la fuerza resultante debida al agua, sobre el tapón de túnel de la figura.

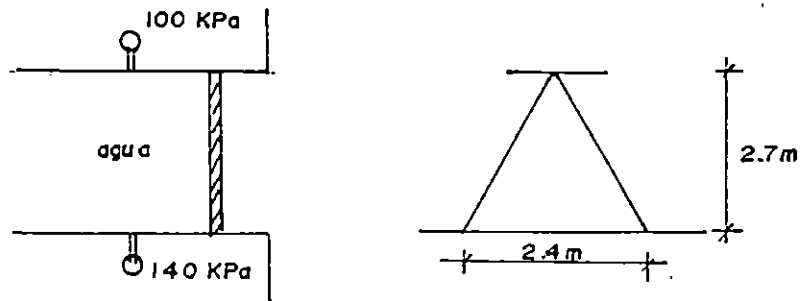


Figura 2.58

13.- Calcular la magnitud, dirección y localización de la fuerza del agua sobre un lado del área mostrada en la figura localizada en un plano vertical.

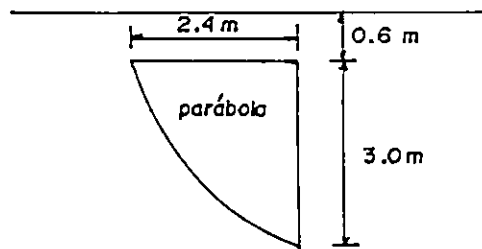


Figura 2.59

14.- Una compuerta rectangular de 4 m x 4 m está colocada en un plano formando un ángulo de 45° con la superficie del agua. El centroide de la compuerta está situado a 12 m por debajo de la superficie del agua, como se muestra en la figura. Localice la fuerza resultante.

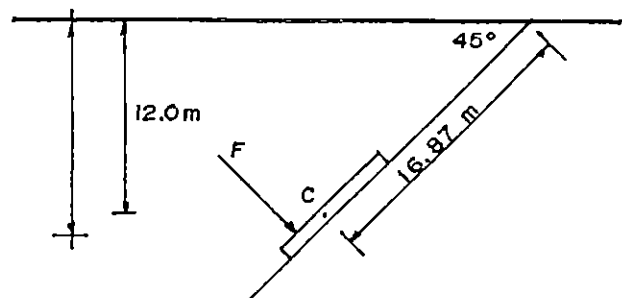


Figura 2.60

15.- La figura muestra una compuerta que tiene la forma de un cuarto de cilindro, de 2 m de ancho. Determinar:

- a) La fuerza horizontal de la presión que actúa sobre la compuerta radial y su línea de acción.
- b) La fuerza vertical y su línea de acción.
- c) La fuerza resultante.

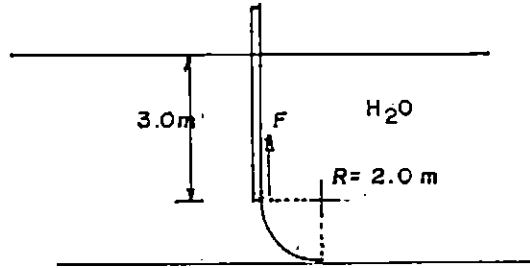


Figura 2.61

16.- La presa de la figura tiene forma de cuarto de círculo y 50 metros de ancho. Determinar las componentes vertical y horizontal de la fuerza hidrostática en el punto CP donde parece aplicarse la resultante [12].

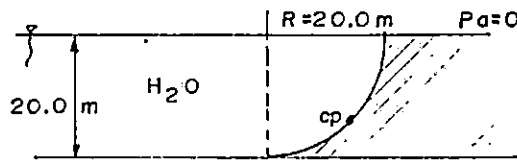


Figura 2.62

17.- Calcular las componentes horizontal y vertical de la fuerza hidrostática que se ejerce sobre la pared cilíndrica del fondo del depósito de agua de la figura.

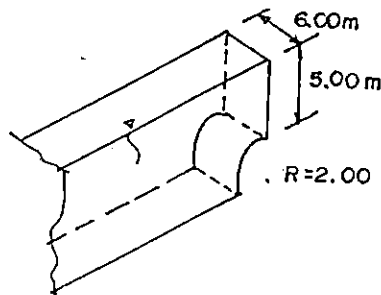


Figura 2.63

- 18.- La compuerta AB tiene forma de cuarto de circunferencia, tiene una charnela en B y se apoya en A sobre una pared lisa. Calcular las reacciones en los puntos A y B ($\gamma_{\text{agua salada}} = 64.0 \text{ Lbf/pie}^3$).

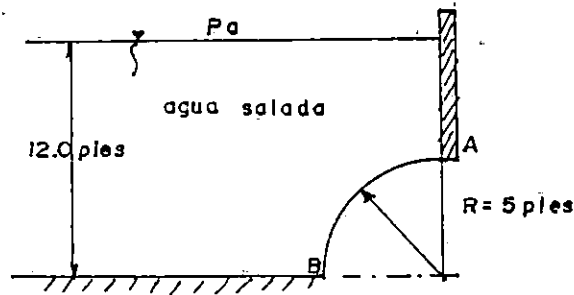


Figura 2.64

- 19.- La compuerta AB de la figura de 10.0 m de ancho, tiene forma parabólica y está abisagrada en B. Calcular la fuerza F necesaria para mantenerla en equilibrio, despreciar la presión atmosférica.

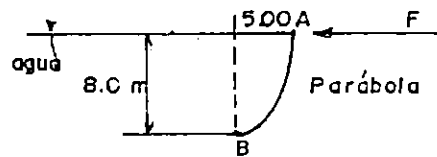


Figura 2.65

- 20.- Un objeto pesa 30 Kg. en el aire y 19 Kg. en el agua. Determinar su volumen y su densidad relativa.
- 21.- Un cuerpo pesa 30 Kg. en el aire y 19 Kg. sumergido en aceite de densidad relativa 0.75. Determinar su volumen y densidad relativa.
- 22.- Cual será el calado de una barcaza rectangular de 8 mts. por 10 mts. si su peso es de 200 Kg..
- 23.- El calado de una barcaza es de 0.5 m y su forma es rectangular, de 6 x 10 m.. Encontrar su peso.

2.12 TEMAS PROPUESTOS

2.12.1 FUERZA HIDROSTATICAS EN FLUIDOS ESTRATIFICADOS [12]

CAPITULO TRES

DINAMICA DE LOS FLUIDOS. ANALISIS DIMENSIONAL Y SEMEJANZA HIDRAULICA. EFECTOS DE LA VISCOSIDAD Y RESISTENCIA AL FLUJO. TURBOMAQUINARIA.

3.1 INTRODUCCION

En el capítulo que se presenta a continuación se finaliza con los temas propuesto en el anteproyecto, siendo éstos dinámica de los fluidos, análisis dimensional, semejanza hidráulica, efecto de la viscosidad, resistencia al flujo y turbomaquinaria.

En los temas mencionados se ha tratado de resumir y proporcionar al estudiante, lo que a nuestro criterio, es de mayor importancia para el proceso de aprendizaje, aunque es recomendable que también se investigue en otros textos que no están mencionados en este documento.

El capítulo se ha estructurado de tal manera que se conozcan las definiciones y las ecuaciones fundamentales, utilizando para eso las figuras necesarias; luego se dan ejemplos de aplicación sobre los temas tratados.

Con el objeto de reforzar el proceso teórico de enseñanza, se han propuesto prácticas de laboratorio sobre algunos de los temas tratados que son factibles de experimentación, las cuales el profesor deberá realizar durante el proceso de desarrollo de los temas afines.

Luego, para aplicar los conocimientos adquiridos, se proporcionan guías de discusión de problemas.

3.2 OBJETIVOS

El capítulo tres tiene como objetivos, dotar al estudiante la capacidad de:

- a) Ofrecer y aplicar definiciones básicas relacionadas con los temas:
 - i) Dinámica de los fluidos
 - ii) Análisis dimensional
 - iii) Semejanza hidráulica
 - iv) Efectos de la viscosidad
 - v) Resistencia al flujo
 - vi) Turbomaquinaria
- b) Dar ejemplos de los diferentes tipos de flujo
- c) Usar la ecuación de continuidad en la resolución de problemas numéricos o conceptuales que involucren el caudal, la velocidad y el área de la sección transversal analizada.
- d) Usar la ecuación de Bernoulli, Euler y demás relacionadas con la dinámica de los fluidos.
- e) Explicar cómo la viscosidad influye en el movimiento de los fluidos.
- f) Determinar y aplicar, en la resolución de problemas, parámetros o datos obtenidos a través del análisis dimensional y la semejanza hidráulica.

3.3 DINAMICA DE LOS FLUIDOS

La dinámica de los fluidos, es la rama de la mecánica de los fluidos que estudia a los fluidos en movimiento.

3.3.1 CONCEPTO Y CLASIFICACION DE FLUJO [1,2,7]

- a) Flujo de fluido: Al movimiento de un fluido se le llama flujo.

b)

Clasificación de Flujo de Fluido

- i) Flujo Ideal: El valor de la viscosidad es cero. Este tipo de flujo no existe en la realidad.
- ii) Flujo Real: El efecto de la viscosidad en el movimiento de las partículas del fluido, determina el grado de fricción interna dentro de éste. La fricción interna está asociada con la resistencia que presentan dos capas de fluidos a moverse una respecto a la otra.
- iii) Flujo Compresible e Incompresible: Los flujos donde las variaciones de densidad son insignificantes se denominan incompresibles; cuando las variaciones de densidad dentro de los flujos no se pueden despreciar, se llaman compresibles. Estos calificativos se aplican también a los respectivos fluidos.
- iv) Flujo Laminar y Turbulento: La estructura del flujo laminar se caracteriza por el movimiento de láminas o capas, que se deslizan suavemente una sobre otra. El flujo laminar está regido por la ley de viscosidad de Newton.

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad \text{Ec. 3.1 [1]}$$

El efecto de la viscosidad amortigua las tendencias a la turbulencia. El flujo laminar se vuelve turbulento cuando el valor de la viscosidad es pequeño, para velocidades o caudales grandes.

En el flujo turbulento las partículas se mueven describiendo trayectorias irregulares, caracterizándose por pequeñas regiones con remolinos, en las que las partículas describen movimientos tridimensionales.

La ecuación 3.2 se establece para flujo turbulento.

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} \quad EC.3.2[1]$$

Donde:

η : Viscosidad de remolino, depende del movimiento y la densidad del fluido.

El número de Reynolds, es un parámetro de utilidad para establecer si un flujo es laminar o turbulento, definido por ejemplo; para el caso de una tubería de sección transversal circular.

$$Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} \quad EC.3.3 \quad [1,2]$$

donde:

ρ : Densidad del Fluido

μ : Viscosidad del fluido

V: Velocidad media del flujo en la sección transversal considerada.

D: Diámetro interno del tubo

Si $Re < 2000$, el flujo es laminar

Si $Re > 4000$, el flujo es turbulento

Si $2000 \leq Re \leq 4000$, el flujo está en período de transición de laminar a turbulento.

El número de Reynolds se estudiará posteriormente en este capítulo.

v) Flujo permanente o estacionario: Las condiciones del movimiento y propiedades del fluido no cambian con el tiempo, pero sí pueden cambiar de un punto a otro.

$$\frac{\partial v}{\partial t} = 0 ; \frac{\partial p}{\partial t} = 0 ; \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 ; etc \quad Ec.3.4 [1]$$

- vi) Flujo no Permanente, llamado también flujo no Estacionario: Las condiciones del movimiento son función del tiempo.

$$\frac{\partial v}{\partial t} \neq 0 ; \frac{\partial p}{\partial t} \neq 0 ; etc. \quad Ec. 3.5 [1]$$

- vii) Flujo Uniforme: Las condiciones del movimiento y propiedades del flujo no cambian con la distancia.

$$\frac{\partial p}{\partial S} = 0 ; \frac{\partial v}{\partial S} = 0 ; etc \quad Ec. 3.6 [1]$$

- viii) Flujo no Uniforme: Las condiciones del movimiento y propiedades del flujo son función de la distancia.

$$\frac{\partial v}{\partial S} \neq 0 ; \frac{\partial p}{\partial S} \neq 0 ; etc \quad Ec. 3.7 [1]$$

- ix) Flujo Unidimensional: No considera variaciones en la velocidad, presión, etc; transversales a la dirección del flujo principal.

- x) Flujo Bidimensional: En este flujo se puede suponer que todas las partículas siguen trayectorias diferentes en planos paralelos, no habiendo cambio en el flujo normal a dicho plano.

- xi) Flujo Tridimensional: Dentro del flujo existen componentes de la velocidad en las direcciones x,y,z. (El flujo se supone estacionario, pero podría variar también con el tiempo t, en este último caso el flujo tendría cuatro dimensiones: tres espaciales y una temporal).

3.3.2 LINEAS Y TUBOS DE CORRIENTE

a) Línea de Corriente:

Es el camino seguido por una partícula del fluido en un flujo estacionario. La velocidad, V , de la partícula de fluido siempre es tangente a la línea de corriente en ese punto, como se muestra en la figura 3.1. Dos líneas de corriente no se pueden cruzar, porque si lo hicieran, una partícula del fluido que llegase podría seguir por cual quiera de los dos caminos que se presentan y el flujo no sería estacionario. En el flujo estacionario, la distribución de líneas de corriente del flujo es estacionaria respecto al tiempo [2,22].

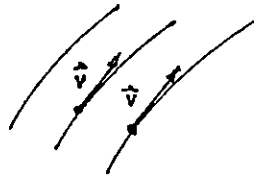


Figura 3.1: Líneas de Corriente

b) Tubos de Corriente

Es un tubo de flujo formado por un haz de líneas de flujo. Los límites de dicho tubo están formados por líneas de corriente y siempre son paralelos a la velocidad de las partículas de fluido. Por lo tanto, el fluido no puede cruzar el borde de un tubo de flujo y el tubo se comporta, en cierta manera, como una tubería que tuviese la misma forma. El fluido que entra por un extremo debe salir por el otro [2].

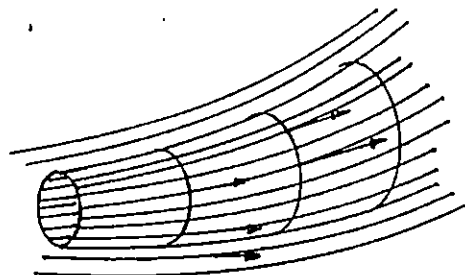


Figura 3.2: Tubo de flujo, régimen estacionario

3.3.3 SISTEMAS Y VOLUMEN DE CONTROL

a) Sistema

Es una cantidad fija de masa. Todo lo externo al sistema constituye el "entorno", la separación entre el sistema y el entorno se llama "Frontera o Contorno" [7].

Las leyes de la mecánica que establecen la interacción entre el sistema y su entorno, son:

Primero: Ley de conservación de la masa. La masa en el sistema es constante.

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad \text{Ec. 3.8 [12]}$$

Segundo: Ley de Conservación de la Cantidad de Movimiento: Cuando se aplica una fuerza F la masa se acelera.

$$F = m.a. = m \frac{dv}{dt} \quad \frac{d}{dt} (m.v) \quad \text{Ec. 3.9 [12]}$$

Tercero: Primera Ley de la Termodinámica: Cuando se le agrega calor (C) al sistema o éste ejerce un trabajo (W) sobre su entorno, la energía varía de acuerdo con la ecuación de la conservación de la energía.

$$C + W = \frac{dE}{dt} \quad \text{Ec. 3.10 [12]}$$

Donde: C : Transferencia de calor por unidad de tiempo (flujo de calor), (es positiva cuando el calor se agrega al sistema).

W: Trabajo desarrollado por unidad de tiempo (potencia), (es positivo cuando el trabajo es desarrollado sobre el sistema).

$\frac{dE}{dt}$:Variación de la energía interna, por unidad de tiempo.

Cuarto: Segunda Ley de la Termodinámica. Relaciona los cambios de entropía (ds) con el calor añadido (dC) y la temperatura absoluta (T).

$$ds \geq \frac{dC}{T} \quad \text{Ec. 3.11 [2]}$$

Donde: dC = Cambio de calor transmitido al sistema

T = Temperatura absoluta del sistema

ds = Cambios de entropía

s = Entropía en el sistema [2]

b) Volumen de Control

Es una región fija del espacio, pero a conveniencia, puede definirse moviéndose en el espacio con la parte que se desea analizar, que se utiliza para analizar situaciones donde ocurre flujo dentro y fuera del espacio. La frontera de un volumen de control es su superficie de control. El tamaño y forma del volumen de control totalmente son arbitrarios, con frecuencia se hacen coincidir con fronteras sólidas en partes; en otras partes se dibuja normal a la dirección del flujo. Al volumen de control también se le denomina sistema abierto. El concepto de volumen de control se usa en la derivación de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía [1]. La ecuación 3.12 establece la expresión para un volumen de control en cada una de las leyes básicas aplicables a un sistema, considerando

una propiedad cualquiera, extensiva, N . Puesto que la forma final de cada una de las ecuaciones básicas para aplicarse a volúmenes de control, se basa en la ecuación 3.12, se puede considerar como fundamental.

$$\frac{dN}{dt} \Big|_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \beta \rho dV + \int_{SC} \beta \rho V \cdot dA \quad \text{EC. 3.12 [7]}$$

Es importante observar que en la deducción de la ecuación 3.12 se tomarán límites conforme $\Delta t \rightarrow 0$, lo que permite asegurar que la relación es válida en el instante en que el sistema y el volumen de control coinciden.

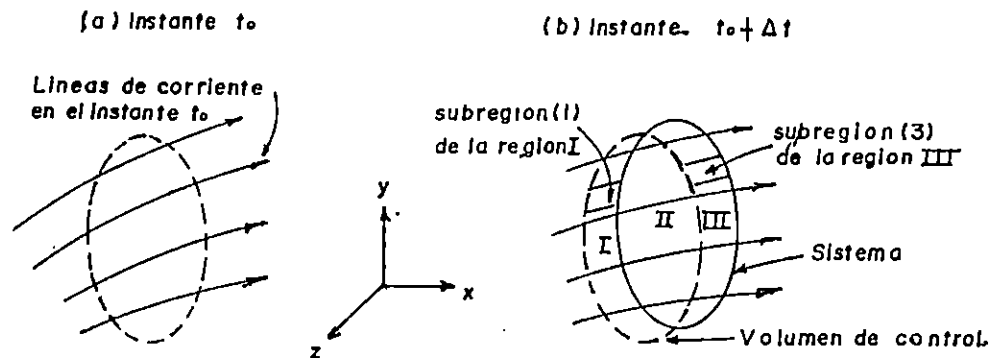


Figura 3.3: Configuración de un sistema y un volumen de control [7]

Al utilizar la ecuación 3.12 para pasar de las formulaciones del sistema de las leyes fundamentales a las correspondientes del volumen de control, se advierte que la ecuación 3.12 relaciona la rapidez de cambio de cualquier propiedad extensiva, N , de un sistema, con las variaciones del tiempo de esta propiedad asociada con el volumen de control en el

instante en que el sistema y el volumen de control coinciden, tienen las mismas fronteras. De ahí se tiene que la ecuación 3.12 se divide en las siguientes partes:

$\frac{dN}{dt}$ sistema : Es la rapidez total con que cambia cualquier propiedad extensiva del sistema, (la masa total, la cantidad de movimiento, la energía y el calor).

$\frac{d}{dt} \int_{vc} \beta \rho dV$: Es la rapidez con que cambia cualquier propiedad extensiva N dentro del volumen de control.
 : β Es la propiedad intensiva correspondiente a N, es decir, β es igual a N por unidad de masa. ($\beta = N/m$).
 ρdV Es un elemento de masa contenido en el volumen de control. ($\rho dV = dm$)

$\int_{vc} \beta \rho dV$ Es la cantidad total de la propiedad extensiva N contenida en el volumen de control.

$\int_{sc} \beta \rho V \cdot dA$: Es el flujo neto de la propiedad extensiva N que pasa a través de la superficie de control.

$\rho V \cdot dA$: Es el flujo de masa a través del elemento de área, por unidad de tiempo; el signo de $\rho V \cdot dA$ depende de la dirección del vector velocidad V respecto al vector de área, dA.

$\beta \rho V \cdot dA$ Es el flujo de la propiedad extensiva N a través del área dA.

Debe quedar claro que la velocidad, V, en la ecuación 3.12 se mide respecto al volumen de control.

3.3.4 ECUACION DE CONTINUIDAD

La ecuación de continuidad se deduce de la Ec. 3.12, a partir del principio de conservación de la masa, aplicado a un volumen de control [1,12]. En tal caso $N \rightarrow m$ y $\beta = 1$.

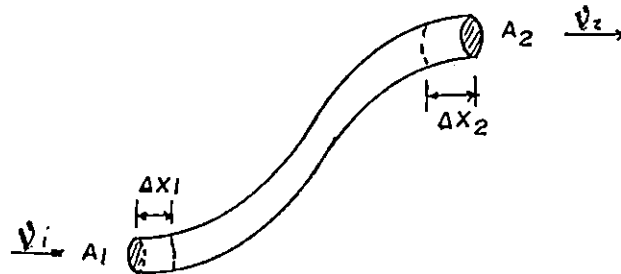


Figura 3.4: Flujo estacionario a través de una tubería con sección transversal no uniforme.

$$\frac{dm}{dt} = 0$$

$$dm_1 = dm_2$$

De la Figura 3.4 : y según la ecuación 3.12; para este caso resulta:

$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2$$

Para la tubería del ejemplo, como ρ es constante para un fluido incompresible, se obtiene.

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{constante} \quad \text{Ec. 3.13 [22]}$$

La condición $A.V = \text{constante}$ equivale al hecho de que la misma cantidad de flujo que entra por un lado de la tubería en cierto tiempo es igual a la cantidad que sale por el otro extremo en el mismo intervalo de tiempo, suponiendo que no hay sumideros o fugas. Al producto $A.V$ se le llama caudal, descarga, gasto volumétrico o rapidez de flujo, y se define como:

$$Q = A.V \quad \text{Ec. 3.14 [22]}$$

$$Q = \frac{\text{Volumen}}{\text{tiempo}}$$

Para flujos bidimensionales y tridimensionales se utilizan expresiones diferenciales en la ecuación de continuidad, así:

a) Flujo Tridimensional, no permanente y compresible.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \quad \text{Ec. 3.15 [1]}$$

donde : u: Velocidad en la dirección X

v : Velocidad en la dirección Y

w: Velocidad en la dirección Z

Válido si u, v, w son las componentes de velocidad orientadas en la dirección de los ejes cartesianos x,y,z respectivamente, para un flujo cuya densidad (ρ) no es constante.

b) Flujo Tridimensional, permanente y compresible.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad \text{Ec. 3.16 [1]}$$

c) Flujo Tridimensional, permanente e incompresible.

$$\frac{\partial}{\partial x}u + \frac{\partial}{\partial y}v + \frac{\partial}{\partial z}w = 0 \quad \text{Ec. 3.17 [1]}$$

EJEMPLO 3.1

Un flujo estacionario de agua circula por el depósito de la figura 3.5. La sección tubular 1 tiene un diámetro interno de 3 plg. y un flujo de 1 pie³/s. La sección tubular 2 tiene un diámetro interno de 2 plg. y una velocidad media de salida de 30 pie/s. Calcular la velocidad y el flujo volumétrico por la sección tubular 3 si el diámetro interno es D₃= 1 plg. Es este flujo de entrada o de salida?[12]

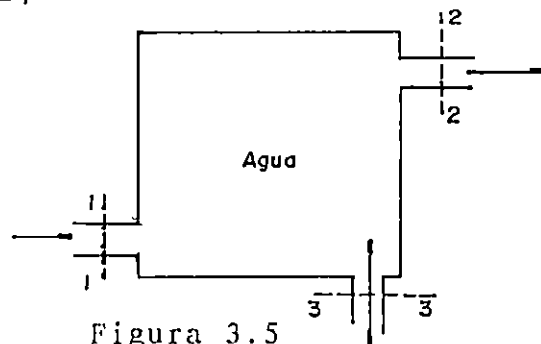
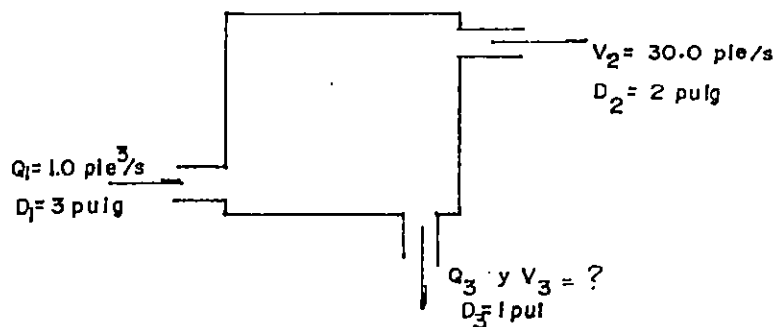


Figura 3.5

Solución:



Suponiendo que Q_3 sale.

a) V_3 ?

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 = \frac{\Pi}{4} D_2^2 V_2 + \frac{\Pi}{4} D_3^2 V_3$$

y numéricamente

$$1 \text{ pie}^3/\text{s} = \frac{\Pi}{4} \left(\frac{2 \text{ pie}}{12} \right)^2 (30 \text{ pie/s}) + \frac{\Pi}{4} \left(\frac{1 \text{ pie}}{12} \right)^2 V_3$$

$$V_3 = 63.35 \text{ pie/s}$$

b) Q_3 ?

$$Q_3 = A_3 V_3$$

$$Q_3 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{1 \text{ pie}^2}{144} \right) (63.35 \text{ pie/s})$$

$$Q_3 = 0.35 \text{ pie}^3/\text{s}$$

c) $Q_2 = ?$

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{2 \text{ pie}}{12} \right)^2 (30 \text{ pie/s}) = 0.65 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

d) La dirección de la velocidad es de salida, por lo que el flujo en 3, sale del depósito, se cumple que $Q_1 = Q_2 + Q_3$.

3.3.5 ECUACION DE EULER

La deducción de la ecuación de Euler, se origina de la aplicación de la segunda ley del movimiento de Newton, a un

volumen de control para un pequeño elemento cilíndrico de flujo con eje a lo largo de una línea de corriente.

Suponiendo un flujo sin fricción, a lo largo de una línea de corriente y régimen permanente, de la segunda ley de Newton

$$\sum F_s = m \cdot a_c$$

aplicando al elemento infinitesimal de la figura 3.6, resulta que la ecuación de Euler para estas condiciones es:

$$\frac{dp}{\rho} + g dz + v dv = 0 \quad \text{Ec. 3.18 [1]}$$

donde:

dp: Diferencia de presiones

ρ : Densidad del fluido

g : Aceleración de la gravedad

dz: Desplazamiento del V.C. en la dirección z

v : Velocidad de V.C.

dv: Diferencial de velocidad de V.C.

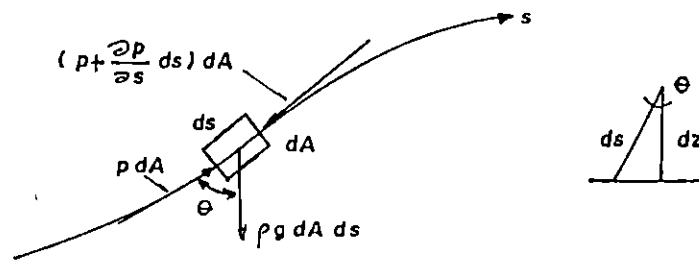


Figura 3.6: Volumen de control utilizado para la deducción de la ecuación de Euler. [1]

Cuando ρ es en función de p , o es constante. La ecuación de Euler puede ser integrada dando origen a la ecuación de Bernoulli.

3.3.6 ECUACION DE BERNOULLI:

La ecuación de Bernoulli establece que la suma de la presión (p), de la energía cinética por unidad de volumen ($1/2 \rho v^2$), y la energía potencial por unidad de volumen (γz) tiene el mismo valor a lo largo de una misma línea de corriente en un flujo a régimen permanente, sin fricción, incompresible [22].

De acuerdo a lo anterior, la ecuación de Euler, ecuación 3.18, puede ser integrada dando origen a la ecuación de Bernoulli, Ec. 3.19 y 3.20.

$$p + \frac{\rho v_2^2}{2} + \gamma z = \text{constante} \quad 3.19 \quad [1]$$

$$o \quad \frac{p}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z = \text{constante} \quad \text{Ec. 3.20} \quad [1]$$

La ecuación 3.19 es útil para análisis de flujo teórico de gases. Sus unidades son de energía por unidad de volumen

$$\left[\frac{m-N}{m^3}, \frac{lb-pie}{pie^3} \right]$$

La ecuación 3.20 es conveniente para el estudio de líquido con una superficie libre. Sus unidades son de energía por unidad de peso, por ejemplo $\left[\frac{m-N}{N}, \frac{lb-pie}{Lb} \right]$; es decir de una altura o columna de energía [m.pies].

Aplicando la ecuación 3.20 entre dos puntos sobre una línea de corriente, fig. 3.7, donde el punto 1 se elige aguas arriba y el punto 2 agua abajo, teóricamente la energía total se conserva constante en el sentido del flujo, a diferencia del flujo real cuyas pérdidas originan una reducción de la energía del flujo (disponible) respecto a la energía total.

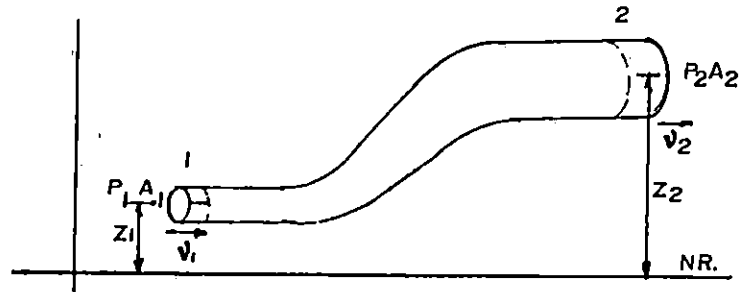


Figura 3.7: Volumen de control utilizado para la deducción de la ecuación de Bernoulli. [22]

$$Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} = Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} \quad \text{EC. 3.21 [7]}$$

$$(Z_1 - Z_2) + \left(\frac{P_1 - P_2}{\gamma} \right) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right) = 0 \quad \text{EC. 3.22 [7]}$$

Donde:

$Z_1 - Z_2$: Diferencia de elevación entre los dos puntos.

$\frac{P_1 - P_2}{\gamma}$: Diferencia de cargas de presión.

$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$: Diferencia de la energía cinética entre los dos puntos.

Cuando se analiza un fluido real ($\mu \neq 0$), hay pérdidas (H_p) de energía debido al rozamiento entre el flujo y la conducción, así como por desviación, reducción o ensanchamiento de la sección transversal, modificandose la ecuación 3.21; así:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 - \sum H_{p(1-2)} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad \text{EC. 3.23 [12]}$$

Si el flujo atraviesa una o varias máquinas que le suministran energía, como ejemplo una bomba, hay un incremento de energía ΣH_A . Si por el contrario la corriente atraviesa una

máquina que le extrae energía, hay una disminución de energía $-\Sigma H_E$, modificándose la ecuación 3.23, así:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 - \Sigma H_{p(1-2)} + \Sigma H_A - \Sigma H_E = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad \text{Ec. 3.24 [22]}$$

Donde:

- $\Sigma H_{p(1-2)}$: Es la suma de pérdidas de energía por unidad de peso (pérdidas de carga) entre la sección 1 y la sección 2.
- ΣH_A : Es la suma de los aportes de energía al flujo, por unidad de peso, entre las secciones en 1 y 2.
- ΣH_E : Es la suma de las columnas de energía extraídas al flujo, entre las secciones es 1 y 2.

Factor de corrección de la energía cinética (α) .

Es necesario calcular un factor de corrección α para el término $v^2/2g$ de manera que $\alpha v^2/2g$ sea la energía cinética promedio por unidad de peso que pasa por la sección. La corrección se debe al efecto de la distribución de velocidades en la sección transversal analizada.

Por lo que la ecuación 3.24 quedaría así:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \alpha \frac{v_1^2}{2g} + z_1 - \Sigma H_{p(1-2)} + \Sigma H_A - \Sigma H_E = \frac{P_2}{\gamma} + \alpha \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad \text{Ec. 3.24a [22]}$$

se define: $\alpha = \frac{1}{A} \int_A \left(\frac{v}{V} \right)^3 dA$, con v como velocidad variable y V como velocidad media en la sección transversal. Se obtiene así:

$\alpha = 2$ para un flujo laminar en un tubo; para un flujo turbulento, en un tubo, α varía aproximadamente de 1.01 hasta 1.10 y generalmente se desprecia, excepto para cálculos precisos.

Ejemplo 3.2

La tubería de la figura 3.8, tiene un diámetro de 300 milímetros, transporta aceite de densidad relativa 0.811 a una velocidad de 24 metros/segundo. En los puntos A y B las medidas de la presión y elevación son respectivamente 3.70 Kg/cm² y 2.96

Kg/cm^2 ; las correspondientes elevaciones son 30 metros y 33 metros. Para un flujo permanente, determinar las pérdidas de carga entre A y B.

Ecuación de Bernoulli [8]

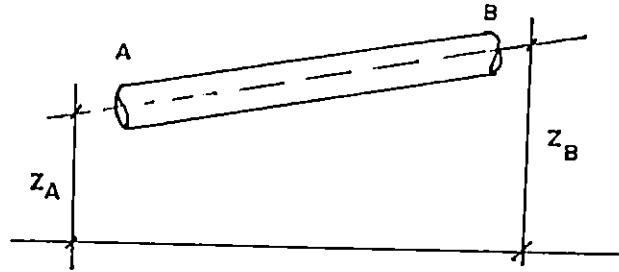


Figura 3.8

Solución:

$$V_A = V_B = 24 \text{ m/s}$$

$$D = 300 \text{ mm}$$

$$z_A = 30 \text{ metros}$$

$$z_B = 33 \text{ metros}$$

$$\rho_A = 3.70 \text{ Kg/cm}^2 \approx 37000 \text{ Kg/m}^2$$

$$\rho_B = 2.96 \text{ Kg/cm}^2 \approx 29600 \text{ Kg/m}^2$$

$$S = 0.811$$

$$\gamma_{\text{aceite}} = 0.811 \times 1000 \text{ Kg/m}^3 = 811 \text{ Kg/m}^3$$

Por Bernoulli

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + z_A - H_{p(A-B)} = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + z_B$$

$$V_A = V_B$$

$$\therefore \frac{P_A}{\gamma} + z_A - H_{p(A-B)} = \frac{P_B}{\gamma} + z_B$$

$$\frac{P_A - P_B}{\gamma} + (z_A - z_B) = H_{p(A-B)}$$

Sustituyendo y resolviendo

$$H_{p(A-B)} = 6.12 \text{ metros}$$

3.3.7 CONCEPTO DE LINEA DE ENERGIA Y LINEA PIEZOMETRICA

En la figura 3.9 se muestra un flujo uniforme en un conducto cilíndrico forzado, donde el perímetro mojado coincide con todo el perímetro del conducto y en el cual la presión interna no coincide con la presión atmosférica. El flujo se considera como completamente desarrollado.

Siendo el movimiento promedio uniforme ($V = \bar{V} = \text{cte}$; porque $D = \text{cte}$), por cualquier fórmula de flujo en régimen turbulento o laminar, el gradiente de la línea piezométrica es constante.

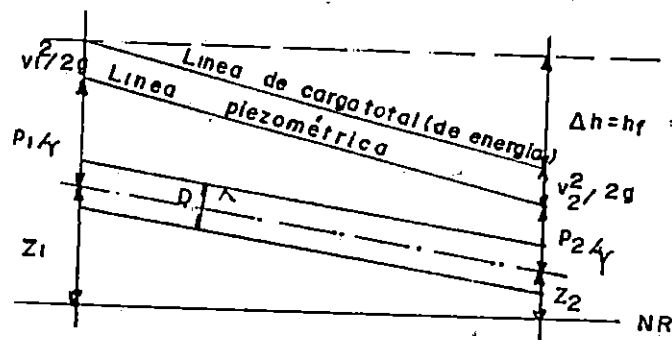


Figura 3.9 [9]

Donde $v^2/2g$: Carga de velocidad en el punto de control (Energía cinética).

$\frac{P}{\gamma}$: Presión en un punto, expresada en columna de fluido (Energía de presión).

z : Altura respecto al nivel de referencia (energía potencial)

$\Delta h = h_f$: Pérdida de energía entre dos puntos de control.

Línea de Energía Total Disponible

Es la representación gráfica de la columna de energía disponible para cada punto a lo largo de la tubería así:

$$\text{Energía Disponible} = \frac{P}{\gamma} + Z + \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 3.25 [12]}$$

La línea de energía total siempre se encuentra a una distancia vertical $\frac{V^2}{2g}$ sobre la línea piezométrica, y si se desea con mayor precisión la distancia es $\alpha \frac{V^2}{2g}$. (ver sección 3.3.6)

Línea Piezométrica

Es la línea que representa la altura que alcanzará el líquido contenido en la conducción, en un tubo piezométrico incorporado al flujo.

$$\text{Altura Piezométrica} = \frac{P}{\gamma} + Z \quad \text{Ec. 3.26 [12]}$$

Por ejemplo en el caso de una tubería, cuando la presión del fluido en el tubo es menor que la atmosférica la carga de presión en la tubería es negativa y la línea piezométrica se encuentra bajo la tubería.

En condiciones más generales de flujo, la línea de energía disminuirá lentamente debido a pérdidas por fricción, h_f , y descenderá bruscamente para pérdidas localizados (una desviación, una expansión, una válvula, u obstrucción) o debido a extracción de trabajo (por ejemplo en una tubería).

La línea de energía sólo puede ascender si se agrega trabajo (como es una bomba o hélice). La línea piezométrica sigue el comportamiento de la línea de energía respecto a pérdidas y trabajo motor (aumento de la presión estática) y asciende o descende al disminuir o aumentar la velocidad respectivamente.

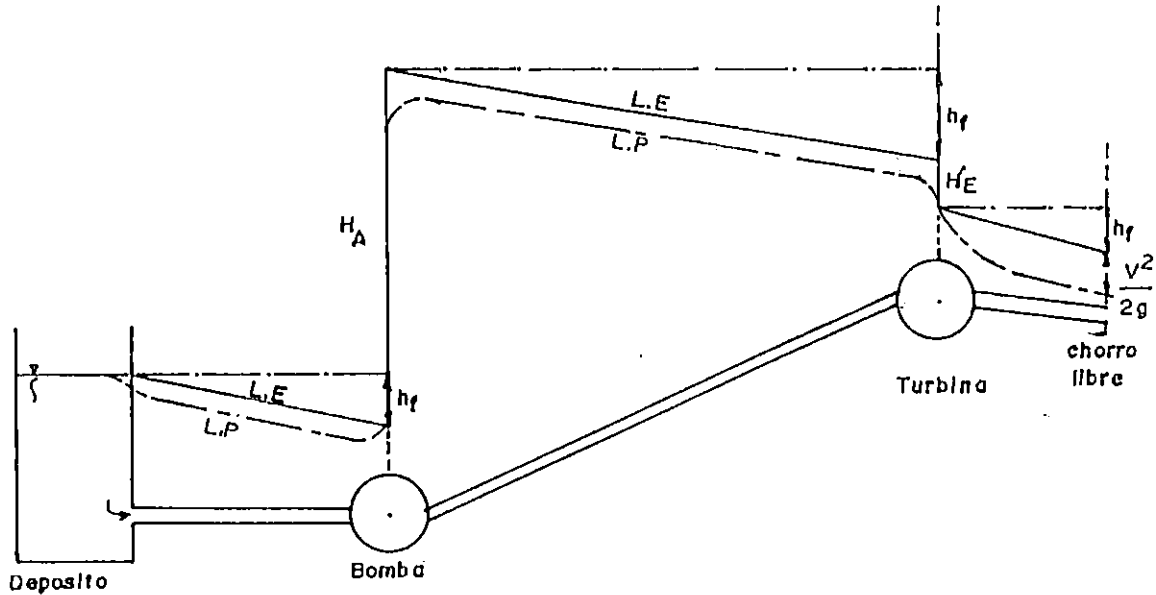


Figura 3.10: Comportamiento de la línea piezométrica y la línea de energía, en un sistema de tubería.

Gradiente Hidráulico

Es la pendiente de la línea piezométrica. El gradiente se define así:

$$\frac{d(\frac{P}{\gamma} + Z)}{dl} \quad \text{Ec. 3.27 [1]}$$

Gradiente de Energía

Es la pendiente de la línea de energía total disponible. El gradiente se define así:

$$\frac{d(\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z)}{dl} \quad \text{Ec. 3.28 [1]}$$

Pérdida de Carga

Es el gasto de energía por unidad de peso, en un fluido en movimiento, que se requiere para vencer la resistencia al flujo, entre dos puntos analizados.

Las pérdidas se dividen en dos tipos:

- 1° Pérdidas mayores, primarias o por fricción (h_f)
Son ocasionados por el movimiento del agua en la propia conducción, considerada recta. Se admite que estas pérdidas se forman gradualmente en cualquier tramo de una conducción, de geometría dada por ejemplo en una tubería de dimensiones constantes, independientemente de la posición de la tubería. La pérdida por fricción pueden ser calculadas por medio de la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 3.29 [1]}$$

Donde:

f: Coeficiente de fricción adimensional

L: Longitud del tubo

D: Diámetro del tubo

V: Velocidad media en el tubo

Esta sección es aplicable para conductos de sección circular, para otro tipo de sección se deberá ver la referencia [12].

- 2° Pérdidas localizadas, por accesorios, o "menores" (h_k).
Son provocadas localmente por las piezas especiales y además características de una instalación (válvulas, codos, etc.). Crean discontinuidades en el trazo de la línea de energía y de la línea piezométrica.
Estas pérdidas son relativamente importantes en el caso de tuberías cortas con accesorios; en tuberías rectas largas, su valor frecuentemente es despreciable comparado con la pérdida por fricción, aplicándose este criterio para un tramo recto L libre de accesorios, obstrucciones o perturbaciones, cuando $L > 1000D$, siendo D el diámetro de la tubería [27]. Otro criterio es cuando $h_k < 0.05h_f$. Las pérdidas por accesorios se calculan por medio de la siguiente ecuación:

$$h_k = K \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 3.30 [12]}$$

Donde:

K= Factor adimensional que depende del tipo de accesorio y que se estudiará en forma detallada más adelante.

Debe destacarse, que por ejemplo una válvula estrangulada (pequeña abertura) puede ocasionar pérdidas tan altas que superan a las llamadas pérdidas mayores. Por tanto, las consideraciones anteriores deben analizarse cuidadosamente antes de decidir sobre la importancia relativa de las pérdidas de carga.

Potencia del fluido

Se determina multiplicando el caudal en peso (γQ) por la columna de energía (H) correspondiente.

$$P = \gamma QH \quad \text{Ec. 3.31 [1]}$$

$$\text{Dimensiones : } [P] = \left[\frac{F \cdot L.}{t} \right]$$

Potencia de la bomba

$$P_B = \gamma QH_B \quad \text{Ec. 3.32 [1]}$$

donde Q : Caudal efectivo de la bomba

H_B : carga total de la bomba

Potencia disponible para la turbina

$$P_d = \gamma QH_T \quad \text{Ec. 3.33 [1]}$$

Potencia desarrollada por la turbina

$$P_T = \eta_T P_d = \eta_T \cdot \gamma \cdot Q H_T$$

donde η_T : Eficiencia global de la turbina
 H_T : Salto neto disponible para la turbina
 Q : Caudal disponible para la turbina

Tabla 3.1

γ	Q	H	POTENCIA	UNIDADES
Kgf/m ³	m ³ /sg	m	$\frac{\gamma Q H}{102}$	K.W.
Kgf/m ³	m ³ /sg	m	$\frac{\gamma Q H}{75}$	C.V.
Kgf/m ³	m ³ /sg	m	$\frac{\gamma Q H}{76}$	H.P.
Lbf/pie ³	pie ³ /sg	pie	$\frac{\gamma Q H}{550}$	H.P.
Kgf/m ³	m ³ /sg	m	$\frac{\gamma Q H}{1000}$	K.W.

Otras equivalencias de unidades en tabla 11 anexo 2.

3.3.8 ECUACION DE IMPULSO Y CANTIDAD DE MOVIMIENTO

La ecuación de cantidad de movimiento se obtiene a partir de la segunda ley de Newton, aplicada a un volumen de control.

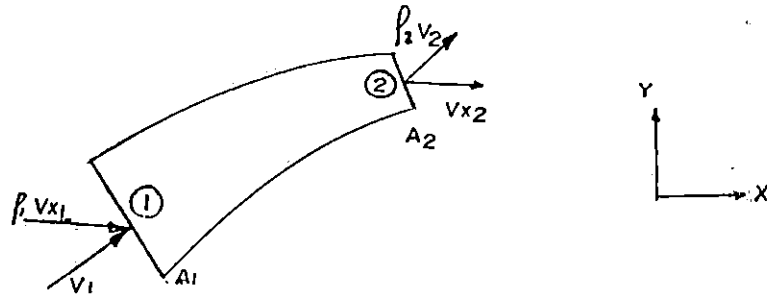


Figura 3.11: Volumen de control utilizado para determinar la ecuación de y cantidad de movimiento [1]

En el volumen de control arbitrario, figura 3.11, se considera que la velocidad en una sección transversal plana es constante; y con flujo a régimen permanente, la suma de las fuerzas externas, F_x , que actúan sobre el fluido contenido en el volumen de control, en la dirección "x", está dada por:

$$\sum F_x = \rho_2 A_2 V_2 V_{x2} - \rho_1 A_1 V_1 V_{x1} \quad \text{EC. 3.34 [1]}$$

$$F_x = \rho Q (V_{x2} - V_{x1}) \quad \text{EC. 3.35 [1]}$$

Donde:

$\rho_2 Q V_{x2}$: Cantidad de movimiento por unidad de tiempo que sale del volumen de control en la dirección X.

$\rho_1 Q V_{x1}$: Cantidad de movimiento por unidad de tiempo que entra al volumen de control en la dirección X.

Cuando la velocidad varía sobre una sección transversal plana del volumen de control, Figura 3.12, se introduce un factor adimensional de corrección de cantidad de movimiento β' .

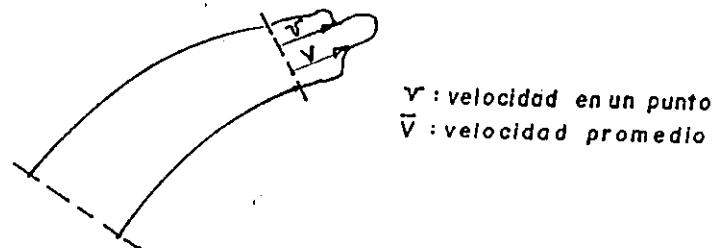


Figura 3.12: Flujo no uniforme a través de un volumen de control. [1]

$$\beta' = \frac{1}{A} \int_A \left(\frac{v}{V}\right)^2 dA \quad \text{Ec. 3.36 [1]}$$

Para flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular recto, $\beta' = 4/3$. Es igual a 1 para flujo uniforme y no puede tener valores menores que 1.

De acuerdo a lo anterior se tiene que la ecuación 3.35 queda así:

$$\sum F = \rho Q (\beta'_2 V_2 - \beta'_1 V_1) \quad \text{Ec. 3.37 [1]}$$

Para flujo laminar en tubo circular recto.

$$\sum F = \frac{4}{3} \rho Q (V_2 - V_1) \quad \text{Ec. 3.38 [1]}$$

El signo de la ecuación de cantidad de movimiento depende de dos factores.

1. Si el flujo entra o sale del volumen de control.
2. Si se referencia en la dirección positiva o negativa del eje analizado.

En la figura 3.13 se muestra esquemáticamente cómo calcular la fuerza sobre un cuerpo cualquiera que está inmerso en un fluido incompresible, en un flujo sin rozamiento.

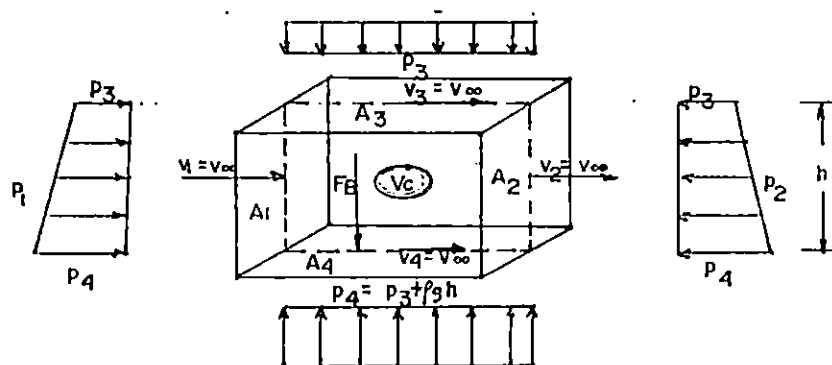


Figura 3.13: Aplicación de la ecuación del impulso para calcular las fuerzas sobre un cuerpo cualquiera, en un flujo sin rozamiento, de un fluido incompresible. [23]

Ejemplo 3.3

IMPULSO Y CANTIDAD DE MOVIMIENTO [12]

Un chorro de agua de velocidad $V_1 = 20$ m/s incide perpendicularmente a una placa plana que se mueve hacia la derecha a velocidad $V_c = 15$ m/s, como se muestra en la figura 3.14. Calcular la fuerza necesaria para mantener la placa en movimiento a velocidad constante, si la densidad del chorro es 1000 Kg/m³. El área del chorro es 3 cm². Despreciar el peso del chorro y de la placa y suponer flujo estacionario respecto a la placa móvil, y que el chorro se divide en dos chorros iguales, una hacia arriba y otro hacia abajo.

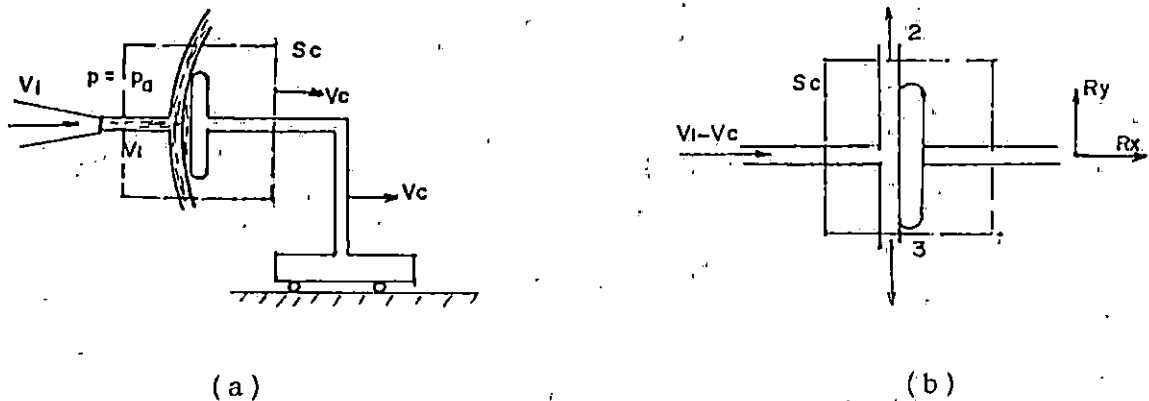


Figura 3.14: (a) Chorro que incide perpendicularmente a la placa
(b) volumen de control fijo a la placa

Solución:

Aplicando conservación de masa

$$\dot{m}_{\text{salida}} = \dot{m}_{\text{entrada}}$$

$$\rho_2 A_2 V_2 + \rho_3 A_3 V_3 = \rho_1 A_1 (V_1 - V_c) \quad (1)$$

Se tiene que $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3$; y que $A_2 = A_3 = A_1/2$

la ecuación (1) se reduce a:

$$V_2 + V_3 = 2(V_1 - V_c)$$

Por simetría de los chorros laterales (caudales) 2 y 3, por ser la presión constante ($p = p_{atm}$) y por haber despreciado el peso del fluido, V_2 y V_3 deben ser iguales.

$$V_2 = V_3 = V_1 - V_c$$

$$V_2 = V_3 = 20 - 15 = 5 \text{ m/s}$$

Aplicando la ecuación de conservación de cantidad de movimiento.
(Flujo entrando (-))

$$\sum F_x = R_x = - [\rho_1 A_1 (V_1 - V_c)] (V_1 - V_c)$$

$$R_x = -(1000 \text{ Kg/m}^3)(0.0003 \text{ m}^2)(5 \text{ m/s})$$

$$R_x = -1.5 \text{ Kg.m/s}^2 = -1.5 \text{ N}$$

R_x actúa hacia la izquierda, ya que, se necesita una fuerza que se oponga a la aceleración que producirá el impacto del chorro. La fuerza calculada actúa sobre el chorro y es la reacción de la placa ante el impacto que el chorro ejerce sobre ella.

$$\sum F_y = R_y = m_2 V_2 + m_3 (-V_3) = \frac{1}{2} m_1 (V_2 - V_3)$$

$$m_2 = m_3 = \frac{1}{2} m_1 ; R_y = \frac{1}{2} m_1 (V_2 - V_3)$$

$$\text{Como } V_2 = V_3 ; R_y = 0$$

Este resultado ya se esperaba, por la simetría de reflexión del chorro.

Ejemplo 3.4 : [12]

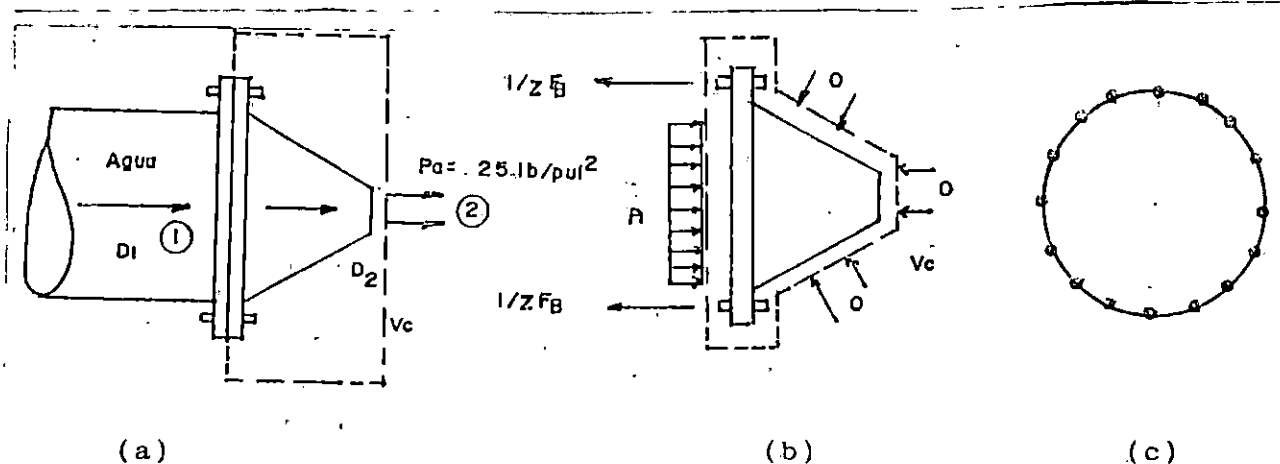


Figura 3.15

La tobera horizontal de la figura 3.15 tiene un diámetro de entrada $D_1 = 8$ plg. y un diámetro de salida $D_2 = 4$ plg. La presión manométrica de entrada es $p_1 = 50$ Lbf/plg² y la velocidad de salida $V_2 = 72$ pie/s, mientras la presión absoluta en la salida es $p_2 = 25$ Lbf/plg².

Calcular la fuerza que soportan los tornillos. Suponga flujo estacionario incompresible del agua descargada por la tobera.

Solución: (se tiene que Z es el número de pernos (c))

$$p_1 = 50 \text{ Lbf/plg}^2$$

$$p_2 = p_{\text{abs}} - p_{\text{atm}} = (25 - 14.7) \text{ Lbf/plg}^2 = 10.3 \text{ Lbf/plg}^2$$

$$A_1 = (\pi/4)(8 \text{ plg})^2 = 50.27 \text{ plg}^2$$

$$A_2 = (\pi/4)(4 \text{ plg})^2 = 12.57 \text{ plg}^2$$

$$V_2 = 72 \text{ pie/s} = 864 \text{ plg/s}$$

$$Q = A_2 V_2 = (12.57 \text{ plg}^2)(864 \text{ plg/s}) = 10857.34 \text{ plg}^3/\text{s} \approx 10857 \text{ plg}^3/\text{s}$$

$$V_1 = Q/A_1 = (10857 \text{ plg}^3/\text{s}) / (50.27 \text{ plg}^2) = 216 \text{ plg/s}$$

$$m = \rho Q = (62.4 \text{ Lb/pie}^3)(1 \text{ pie}/12 \text{ plg})^3 (10857 \text{ plg}^3/\text{s}) = 392.1 \text{ Lb/s}$$

Aplicando la ecuación de cantidad de movimiento, se tiene:

$$\rightarrow \sum F_x = m(V_2 - V_1)$$

$$-F_B + P_1 A_1 - P_2 A_2 = m(V_2 - V_1)$$

$$F_B = P_1 A_1 - P_2 A_2 - m(V_2 - V_1)$$

$$F_B = (50 \text{ Lbf/plg}^2)(50.27 \text{ plg}^2) - (10.3 \text{ Lbf/plg}^2)(12.57 \text{ plg}^2) - (392.07 \text{ Lb/s})(864 \text{ plg/s} - 216 \text{ plg/s})$$

$$F_B \approx 1726 \text{ Lbf}$$

La fuerza F_B deberá ser soportada, en conjunto, por los Z tornillos que sujetan la tobera a la brida de la tubería de alimentación.

3.3.9 APLICACION DE LA ECUACION DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO

a) Propulsores a Hélice

La acción de una hélice es cambiar la cantidad de movimiento del fluido, en el cual está sumergido y así desarrollar un empuje que se usa para propulsión.

Las hélices no se pueden diseñar según la teoría de la cantidad de movimiento, aunque algunas de las relaciones que las gobiernan son evidentes por su aplicación. En la figura 3.16 se muestra una hélice, con su estela de deslizamiento y distribución de velocidad y presión en dos secciones a una distancia fija de ella [1].

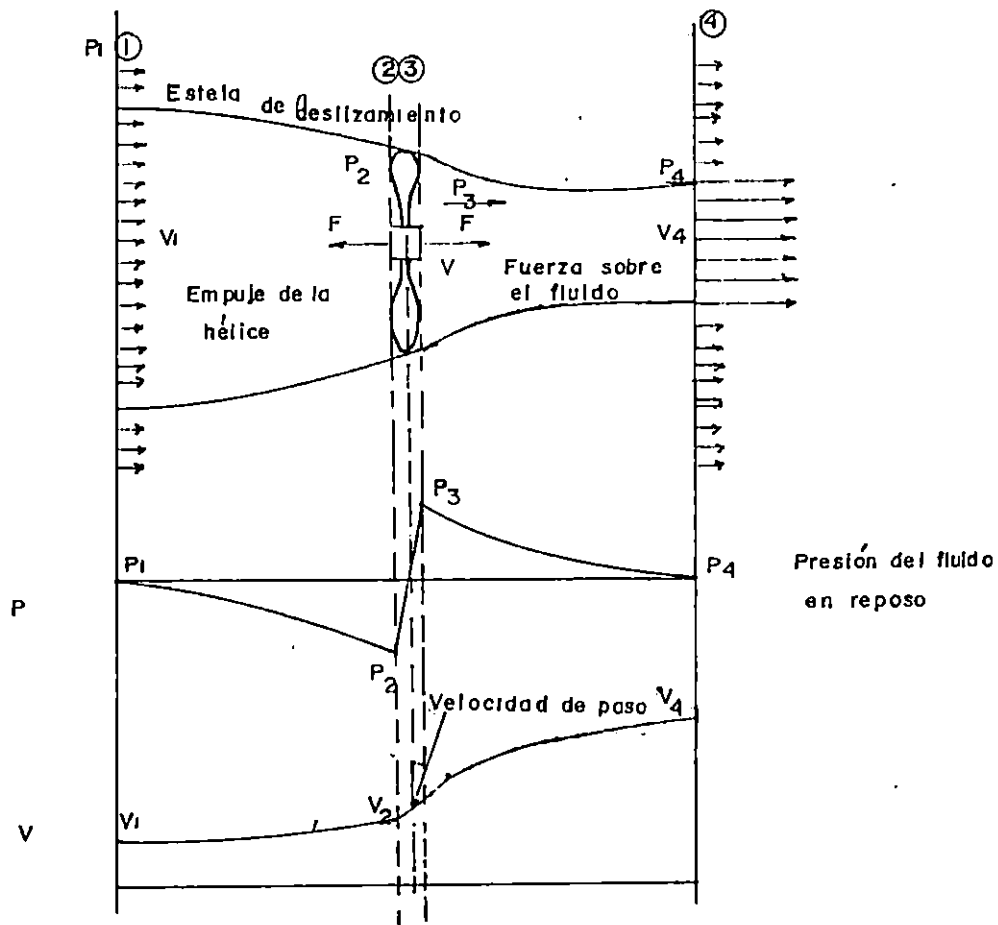


Figura 3.16

El flujo no se altera en la sección 1, corriente arriba de la hélice, y se acelera al acercarse a la hélice debido a la presión reducida en el lado situado corriente arriba. Al pasar a través de la hélice aumenta la presión del fluido, lo que acelera aún más el flujo y reduce la sección transversal en 4. La

velocidad V prácticamente no cambia a través de la hélice, entre 2 y 3. La presión en 1 y 4 es aquella del fluido en reposo, que es también la presión a lo largo de la frontera de la estela de deslizamiento.

Cuando se aplica la ecuación de cantidad de movimiento al volumen de control dentro de las secciones 2 y 4 y la frontera de la estela de deslizamiento de la figura 3.15, la fuerza F ejercida por la hélice es la única fuerza externa que actúa en la dirección axial, ya que la presión es la misma en todas partes sobre el volumen de control. Por lo tanto,

$$F = \rho Q(V_4 - V_1) = (P_3 - P_2)A \quad \text{Ec. 3.39 [1]}$$

En la cual A es el área barrida por las aspas de la hélice. El empuje de la hélice debe ser igual y opuesto a la fuerza sobre el fluido.

La diferencia de presiones entre la entrada y salida de la hélice, se obtiene por medio de las ecuaciones 3.40 y 3.41.

$$P_3 - P_2 = \frac{1}{2} \rho (V_4^2 - V_1^2) \quad \text{Ec. 3.40 [1]}$$

$$P_3 - P_2 = \rho V (V_4 - V_1) \quad \text{Ec. 3.41 [1]}$$

Donde $p_1 = p_4$ y $V = Q/A$

La velocidad a través de la hélice, es el promedio de la velocidades aguas arriba, y aguas abajo a igual distancia de ella.

$$V = \frac{V_4 + V_1}{2} \quad \text{Ec. 3.42 [1]}$$

i) Potencia (P_o)

La potencia de salida (potencia útil, potencia transferida) proporcionada por un hélice que se mueve dentro de un fluido estático, es el producto del empuje (F) por la velocidad.

$$P_o = FV_1$$

$$P_o = V_1 \rho Q (V_4 - V_1) \quad \text{Ec. 3.43 [1]}$$

La potencia requerida (P_1) es la necesaria para aumentar la velocidad del fluido de V_1 a V_4 , es decir el trabajo útil por unidad de tiempo, más la energía cinética por unidad de tiempo, que permanece como residuo en la estela de la corriente. Es decir, es la potencia útil más la pérdida de potencia en la estela.

$$P_1 = \frac{\rho Q}{2} (V_4^2 - V_1^2) \quad \text{Ec. 3.44 [1]}$$

$$P_1 = \rho Q (V_4 - V_1) V_1 + \frac{\rho Q}{2} (V_4 - V_1)^2 \quad \text{Ec. 3.45 [1]}$$

ii) Eficiencia

La eficiencia mecánica teórica de la hélice (e_t), está dada por:

$$e_t = \frac{P_0}{P_1} = \frac{2V_1}{V_4 + V_1} = \frac{V_1}{V} \quad \text{Ec. 3.46 [1]}$$

Otra forma, con $V_4 - V_1 = \Delta V$ es:

$$e_t = \frac{1}{1 + (\Delta V / 2V_1)} \quad \text{Ec. 3.46a, [1]}$$

Debido a que V siempre es mayor que V_1 , la eficiencia teórica (e_t) de una hélice nunca alcanza el 100%.

b) Alabes fijos y móviles

La teoría de turbomaquinaria se basa en las relaciones entre chorros y álabes. La mecánica de transferencia de trabajo y energía de chorros de fluido a álabes en movimiento se estudia como una aplicación de los principios de cantidad de movimiento.

i) Alabes Fijos

Los álabes fijos podrán ser analizados bajo las siguientes suposiciones.

1- El chorro fluye en dirección tangencial al álabe.

- 2- No existe choque ni fricción entre chorro y el álabe.
- 3- No puede realizarse trabajo sobre un fluido o por un fluido que fluye sobre un álabe fijo.
- 4- Cuando se desprecia el pequeño cambio en elevación entre los extremos, la aplicación de la ecuación de Bernoulli muestra que la magnitud de la velocidad no cambia para álabes fijos.

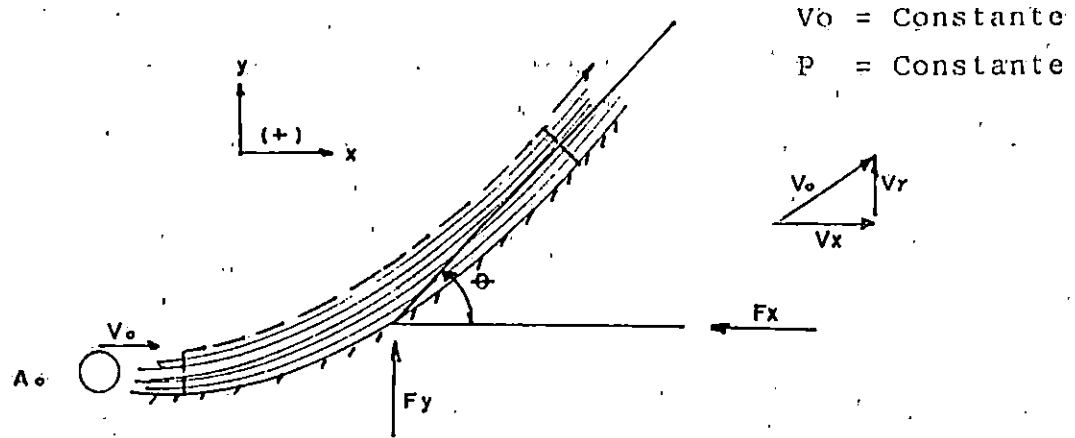


Figura 3.17: Chorro libre que incide sobre un álabe liso y fijo [1].

Aplicando la ecuación de cantidad de movimiento al álabe de la figura 3.17, se tiene que las fuerzas con que éste reacciona sobre el chorro son:

$$-F_x = \rho V_0 A_0 (V_0 \cos\theta - V_0) = \rho Q_0 V_0 (\cos\theta - 1) \quad \text{Ec. 3.47 [1]}$$

$$F_y = \rho V_0^2 A_0 \text{Sen}\theta = \rho Q_0 V_0 \text{Sen}\theta \quad \text{Ec. 3.48 [1]}$$

Con $Q_0 = A_0 V_0$

Las fuerzas sobre el álabe son iguales y opuestas a F_x y F_y .

Relación de caudales

Cuando el chorro incide sobre la placa de la figura 3.18 se da una división de flujo en Q_1 , Q_2 , los cuales se pueden calcular aplicando la ecuación de cantidad de movimiento en la dirección S.

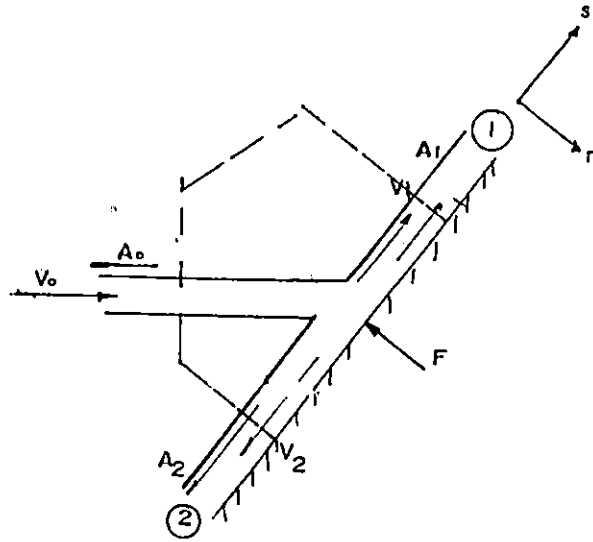


Figura 3.18: Chorro bidimensional que incide sobre una superficie plana y fija.

$$Q_1 = \frac{Q_0}{2} (1 + \cos\theta) \quad \text{Ec. 3.49 [1]}$$

$$Q_2 = \frac{Q_0}{2} (1 - \cos\theta) \quad \text{Ec. 3.50 [1]}$$

Fuerza sobre la placa.

$$F_n = \rho Q_0 V_0 \text{Sen}\theta \quad \text{Ec. 3.51 [1]}$$

c) Alabes móviles

La turbomaquinaria utiliza las fuerzas resultantes de movimientos sobre álabes en movimiento. Para analizar el flujo sobre un álabe móvil, se empleará la figura 3.19, suponiendo flujo a régimen permanente.

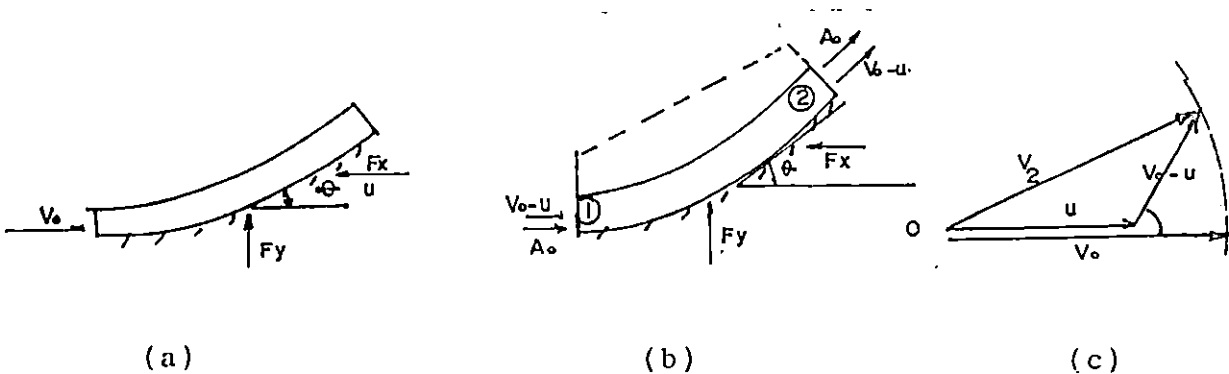


Figura 3.19: (a) Alabe en movimiento; (b) Flujo en álabe, visto como problema en régimen permanente por superposición de la velocidad del álabe "u" a la izquierda; (c) Diagrama Vectorial polar [1].

Aplicando la ecuación de cantidad de movimiento a la figura 3.19 b, se tiene que las fuerzas ejercidas sobre el fluido por el álabe, F_x y F_y para un solo álabe, están dadas por:

$$F_x = \rho A_o (V_o - u)^2 (1 - \cos\theta) \quad \text{Ec. 3.52 [1]}$$

$$F_y = \rho A_o (V_o - u)^2 \text{Sen}\theta \quad \text{Ec. 3.53 [1]}$$

Para una serie de álabes dispuestos de modo que se aproveche globalmente todo el caudal Q_o :

$$F_x = \rho Q_o (V_o - u) (1 - \cos\theta) \quad \text{Ec. 3.54 [1]}$$

$$F_y = \rho Q_o (V_o - u) \text{Sen}\theta \quad \text{Ec. 3.55 [1]}$$

El caudal total $Q_o = A_o V_o$ no coincide con el caudal que entra en un solo álabe girando con velocidad u ($Q = A_o (V_o - u)$). Se requiere varios álabes para recoger en conjunto Q_o .

Ejemplo 3.5 : [12]

Calcular la fuerza normal F_n , necesaria para mantener la placa fija para el caso en que $\theta = 60^\circ$, $V_1 = 40$ m/s y $A_1 = 0.002$ m². También calcular Q_2 y Q_3 .

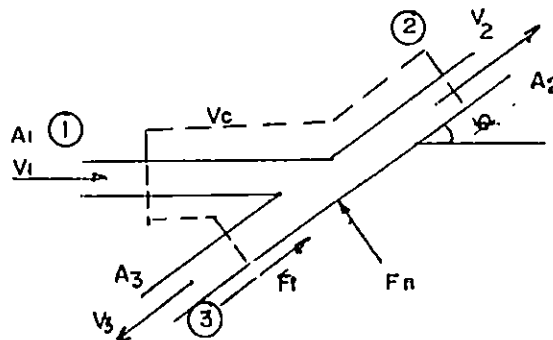


Figura 3.20

Solución:

$$Q_1 = V_1 A_1 = (40 \text{ m/s})(0.002 \text{ m}^2) = 0.08 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$F_n = \rho Q_1 V_1 \text{ Sen} \theta$$

$$F_n = (1000 \text{ Kg/m}^3) (0.08 \text{ m}^3/\text{s})(40 \text{ m/s}) \text{ Sen } 60^\circ = 2771.28 \text{ N.}$$

$$Q_2 = Q_1/2 (1 + \text{Cos } \theta) = (0.08 \text{ m}^3/\text{s}) / 2 (1 + \text{Cos } 60^\circ)$$

$$Q_2 = 0.06 \text{ m}^3/\text{s}$$

Por continuidad

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 \quad \text{o} \quad Q_3 = Q_1/2 (1 - \text{Cos} \theta)$$

$$Q_3 = (0.08 - 0.06) \text{ m}^3/\text{s} \quad Q_3 = 0.08/2 (1 - 0.5)$$

$$Q_3 = 0.02 \text{ m}^3/\text{s} \quad Q_3 = 0.02 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ejemplo 3.6 : [12]

Un chorro de un fluido de densidad relativa 0.86, 60 mm de diámetro y una velocidad de 35 m/s, incide sobre un álabo montado en un carrito. Calcular F_x , F_y , y la rapidez con que se realiza trabajo sobre el álabo, sabiendo que $\theta = 120^\circ$ y el carrito se mueve a 15 m/s, desprecie la fricción entre las ruedas del carrito y la superficie.

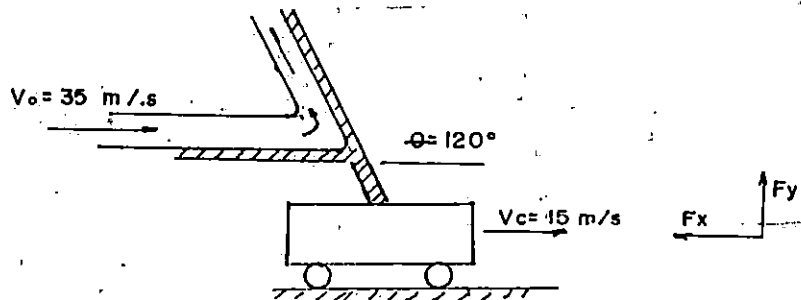


Figura 3.21

Solución:

$$u = V_{\text{carro}} = 15 \text{ m/s}$$

$$V_o = 35 \text{ m/s}$$

$$A_o = \pi(0.06 \text{ m})^2/4 = 2.83 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\rho = 0.86 (1000 \text{ Kg/m}^3) = 860 \text{ Kg/m}^3$$

El sentido de las fuerzas F_x se asume positivo sobre el fluido, hacia la izquierda y negativo sobre el carrito, hacia la

derecha; y el sentido de F_y es positivo, hacia arriba y negativo hacia abajo, actuando sobre el carrito.

$$F_x = \rho A_0 (V_0 - u)^2 (1 - \cos\theta)$$

$$F_x = (860 \text{ Kg/m}^3) (2.83 \times 10^{-3} \text{ m}^2) (35 \text{ m/s} - 15 \text{ m/s})^2 (1 - \cos 120^\circ)$$

$$F_x \approx 1460 \text{ N}$$

$$F_y = \rho A_0 (V_0 - u)^2 \text{ Sen}\theta$$

$$F_y = (860 \text{ Kg/m}^3) (2.83 \times 10^{-3} \text{ m}^2) (35 \text{ m/s} - 15 \text{ m/s})^2 \text{ Sen } 120^\circ$$

$$F_y = 843 \text{ N}$$

Potencia sobre el álabe:

$$uF_x = (15 \text{ m/s})(1460 \text{ N}) = 21900.4 \text{ W} \approx 21.9 \text{ KW}$$

d) Salto Hidráulico

Se llama "salto" o "resalto" hidráulico al alza repentina en la elevación de la superficie líquida, esto sucede cuando una corriente de líquido que fluye rápidamente en un canal abierto cambia repentinamente a una corriente de flujo lento cuya área de sección transversal es mayor, figura 3.22, al expandirse el flujo, la energía cinética se convierte en energía potencial y pérdidas o irreversibilidad.

Las relaciones entre las variables para el salto hidráulico en un canal rectangular horizontal se obtienen por medio de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía [1]. Tomando el ancho del canal como unitario, se llega a los siguientes resultados:

Continuidad: $V_1 \cdot Y_1 = V_2 \cdot Y_2 = Q$; para $b=1$

Cantidad de movimiento:

$$\frac{\gamma Y_1^2}{2} - \frac{\gamma Y_2^2}{2} = \rho Q (V_2 - V_1) = \rho (V_2 Y_2) V_2 - \rho (V_1 Y_1) V_1$$

Bernoulli (Energía) :

$$Y_1 + \frac{V_1^2}{2g} = Y_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{salto}$$

Donde h_{salto} : es la pérdida de carga debido al salto.

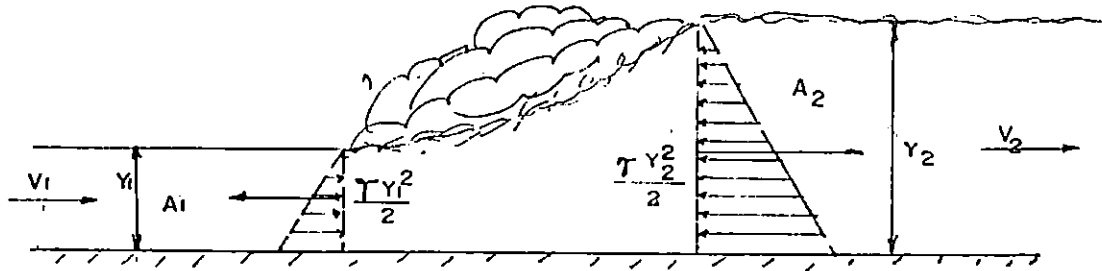


Figura 3.22: Salto hidráulico en un canal rectangular [1]
Se obtiene así:

Profundidad conjugada o tirante conjugado Y_2 :

$$Y_2 = -\frac{Y_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{Y_1}{2}\right)^2 + \frac{2V_1^2 Y_1}{g}} \quad EC. 3.56 [1]$$

Pérdidas debidas al salto : (H_R)

$$H_{R(1-2)} = \frac{(Y_2 - Y_1)^2}{4Y_1 Y_2} \quad EC. 3.57 [1]$$

Ejemplo 3.7 [12]

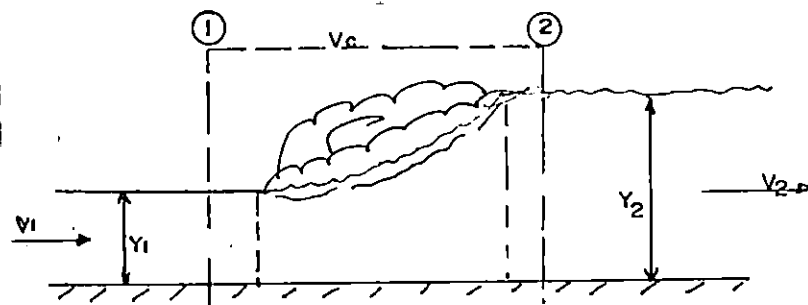


Figura 3.23

Después de pasar un resalto hidráulico, un flujo tiene $V_2 = 3 \text{ m/s}$ y $Y_2 = 4 \text{ m}$. Cuales son la velocidad y profundidad aguas arriba?.Cuál es la pérdida de carga en metros?.

Solución:

Para un ancho del canal = 1 m.

$$A_1 = Y_1$$

$$A_2 = 1 \text{ m} ; Y_2 = 4 \text{ m}$$

Por continuidad :

$$V_1 Y_1 = V_2 Y_2$$

$$Y_1 = V_2 Y_2 / V_1 = 4 \text{ m} (3 \text{ m/s}) / V_1 = 12 \text{ m}^2/\text{s} / V_1 \quad (1)$$

$$Y_2 = -\frac{Y_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{Y_1}{2}\right)^2 + \frac{2V_1^2 Y_1}{g}} \quad (2)$$

Sustituyendo (1) en (2)

$$4 = -\frac{6}{V_1} + \sqrt{\frac{36}{V_1} + \frac{24V_1}{9.81}} \quad (3)$$

Despejando V_1 de (3) y resolviendo, se tiene

$$V_1 = 8.78 \text{ m/s}$$

Sustituyendo V_1 en (1)

$$Y_1 = 1.37 \text{ m}$$

Pérdida de carga:

$$H_{R(1-2)} = \frac{(Y_2 - Y_1)^3}{4Y_1 Y_2} = \frac{(4 - 1.37)^3 \text{ m}^3}{4(1.37)(4) \text{ m}^2} = 0.83 \text{ m}$$

3.3.10 MOMENTO DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO (To).

La ecuación de momento de la cantidad de movimiento, tiene gran valor en el análisis de ciertos problemas de flujo, por ejemplo, en turbomaquinaria, donde los momentos de torsión son más significativos que las fuerzas.

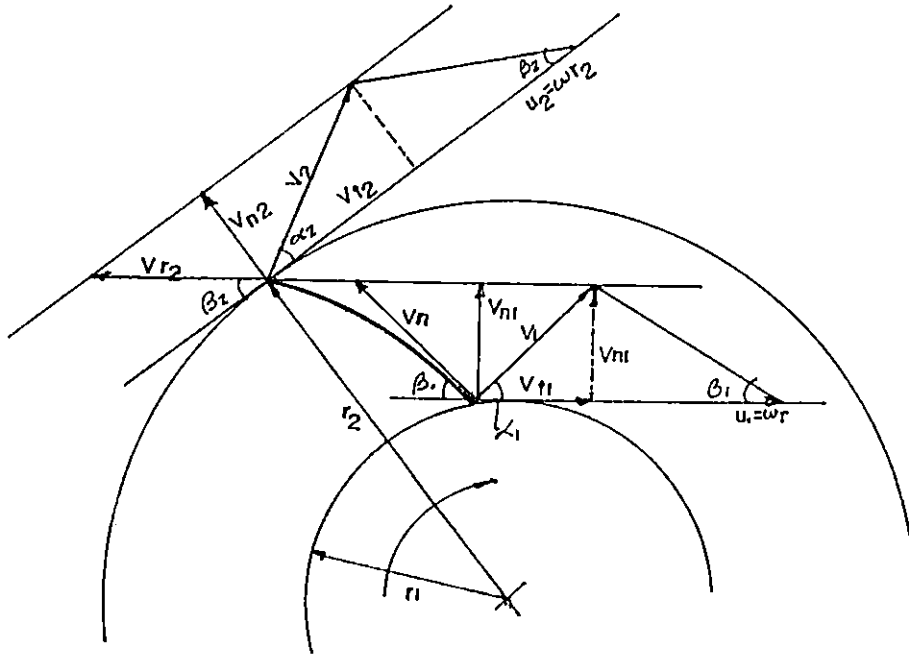


Figura 3.24: Aplicaciones de la ecuación del momento del impulso. Flujo a través de una rejilla (cascada). (ecuación de Euler para turbomaquinas)

En este caso $V_{t1} = V_1 \cos \alpha_1 = u_1 - V_{r1} \cos \beta_1 < \omega r_1$

$$V_{t2} = V_2 \cos \alpha_2 = u_2 - V_{r2} \cos \beta_2 < \omega r_2$$

Se observa que V_{t2} no coincide con $u_2 = \omega r_2$ y V_{t1} no coincide con $u_1 = \omega r_1$ a menos que las dos triángulos sean rectángulos, este es el caso especial en el cual $V_{r2} = V_{n2}$ y $V_{r1} = V_{n1}$, correspondientes a $\beta_2 = \beta_1 = 90^\circ$.

El momento actuando sobre el fluido alrededor del punto "o", figura 3.24, esta dado por las siguientes ecuaciones.

$$\sum M_o = \sum (r \times F)_o \quad \text{Ec. 3.58}$$

$$\sum M_o = T_o = (r_2 \times V_2) m_{sal} - (r_1 \times V_1) m_{ent} \quad \text{Ec. 3.59}$$

$$\sum M_o = T_o = \rho Q [(r_2 v_{t_2})_2 - (r_1 v_{t_1})_1] \quad \text{Ec. 3.60}$$

$$\sum M_o = T_o = \rho Q [r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1] \quad \text{Ec. 3.61 [1]}$$

$$\sum M_o = T_o = \rho Q [r_2 (u_2 - v_{r_2} \cos \beta_2) - r_1 (u_1 - v_{r_1} \cos \beta_1)] \quad \text{Ec. 3.62 [1]}$$

En la ecuación 3.62, $u_1 = \omega r_1$ y $u_2 = \omega r_2$ y $\omega = 2\pi n/60$ como velocidad angular donde n se expresa en revoluciones por minuto (RPM).

Si ese momento resulta positivo al calcular así: se trata efectivamente de una bomba (o un ventilador). Para la turbina, el signo sería opuesto y entonces sería el fluido el que transmite el momento a la rueda.

Donde ω : Velocidad angular de la turbomáquina. En este ejemplo, por la dirección del flujo, se tratará de una bomba o de un ventilador según el fluido considerado.

El signo de T_o puede ser determinado por medio de la ley de mano derecha, definiendo entonces el sentido positivo en el sentido antihorario. Para decidir de que máquina se trata, debe analizarse siempre, si es el fluido el que transmite el momento a la rueda (turbina), o al revés, si la rueda se lo transmite al fluido (bomba soplante o ventilador).

Ejemplo 3.3 [12]

La figura 3.25 muestra el esquema simplificado de una bomba centrífuga. El fluido entra axialmente y pasa a través de unos álabes rectos radiales que giran a velocidad angular de 600 rev/min. La velocidad del fluido cambia de V_1 a V_2 y la presión de p_1 a p_2 . Calcular, (a) el par T_o que debe aplicarse a los álabes

para producir este flujo. (b) La potencia ideal comunicada a esa bomba simplificada si se tiene que $r_1 = 0.2$ m, $r_2 = 0.5$ m, $b = 0.15$ m, $Q = 2.3$ m³/s.

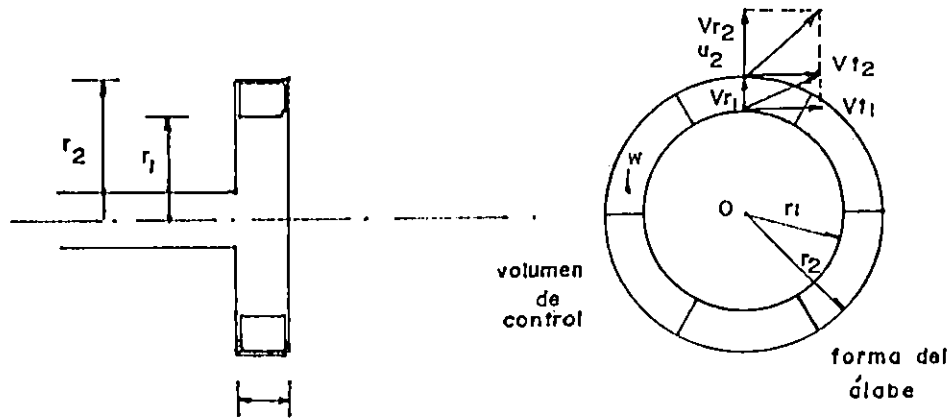


Figura 3.25: Esquema simplificado de una bomba centrífuga.

Solución:

$$\omega = 600 \text{ rev/min} \times 2\pi \text{ rad/} 60 \text{ s} = 62.8 \text{ rad/s}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$$

$$u_2 = V_2 \cos \alpha_2 = V_{t2}$$

$$u_1 = V_1 \cos \alpha_1 = V_{t1}$$

Aplicando la ecuación 3.60 y efectuando los cálculos con los triángulos de velocidades que son rectángulo ya que $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ se encuentra que $u_2 = \omega r_2 V_{t2}$ y $u_1 = \omega r_1 V_{t1}$, resulta.

$$(a) T_o = \rho Q \omega (r_2^2 - r_1^2)$$

$$T_o = (1000 \text{ Kg/m}^3)(2.3 \text{ m}^3/\text{s})(62.8 \text{ rad/s})(0.5^2 - 0.2^2) \text{ m}$$

$$T_o = 32970 \text{ N.m}$$

(b) La potencia ideal requerida es:

$$P = \omega T_o = (62.8 \text{ rad/s})(32970 \text{ N.m}) = 2070516 \text{ N.m/s} = 2.07 \text{ MW.}$$

3.4 ANALISIS DIMENSIONAL Y SEMEJANZA DINAMICA

La mecánica de los fluidos moderna se basa en una combinación de análisis físico y observaciones experimentales. El objetivo general consiste en proporcionar resultados prácticos confiables y una comprensión a fondo de las características fundamentales del flujo de fluidos.

La mayoría de los problemas reales de flujo de fluidos pueden ser resueltos, mediante métodos analíticos o numéricos.

En esta sección, se describirán los métodos de análisis dimensional y la similitud dinámica, dos herramientas que resultan ser muy útiles para la organización, la correlación y la interpretación de datos experimentales [4,6].

El método de análisis dimensional se apoya en dos hipótesis [12]

- 1- Que la relación física propuesta es dimensionalmente homogénea.
- 2- Que todas las variables importantes se han incluido en la relación propuesta.

3.4.1 HOMOGENEIDAD DIMENSIONAL Y RELACIONES ADIMENSIONALES

Básicamente, el análisis dimensional es un método que permite reducir el número y la complejidad de las variables que intervienen en la descripción de un fenómeno físico dado, con ayuda de una serie de técnicas.

Los problemas prácticos de diseño en la mecánica de los fluidos, se resuelven requiriendo, generalmente desarrollos teóricos y resultados experimentales. Por la agrupación de cantidades significativas en parámetros adimensionales se posibilita reducir el número de variables que aparecen y hacer ecuaciones o gráficas de datos aplicables a todas las situaciones similares.

El método del análisis dimensional se basa en el principio de la homogeneidad dimensional, el cual establece que:

" Si una ecuación expresa correctamente una relación entre variables de un proceso físico, debe ser dimensionalmente homogénea; esto es, todos sus sumandos deben tener las mismas dimensiones" [12].

Como un ejemplo para demostrar lo anterior se considera la relación que expresa el espacio que recorre un cuerpo en caída libre en función del tiempo.

$$S = S_0 + V_0 t + \frac{1}{2} g t^2 \quad \text{Ec. 3.63 [12]}$$

Cada término de esta ecuación es una longitud y tiene la dimensión L. Por lo tanto la ecuación es dimensionalmente homogénea, siendo posible utilizar cualquier sistema de unidades.

Si se considera la ecuación de Bernoulli para un fluido incompresible

$$\frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 + gz = \text{Const} \quad \text{Ec. 3.64 [12]}$$

todos los términos de la ecuación tienen dimensiones de velocidad al cuadrado ($L^2 T^{-2}$). Por lo tanto es dimensionalmente homogénea, dando el resultado apropiado para todo sistema coherente de unidades.

Las ecuaciones de caída libre (Ec. 3.63) y de Bernoulli (Ec. 3.64) ilustran los tipos de factores que con frecuencia intervienen en el análisis dimensional: variables dimensionales, constantes dimensionales y constantes puras.

Las variables dimensionales son las cantidades que varían en un caso dado, representándose unas en función de otras para mostrar los resultados. Ejemplo: para la ecuación de caída libre son S y t; y para la ecuación de Bernoulli p, V y Z.

Las constantes dimensionales pueden ser diferentes de un caso a otro, manteniéndose constantes. Para la ecuación de caída libre son S_0 , V_0 y g ; para Bernoulli son ρ y g constantes.

Las constantes puras no tienen dimensiones. Aparecen en las manipulaciones matemáticas. Para las ecuaciones 3.63 y 3.64 son, el factor 1/2 y el exponente 2, respectivamente [12].

Hay algunas variables físicas que son adimensionales en virtud de su definición como relación de cantidades dimensionales. Como ejemplos se tienen [12]:

- La deformación unitaria, que es el cambio de longitud por unidad de longitud.

- El módulo de Poisson, que es la relación entre el esfuerzo transversal y el esfuerzo longitudinal.

- La densidad relativa, que es la relación entre la densidad de un líquido y la densidad del agua a 4°C y a 1 atm [12].

Esto indica que se puede escribir toda ecuación dimensionalmente homogénea en una forma equivalente, totalmente adimensional, más compacta.

3.4.2 DIMENSIONES Y UNIDADES

En el tema anterior se mencionó el símbolo L como dimensión para longitud sin entrar en mayores detalles. En este tema se abordará con mayor detalle esta simbología y otras más.

En el sistema S.I. de unidades, las dimensiones de la mecánica son: [1,7]

- a) L , para la longitud
- b) M , para la masa
- c) F , para la fuerza
- d) T , para el tiempo

Este sistema convencional de letras mayúsculas se sigue para indicar las dimensiones. Estas dimensiones están relacionadas por la segunda ley del movimiento de Newton [1].

Fuerza = *masa x aceleración*

$$F = ma \quad \text{Ec. 3.65}$$

La cual dimensionalmente está dada así:

$$F = MLT^{-2}$$

mostrando que sólo tres de las dimensiones son independientes

En el anexo No 6 se muestran con detalle las magnitudes o cantidades y unidades usadas en el flujo de fluidos, junto con sus símbolos y dimensiones [1].

3.4.3 METODO DE RAYLEIGH

Este método, introducido por Lord Rayleigh, proporcionó las primeras bases de un método de análisis dimensional. Mas tarde, Buckingham presentó una generalización considerable conocida como teorema π .

El método se basa en el producto de potencias, y es suficiente para obtener los grupos adimensionales de cualquier problema de análisis dimensionalmente, pero cuando las ecuaciones son pocas y las variables muchas, la determinación de los exponentes libres es laboriosa y los resultados bastante arbitrarios.

Para mostrar los pasos matemáticos esenciales en un problema dimensional simple, se supone que la potencia P de un fluido depende del caudal Q , del peso específico del fluido γ y de la energía mecánica unitaria E_T (columna de energía, carga). Suponiendo que la relación entre las cuatro variables se desconoce, pero se sabe que sólo se encuentran cuatro variables involucradas, se puede escribir la siguiente expresión matemática:

$$P = f(Q, \gamma, E_T) \quad \text{Ec. 3.66 [4]}$$

Por el principio de homogeneidad dimensional, las cantidades que participan no pueden ser sumadas o restadas, porque sus dimensiones son distintas, lo que limita la ecuación a la combinación de productos de potencias de las cantidades involucradas, expresándose en forma general así:

$$P = C_1 Q^a \gamma^b E_T^c \quad \text{Ec. 3.67 [4]}$$

Donde C_1 es una constante adimensional.

Según el anexo N° 6 la ecuación 3.67 puede ser escrita dimensionalmente así:

$$\frac{ML^2}{T^3} = \left(\frac{L^3}{T}\right)^a \left(\frac{M}{L^2T^2}\right)^b (L)^c$$

Agrupando las potencias de masa (M), longitud (L) y tiempo (T) se obtienen las relaciones algebraicas:

$$M : 1 = b$$

$$L : 2 = 3a - 2b + c$$

$$T : -3 = -a - 2b$$

Resolviendo para a, b y c se encuentra :

$$a = 1, b = 1, c = 1$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.67 se obtiene:

$$P = C_1 Q \gamma E_T \quad \text{Ec. 3.68}$$

Habiéndose derivado la forma de la ecuación, sin análisis físico y solamente a partir de la consideración de las dimensiones de las cantidades que se sabían involucradas. La magnitud de C se puede obtener a partir de mediciones experimentales de P, Q, γ y E_T [4]. El análisis dimensional, por sí solo no permite determinar esa magnitud.

Ejemplo 3.9 [12]

A bajas velocidades (flujo laminar) el caudal Q a través de un tubo es función solamente del radio del tubo r, de la viscosidad del fluido μ y de la caída de presión por unidad de longitud del tubo dp/dx . Utilizando el método del producto de potencias, determine la relación sugerida $Q = f(r, \mu, dp/dx)$ dimensionalmente [12].

Del anexo N° 6 se obtiene lo siguiente:

$$Q = (L^3T^{-1}) ; r = L ; \mu = ML^{-1}T^{-1} ; dp/dx = ML^{-2}T^{-2}$$

Debido a que Q es un flujo volumétrico, si se supone homogeneidad dimensional la función f deberá ser un volumen por unidad de tiempo.

Se considera un producto de potencias:

$$Q = \text{Const.} (r)^a (\mu)^b (dp/dx)^c$$

$$L^3 T^{-1} = (L)^a (ML^{-1}T^{-1})^b (ML^{-2}T^{-2})^c$$

agrupando las potencias para L (longitud), M (masa) y T (tiempo) se obtiene los siguiente:

$$L : 3 = a - b - 2c$$

$$M : 0 = b + c$$

$$T : -1 = -b - 2c$$

Se obtienen los siguientes valores

$$a = 4 \quad ; \quad b = -1 \quad ; \quad c = 1$$

quedando la ecuación para Q así:

$$Q = (\text{constante}) \frac{r^4}{\mu} \frac{dp}{dx}$$

La constante es adimensional.

Debido a que el flujo es laminar, la tubería es recta, de sección transversal circular, y está en posición horizontal, se puede considerar que la constante es $\pi/8$ [1].

3.4.4 EL TEOREMA "π" DE BUCKINGHAM

El término "π" significa un producto de variables. Los productos de potencias denominadas π_1, π_2, π_3 , etc. son grupos adimensionales encontrados con el teorema de Buckingham [12].

El método permite determinar los parámetros sin necesidad de utilizar los exponentes libres, a diferencia del método del producto de potencias, desarrollado en el tema anterior.

El teorema, de naturaleza primordialmente matemática, simplifica considerablemente el trabajo y contribuye a darles un sentido a las investigaciones experimentales. Este teorema se denomina "π" de Buckingham, en honor a E. Buckingham (1867-1940).

Sean q_1, \dots, q_n un número n de parámetros físicos, relacionados funcionalmente por una ecuación:

$$F_1 (q_1, \dots, q_n) = 0 \quad \text{Ec. 3.69 [5]}$$

Se supone que el número de dimensiones independientes que se presentan entre los n parámetros (por ejemplo: F, L y T) es igual a " r ". Entonces la ecuación 3.69 puede expresarse como una relación equivalente:

$$F_2 (\Pi_1, \dots, \Pi_m) = 0 \quad \text{Ec. 3.70 [5]}$$

en donde π_1, \dots, π_m , son parámetros adimensionales, obtenidos a partir de los parámetros originales, q_1, \dots, q_n , y $m = n - k$ siendo $k < r$.

Normalmente $k=r$ y, por consiguiente, el número de variables independientes se reduce a una cantidad igual a las dimensiones involucradas. Pueden presentarse excepciones cuando $k < r$.

El teorema π es particularmente importante para las investigaciones experimentales. En esencia, afirma que el investigador no tiene necesidad de tomar en consideración todas y cada una de las variables por separado, permitiendo que varíe cada una de ellas. con el fin de obtener una expresión válida de una ley física.

a) Formulación de términos π

Sean los parámetros en consideración q_1, q_2, \dots, q_n . Primeramente, se selecciona de este grupo de variables el número mayor de parámetros que, al combinarse como producto de potencias de los parámetros, no formen un término π . Los parámetros seleccionados en esa forma serán llamados "independientes" y este número debe ser siempre inferior o igual al número de dimensiones distintas.

Se supondrá que las dimensiones del conjunto de parámetros se designan por medio de D_1, \dots, D_m . Además, que se puede encontrar un grupo $m q_i$ y ordenarlo en una secuencia tal que cada q_i tenga una dimensión D_i que no posea ninguna otra q_i de la secuencia. Entonces no podrá formarse un producto de potencias de esos q_i que dé como resultado, un término adimensional π y, así, se tendrá un número máximo de variables independientes.

Matemáticamente (y en forma sistemática) se puede encontrar un conjunto máximo de parámetros independientes, q_1, \dots, q_k , que tenga dimensiones D_1, \dots, D_m , como sigue:

1.- Se elabora una lista de parámetros q_i , con potencias apropiadas de D_j :

$$\begin{aligned} q_1 &\rightarrow D_1^{a_{11}} \dots D_m^{a_{1m}} \\ &\vdots \\ q_n &\rightarrow D_1^{a_{n1}} \dots D_m^{a_{nm}} \end{aligned}$$

2.- Se deberá ordenar los exponentes

$$\begin{aligned} q_1 &\rightarrow a_{11} \dots a_{1m} \\ &\vdots \\ q_n &\rightarrow a_{n1} \dots a_{nm} \end{aligned}$$

Puesto que $n \leq m$, se deberá seleccionar un orden $m \times m$ de la secuencia original: por ejemplo, las primeras m hileras.

3.- Se deberá formar la determinante $m \times m$. Si esta determinante no es cero, las q_i asociadas son independientes. Si la primera determinante seleccionada es cero, se repite el proceso con una segunda determinante, etc.

4.- Si todos las determinantes $m \times m$ son cero, el número de q_i independientes será menor que m . A continuación se procede a seleccionar $(m-1)$ hileras y a formar $(m-1) \times (m-1)$ determinantes de elementos en esas hileras. Si al menos una determinante $(m-1)$ no es cero, las q_i correspondientes serán independientes; de no ser así, se repiten todos los pasos previos.

Finalmente se encuentra un número K de q_i independientes (en otras palabras, las K hileras de exponentes correspondientes a los q_i tiene $k \times k$ determinantes diferentes de cero, y todas las determinantes mayores formadas en el orden completo son cero). Así pues, el número de términos π que pueden ordenarse es $n-k$.

La construcción real de términos π se lleva a cabo de la

manera siguiente:

Dados los k parámetros independientes, que se designarán como q_1, \dots, q_k , se selecciona un q_i de entre los $n-k$ parámetros restantes. Por ejemplo, se escoge el parámetro q_{k+1} . Se formará el producto $(q_1)^{b_1} \dots (q_k)^{b_k} q_{k+1}$ donde b_1, \dots, b_k son constantes arbitrarias. Deberá tratarse de encontrar valores de b_1, \dots, b_k , tales que el producto

$$\Pi_1 = q_1^{b_1} \dots q_k^{b_k} q_{k+1} \quad \text{Ec. 3.71 [5]}$$

sea adimensional. Esto significa, desde el punto de vista dimensional, que:

$$(D_1^{a_{11}} \dots D_m^{a_{1m}})^{b_1} \dots (D_1^{a_{k1}} \dots D_m^{a_{km}})^{b_k} (D_1^{a_{k+1,1}} \dots D_m^{a_{k+1,m}}) = D_1^0 \dots D_m^0$$

por lo tanto

$$D_1^{(b_1 a_{11} + \dots + b_k a_{k1} + a_{k+1,1})} \dots D_m^{(b_1 a_{1m} + \dots + b_k a_{km} + a_{k+1,m})} = D_1^0 \dots D_m^0$$

igualando los exponentes, se obtiene un sistema de m ecuaciones lineales de la forma

$$\begin{aligned} b_1 a_{11} + \dots + b_k a_{k1} &= -a_{k+1,1} \\ &\vdots \\ b_1 a_{1m} + \dots + b_k a_{km} &= -a_{k+1,m} \end{aligned}$$

El sistema puede resolverse para los exponentes desconocidos b_1, \dots, b_k y la cantidad adimensional, π_1 , puede encontrarse a partir de las ecuaciones 3.71.

Después de aplicar este proceso para la variable q_{k+1} para obtener π_1 , se selecciona la siguiente variable q , por ejemplo, q_{k+2} , y luego se determina por el mismo procedimiento π_2 .

Ejemplo 3.10 [5]

Encontrar la caída de presión Δp del flujo de un líquido que pasa por una tubería, cuya longitud es L y el diámetro D .

Solución:

Como primer paso deberá establecerse de qué factores depende la caída de presión (Δp). Deben considerarse los parámetros de mayor importancia, como: la longitud de la tubería l , el diámetro D , la viscosidad del fluido μ , que son de importancia primordial. Además, se consideran importantes la velocidad media del flujo V , la masa del fluido representada por la densidad ρ y el acabado de la superficie (rugosidad relativa). Sin embargo para simplificar el problema se considera que la tubería es de acabado liso.

Expresado en forma funcional:

$$\Delta p = f(l, D, \mu, \rho, V) \quad (1)$$

En esta expresión funcional intervienen seis variables y se pueden escoger tres dimensiones básicas, que son: fuerza (F), longitud (L) y tiempo (T).

De acuerdo con el teorema π se podrán expresar $6-3=3$ parámetros adimensionales y se puede escribir la ecuación fundamental

$$\Pi_1 = f(\Pi_2, \Pi_3) \quad (2)$$

Las dimensiones de los parámetros son las siguientes (ver anexo N° 6).

$$\begin{array}{ll} \Delta p \rightarrow FL^{-2} & \mu \rightarrow FTL^{-2} \\ l \rightarrow L & \rho \rightarrow FT^2L^{-4} \\ D \rightarrow L & V \rightarrow LT^{-1} \end{array}$$

Sean $D_1 = F, D_2 = L, D_3 = T$ y

$$q_1 = \rho, q_2 = V, q_3 = D, q_4 = \Delta p, q_5 = \mu \text{ y } q_6 = l$$

Si se supone que ρ, V y D son variables independientes entre sí, esto deberá comprobarse encontrando el valor de la determinante.

	F	T	L
ρ	1	2	-4
V	0	-1	1
D	0	0	1

Se obtiene que el valor de la determinante es -1, por consiguiente no es cero, las variables son independientes entre sí y pueden considerarse correctamente como primarias.

Formando el parámetro para Δp (π_1)

$$\begin{aligned}\Pi_1 &= \rho^{b_1} V^{b_2} D^{b_3} \Delta p \\ \Pi_1 &\rightarrow (FT^2L^{-4})^{b_1} (T^{-1}L)^{b_2} L^{b_3} FL^{-2} \\ &= F^{b_1+1} T^{2b_1-b_2} L^{-4b_1+b_2+b_3-2} = F^0 L^0 T^0\end{aligned}$$

buscando valores de b_1 , b_2 y b_3 que hagan que π_1 sea adimensional, se tiene:

$$\begin{aligned}b_1 &+ 1 = 0 \\ 2b_1 - b_2 &= 0 \\ -4b_1 + b_2 + b_3 - 2 &= 0\end{aligned}$$

obteniendo , $b_1 = -1$, $b_2 = -2$, $b_3 = 0$
entonces:

$$\Pi_1 = \rho^{-1} V^{-2} D^0 \Delta p = \frac{\Delta p}{\rho V^2}$$

Para la definición
se tiene

$$\Pi_2 = \rho^{b'_1} V^{b'_2} D^{b'_3} \mu$$

$$\begin{aligned}\Pi_2 \rightarrow F^0 T^0 L^0 &= (FT^2L^{-4})^{b'_1} (T^{-1}L)^{b'_2} L^{b'_3} F^0 T^0 L^{-2} \\ &= F^{b'_1+1} T^{2b'_1-b'_2} L^{-4b'_1+b'_2+b'_3-2}\end{aligned}$$

entonces

$$\begin{aligned} b_1' &= -1 \\ 2b_1' - b_2' &= -1 \\ -4b_1' + b_2' + b_3' &= 2 \end{aligned}$$

se obtiene que $b_1' = -1$, $b_2' = -1$, $b_3' = -1$
por consiguiente:

$$\Pi_2 = \rho^{-1} V^{-1} D^{-1} \mu = \frac{\mu}{\rho V D}$$

análogamente para $\Pi = \rho^{b_1''} V^{b_2''} D^{b_3''} L$

$$\begin{aligned} \Pi_3 \rightarrow \rho^{b_1''} V^{b_2''} D^{b_3''} L &= (\rho^{b_1''} V^{b_2''} L^{-b_1''}) (\rho^{-1} L) b_2'' L^{b_3''} L \\ &= \rho^{b_1''} V^{b_2''} L^{-b_1''-b_2''-1} L^{b_3''+1} \end{aligned}$$

luego de realizar el mismo proceso anterior se obtiene que

$$\Pi_3 = \frac{L}{D}$$

Sustituyendo en π_1 , π_2 y π_3 en 2, se tiene

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2} = f\left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{L}{D}\right)$$

Por tanto, será posible trazar $\frac{\Delta P}{\rho V^2}$ con relación a $\frac{\mu}{\rho V D}$, para diversos valores de $\frac{L}{D}$.

3.4.5 SIGNIFICADO DE ALGUNOS DE LOS PARAMETROS ADIMENSIONALES MAS IMPORTANTES

Ciertos parámetros adimensionales que se pueden formar a partir de las cantidades de la tabla 3.2 tienen una importancia física particular, la cual se presenta con mucha frecuencia en la mecánica de fluidos. Reciben nombres especiales, tales como:

Coefficiente de presión o número de Euler, número de Reynolds, número de Froude, número de Weber, número de Mach, relación de calores específicos, número de Strouhal, número de Prandtl, número de Eckert, número de Grashof y relación de temperatura. Se presentan en la tabla 3.2 [12].

Los primeros cinco parámetros antes descritos son importantes en la correlación de datos experimentales.

Por eso se comentan en esta sección [1].

a) COEFICIENTE DE PRESION $\frac{\Delta P}{\frac{\rho V^2}{2}}$ (NUMERO DE EULER) E_u o C_F

Se define como la razón de la presión a la presión dinámica. Al multiplicarse por el área, es la relación de la fuerza de presión a la fuerza inercial, como $(\rho \frac{V^2}{2})A$, siendo la fuerza necesaria para reducir la velocidad a cero.

También se puede escribir como $\frac{\Delta h}{(\frac{V^2}{2g})}$ por división entre γ [1,5,7,12].

b) NUMERO DE REYNOLDS

Es la relación de las fuerzas inerciales a las fuerzas viscosas. Un número crítico de Reynolds hace distinción entre regímenes de flujo, tales como flujo laminar o turbulentos en tubos y otras conducciones, en la capa límite, o alrededor de objetos sumergidos.

El número de Reynolds es importante haya o no superficie libre, su efecto puede despreciarse solamente fuera de las regiones donde hay gradientes altos de velocidad, tales como: lejos de superficies fijas, chorros o estelas. El número de Reynolds es alto cuando predominan las fuerzas de inercia sobre las fuerzas viscosas y viceversa.

Número de Reynolds, $Re = \frac{\rho VD}{\mu}$ [1,5,7,12]

$$Re = \frac{VD}{\nu} ; Re_L = \frac{\rho VL}{\mu} = \frac{VL}{\nu} ; Re_{D_h} = \frac{V \cdot D_h}{\nu}$$

con $\frac{4 \text{ Area mojada}}{\text{Perímetro mojado}}$ (Diámetro hidráulico)

c) NUMERO DE FROUDE

Se define inicialmente como V / \sqrt{gl} y al elevarse al cuadrado y después multiplicarse y dividirse por $\rho\lambda$ es la razón de la fuerza dinámica (o de inercia) a la fuerza de gravedad (Cociente de las fuerzas inerciales entre las gravitacionales).

El número de Froude tiene un efecto dominante en flujos con superficie libre y su efecto puede despreciarse cuando, no hay superficie libre. Es útil en los cálculos de salto hidráulico, en el diseño de estructuras hidráulicas y de barcos, etc. [1,5,7,12].

$$\text{Número de Froude, } Fr = \frac{V}{\sqrt{gl}}$$

d) NUMERO DE WEBER

El número de Weber, We , toma en consideración la tensión superficial (σ), jugando un papel importante solo si es de orden unidad o menor. Esto ocurre normalmente cuando la curvatura de la superficie es comparable en tamaño a la profundidad del líquido, tal es el caso de: gotas, flujos capilares, ondas de pequeña longitud y modelos hidráulicos de pequeñas dimensiones. Cuando el número de Weber es grande, sus efectos son despreciables.

El número de Weber (W o We) se define como:

$$We_D = \frac{\rho V^2 D}{\sigma} \quad \text{o} \quad We_L = \frac{V^2 L \rho}{\sigma}$$

Este parámetro es la razón de las fuerzas inerciales a las fuerzas de tensión superficial.

La tensión superficial causa pequeñas ondas y formación de gotas; teniendo efecto en la descarga de orificios y vertederos con cargas muy pequeñas [1,5,7,12].

e) NUMERO DE MACH

En flujos de gases a altas velocidades hay cambios significativos de presión, densidad y temperatura. Estos cambios termodinámicos proporcionan un nuevo parámetro adimensional, siendo éste el número de Mach.

El número de Mach, si es mayor que 0.3, determina los efectos de compresibilidad en el flujo.

Se puede interpretar como el cociente de la fuerzas inerciales entre las fuerzas debidas a la compresibilidad.

Se define como la razón entre la velocidad de flujo v y la velocidad a del sonido. Es el parámetro correlativo más importante cuando las velocidades están cercanas o arriba de las velocidades sónicas locales [1,5,7,12].

El número de Mach se define así: $Ma = \frac{v}{a}$

Donde la velocidad a del sonido en un liquido es $\sqrt{Ev/\rho}$ y Ev es el módulo elástico a la compresión. En los gases la velocidad del sonido a es igual \sqrt{KRT} , donde $K=C_p/C_v$ es la razón de calores específicos, T la temperatura absoluta y R la constante de los gases: Entonces $Ma = \frac{v}{\sqrt{Ev/\rho}}$ para los líquidos y $Ma = \frac{v}{\sqrt{KRT}}$

para los gases. En ambos casos, v , es la velocidad del flujo analizado.

f) NUMERO DE PRANDTL

El número de Prandtl es importante en problemas en los que intervienen la transferencia de impulso y energía. Define la rapidez con la que se realiza la transferencia del impulso, en comparación con la transferencia de energía mediante la transferencia del calor [5,12].

Se define así:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K}$$

donde μ : Viscosidad absoluta

C_p : Calor específico a presión constante

K : Conductividad térmica

Tabla 3.2 [12]

GRUPOS ADIMENSIONALES EN MECÁNICA DE FLUIDO

Parámetro	Definición	Relación cualitativa de efectos	Importancia
Número de Reynolds	$Re = \frac{\rho UL}{\mu}$	$\frac{\text{Inercia}}{\text{Viscosidad}}$	Siempre
Número de Mach	$Ma = \frac{U}{a}$	$\frac{\text{Velocidad flujo}}{\text{Velocidad sonido}}$	Flujo compresible
Número de Froude	$Fr = \frac{U^2}{gL}$	$\frac{\text{Inercia}}{\text{Gravedad}}$	Flujo con superficie libre
Número de Weber	$We = \frac{\rho U^2 L}{\sigma}$	$\frac{\text{Inercia}}{\text{Tensión superficial}}$	Flujo con superficie libre
Número de cavitación (número de Euler)	$Ca = \frac{p - p_v}{\rho U^2}$	$\frac{\text{Presión}}{\text{Inercia}}$	Cavitación
Número de Prandtl	$Pr = \frac{\mu C_p}{K}$	$\frac{\text{Disipación}}{\text{Conducción}}$	Convección de calor
Número de Eckert	$Ec = \frac{U^2}{c_p T_o}$	$\frac{\text{Energía cinética}}{\text{Entalpia}}$	Disipación
Relación de calores específicos	$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$	$\frac{\text{Entalpia}}{\text{Energía interna}}$	Flujo compresible
Número de Strouhal	$St = \frac{\omega L}{U}$	$\frac{\text{Oscilación}}{\text{Velocidad media}}$	Flujo oscilatorio
Rugosidad relativa	$\frac{\epsilon}{L}$	$\frac{\text{Rugosidad}}{\text{Longitud de cuerpo}}$	Turbulento, pared rugosa
Número de Grashof	$Gr = \frac{\beta \Delta T_g L^3 \rho}{\mu^2}$	$\frac{\text{Flotabilidad}}{\text{Viscosidad}}$	Convección natural
Relación de temperatura	$\frac{T_w}{T_o}$	$\frac{\text{Temperatura de la pared}}{\text{Temperatura de la corriente}}$	Transporte de calor

3.4.6 SIMILITUD Y ESTUDIO SOBRE MODELOS

Luego de estudiar la forma de seleccionar las variables y efectuado el análisis dimensional, el cual permite establecer criterio para organizar un experimento físico donde se requiere establecer la relación adimensional que liga las magnitudes involucradas en un fenómeno, se debe buscar la similitud entre el modelo ensayado y el prototipo a diseñar.

Por lo difícil de definir la similitud completa, se habla de tipos particulares de semejanza tales como : la geométrica, cinemática y dinámica.

a) SIMILITUD GEOMETRICA

Esta se refiere a la forma mediante la dimensión longitud (L) y los ángulos involucrados. Es necesario que los objetos que intervienen en el modelo y en el prototipo geoméricamente sean semejantes, es decir que sus tamaños estén en la misma proporción y los ángulos correspondiente (homólogos) sean iguales.

una definición formal es la siguiente:

"Un modelo y un prototipo son geoméricamente semejantes entre sí, cuando todas las dimensiones espaciales en las tres coordenadas tienen la misma relación de escala lineal" [12].

En la figura 3.26 se ilustra un prototipo y un modelo a escala de un ala, donde las longitudes del modelo son todas un décimo de las correspondientes longitudes del prototipo, pero sus ángulos respecto a la corriente libre son los mismos en ambos cuerpos.

La similitud geométrica, a partir de las longitudes, se extiende a las áreas y a los volúmenes, para aplicarse a modelos y prototipos de diversa representación espacial.

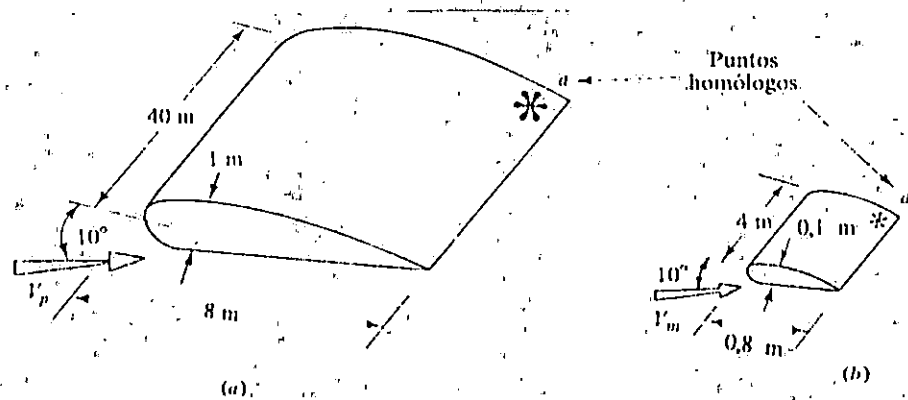


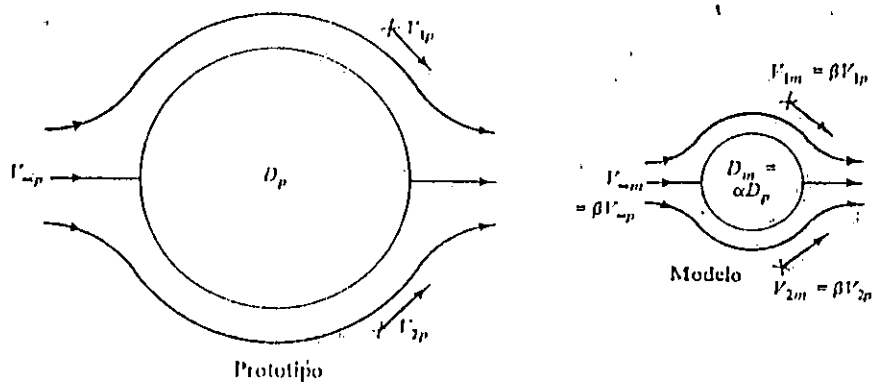
Figura 3.26: Semejanza geométrica en el ensayo con modelos: (a) prototipo; (b) modelo a escala un décimo. [12]

b) SEMEJANZA CINEMATICA

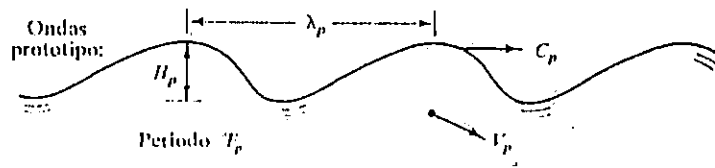
La semejanza cinemática determina que todas las relaciones entre longitudes homólogas del modelo y prototipo deben de tener el mismo valor, la misma relación de escala de longitudes, y que todas las relaciones entre tiempos homólogos sean de un valor común. Entonces habrá una relación única de escala de velocidades. Langhaar expresa la semejanza cinemática como:

" Los movimientos de dos sistemas son cinemáticamente semejantes si partículas homólogas alcanzan puntos homólogos en instantes homólogos" [34].

En la figura 3.27 se esquematiza un caso especial para flujo sin fricción y sin superficie libre de un fluido incompresible, donde a bajas velocidad el modelo y el prototipo son cinemáticamente semejantes con relaciones de escala de longitud y tiempo independientes.



(a)



(b)

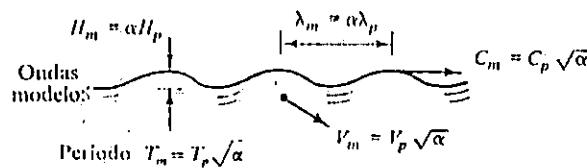


Figura 3.27: Los flujos no viscosos a bajas velocidades son cinemáticamente semejantes: (a) los flujos sin superficie libre son cinemáticamente semejantes con relaciones de escala de longitud y tiempo independientes; (b) los flujos con superficie libre son cinemáticamente semejantes con escalas de longitud y tiempo relacionadas por la conservación del número de Froude. [12]

c) SEMEJANZA DINAMICA (SEMEJANZA MECANICA)

Para obtener datos cuantitativos correctos de un estudio con un modelo, deberá haber una similitud dinámica entre el modelo y el prototipo requiriendo que:

- a) Haya similitud geométrica exacta.
- b) Exista similitud en tiempos y fuerzas o masas. Esto implica que la razón de las presiones dinámicas en puntos correspondientes sea una constante. También puede expresarse como una similitud cinemática, que se cumple simultáneamente con la semejanza dinámica (no basta sólo con la semejanza cinemática) [12].

Esto implica que además de similitud geométrica, se requiere similitud de fuerzas entre modelo y prototipo.

Para que se tenga una similitud dinámica estricta, los

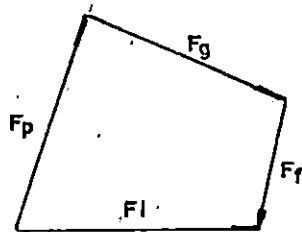
números de Mach, Reynolds, Froude y de Weber deberían ser los mismos, tanto en el modelo como en el prototipo. En la práctica es difícil, frecuentemente imposible, cumplir con más de un criterio de similitud dinámica a la vez.

Por ejemplo se puede lograr $Re_M = Re_p$ o $Fr_M = Fr_p$, pero no necesariamente ambas condiciones a la vez.

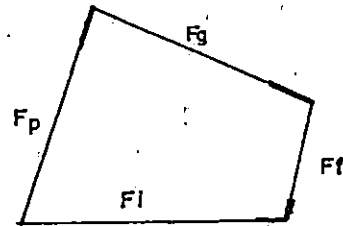
La ley de Newton exige que para toda partícula fluida la suma de las fuerzas de presión, gravedad, fricción, etc debe de ser igual al término de aceleración o fuerza de inercia. Por ejemplo, al considerar solo presión, gravedad y rozamiento, se tiene:

$$F_p + F_g + F_f = F_i \quad \text{Ec. 3.72 [12]}$$

En modelo y prototipo, ambos polígonos de fuerzas deben ser semejantes.



a) Modelo



b) Prototipo

Figura 3.28

Ejemplo 3.11

Por medio de un modelo de 3 m de longitud se va a probar un barco de longitud de 120 m. Si el barco viaja a 56 Km/h. a qué velocidad deberá remolcarse el modelo para obtener una similitud dinámica entre el mismo y el prototipo?.

Solución:

$$\begin{aligned} L_p &= 120 \text{ m} & L_m &= 3 \text{ m} \\ V_p &= 56 \text{ Km/h} & V_m &= ? \\ g_n &= 9.81 \text{ m/seg}^2 \end{aligned}$$

A partir de la igualdad de los números de Froude se determina la velocidad del modelo.

$$\text{Número de Froude de prototipo} = F_p = \left(\frac{V}{\sqrt{Lg_n}} \right)_p$$

$$\text{Número de Froude del modelo} = F_m = \left(\frac{V}{\sqrt{Lg_n}} \right)_m$$

$$\left(\frac{V}{\sqrt{Lg_n}} \right)_p = \left(\frac{V}{\sqrt{Lg_n}} \right)_m$$

$$\frac{(56 \times 103/3600)^2}{(120 \times 9.81)} = \frac{V_m^2}{(3 \times 9.81)}$$

$$V_m = 2.46 \text{ m/s} \approx 8.86 \text{ Km/hora}$$

3.5 EFECTOS DE LA VISCOSIDAD. RESISTENCIA AL FLUJO

La subdivisión principal de flujos continuos es la de flujos viscosos y no viscosos. Estos últimos no existen, sin embargo son usados en forma hipotética para simplificar el análisis de numerosos problemas.

Una subdivisión de los flujos viscosos es en flujos laminares y turbulentos y éstos a su vez, en flujos compresibles e incompresibles. Los flujos incompresibles son aquellos en los cuales las variaciones de densidad son pequeñas o relativamente poco importantes. En los flujos compresibles, las variaciones de densidad son de gran importancia.

En un régimen laminar, la estructura del flujo se caracteriza por el movimiento de láminas o capas. La estructura del flujo en un régimen turbulento, por otro lado, se caracteriza por los movimientos tridimensionales, aleatorios, de las partículas de fluido, superpuestos al movimiento promedio [7].

El que un flujo sea laminar o turbulento depende de las propiedades del caso. Así, por ejemplo, la naturaleza del flujo (laminar o turbulento) a través de un tubo, se puede establecer teniendo en cuenta el valor de un parámetro adimensional, el

número de Reynolds (Re). Si bien para valores de Reynolds mayores que 2000 ó 2300 se dice que el flujo suele ser turbulento y para valores de Reynolds menores que estos se dice que el flujo es laminar, no existe un valor único de Re para el cual el flujo cambie de laminar a turbulento [7]. Por tal razón es de suma importancia conocer en cada caso que tipo de flujo es, para poder analizarlo.

3.5.1 FLUJO VISCOSO EN CONDUCTOS CERRADOS (LAMINAR Y TURBULENTO)

Los flujos viscosos se pueden dividir en general en dos categorías: flujos internos y flujos externos. Además, también resulta posible clasificarlos como flujos laminares y turbulentos, dependiendo del valor que tome el número de Reynolds y de las condiciones externas.

Debido a que todos los fluidos son viscosos, la presencia de gradiente de velocidad implica la existencia de esfuerzos viscosos. Flujos internos, se le denomina a todos aquellos que quedan completamente limitados por superficies sólidas [7].

Las partículas del fluido que están en contacto con la pared permanecen en reposo. En el campo del flujo existe gradiente de velocidad en las proximidades a la pared, dentro de la región denominada capa límite. Las paredes aplican, al fluido, una fuerza cortante retardada, siendo la capa límite una frontera dentro del flujo donde se dan esfuerzos cortantes significativos.

Para flujos viscosos en conductos cerrados, el efecto de esa frontera denominada capa límite, es capaz de extenderse a través del todo el flujo. La influencia de la capa límite puede visualizarse a la entrada de un tubo (Figura 3.31), cerca de la entrada bien redondeada, el perfil de velocidades es casi uniforme en toda la sección transversal. La acción del esfuerzo cortante en la pared es retardar el flujo cerca de la pared. Como consecuencia de la continuidad, la velocidad aumenta en la región central. Después de la longitud de entrada (L) el perfil de velocidades no cambia y esta longitud está en función del número de Reynolds (Ecuación 3.76).

En flujo turbulento, la capa límite crece con mayor rapidez y la longitud de transición es considerablemente más corta que la dada en un flujo laminar (Ecuación 3.76).

El fluido también en la capa límite está sujeto a un gradiente de presión, determinado a partir del flujo potencial, que aumenta la cantidad de movimiento hacia el interior de la capa.

Para fronteras lisas, corriente arriba, la capa límite es una capa límite laminar en la que las partículas de los fluidos se mueven en capas lisas. Al aumentar su espesor, la capa límite laminar se vuelve inestable y finalmente se transforma en una capa límite turbulenta en las que las partículas del fluido se mueven en una forma desordenada, aunque su velocidad se ha reducido por la acción de la viscosidad en la frontera.

Se han sugerido varias definiciones para el espesor de la capa límite δ . La definición más sencilla se refiere al desplazamiento del flujo principal debido al retardo de las partículas del fluido en la zona de la frontera (Fig. 3.29).

Donde δ es el valor de Y para el cual $u \approx U$ en el flujo inalterado (o $u = 0.99 U$).

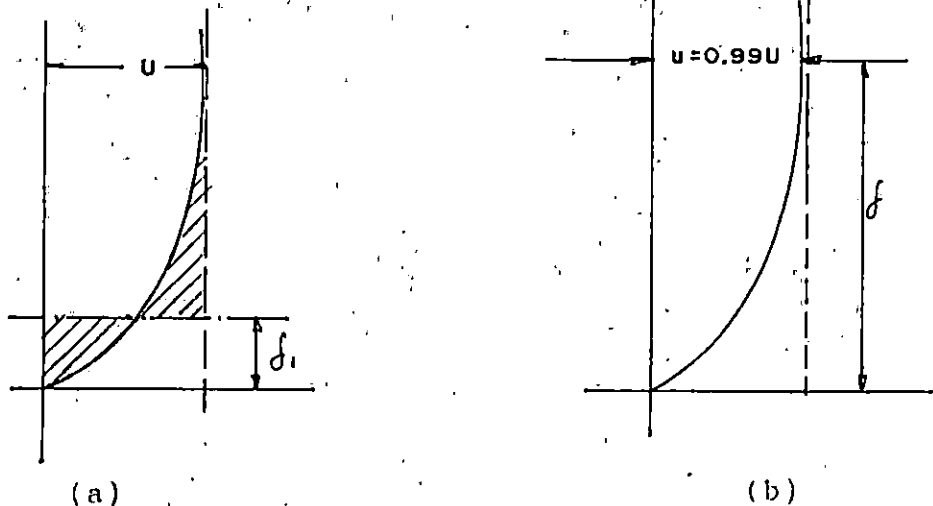


Figura 3.29 : Definición del espesor de la capa límite.

La ecuación de la cantidad de movimiento sirve para determinar el crecimiento de la capa límite turbulenta y los esfuerzos cortantes sobre una placa lisa, de manera análoga al

estudio de la capa límite laminar.

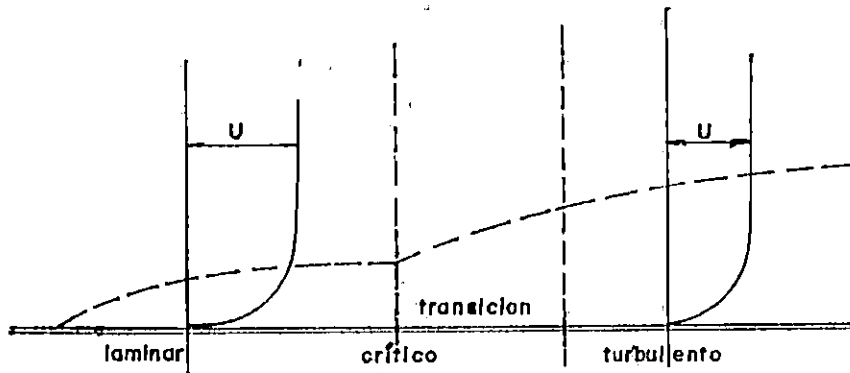


Figura 3.30: Crecimiento de la capa límite [1]

Donde la capa límite laminar es:

$$\frac{\delta}{X} = \frac{4.65}{\sqrt{R_x}} \quad \text{EC. 3.73 [1]}$$

Donde, $R_x = \frac{U_x}{\nu}$

Cuando el número de Reynolds toma valores de 500,000 y 1,000,000; la capa límite se vuelve turbulenta.

Capa límite para flujo turbulento:

$$\delta = \frac{0.37X}{R_x^{1/5}} \quad \text{EC. 3.74 [1]}$$

a) FLUJO LAMINAR

En la figura 3.31 se ilustra el flujo laminar en la región de entrada a un tubo de sección transversal circular.

El flujo es uniforme a la entrada del tubo con velocidad V_0 . Debido a la condición de no deslizamiento en las paredes, la velocidad en ellas debe ser cero a lo largo de toda la tubería. Se desarrolla entonces, una capa límite sobre las paredes de la tubería [7].

La superficie sólida ejerce una fuerza cortante de acción retardadora en el flujo, de este modo la velocidad del flujo en

las cercanías de la superficie se ve reducida. A medida que el flujo avanza a lo largo de la tubería el efecto es más pronunciado.

La velocidad promedio en cualquier sección transversal se toma como:

$$\bar{V} = \frac{1}{A} \int_{Area} u dA \quad \text{Ec. 3.75 [7]}$$

y esta debe ser igual a V_0 , de tal modo que

$$\bar{V} = V_0 = \text{Constante}$$

Se dice que un flujo está totalmente desarrollado cuando el perfil de la distribución de velocidades ya no varía más del 1%, respecto a la distribución final, también se considera así cuando, a suficiente distancia de la entrada al tubo, la capa límite generada sobre la pared del tubo alcanza la línea del centro. Esta distancia se denomina "longitud de entrada". Después de ésta, el perfil de velocidades ya no cambia al incrementarse la distancia longitudinal X .

La forma que toma este perfil de velocidades depende de si el flujo es turbulento o laminar. La figura 3.31 corresponde a una representación cualitativa de un flujo laminar. Donde la longitud de entrada (L), es una función del número de Reynolds.

$$\text{Según Langhaar } \frac{L}{D} \approx 0.06 \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} \quad \text{Ec. 3.76 [7]}$$

Si se considera que un flujo es laminar cuando $Re < 2300$, entonces la ecuación 3.76 quedaría así:

$$L \approx 138 D \quad \text{Ec. 3.77 [7]}$$

El flujo laminar está gobernado por la ley de Newton que relaciona la tensión cortante con la velocidad de deformación angular $\tau = \mu dv/dy$. La viscosidad μ el fluido es la magnitud física predominante y su acción amortigua cualquier tendencia a la turbulencia [8].

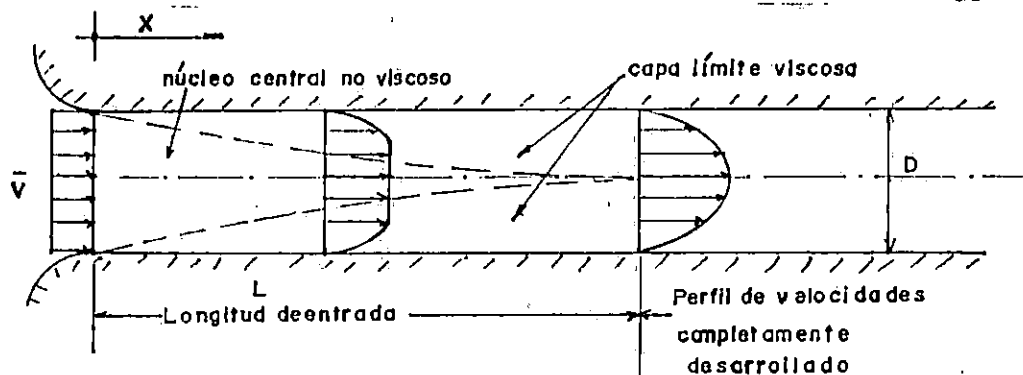


Figura 3.31 [7]

b) FLUJO TURBULENTO

En el flujo turbulento las partículas fluidas se mueven en forma desordenada en todas direcciones, resultando imposible conocer la trayectoria de una partícula individualmente.

Los esfuerzos cortantes que se generan en un flujo turbulento, pueden expresarse así:

$$\tau = (\mu + \eta) \frac{dv}{dy} \quad \text{Ec. 3.78 [8]}$$

donde η (eta) es un factor que depende de la densidad del fluido y de las características del movimiento (turbulencia) y μ representa los efectos debido a la viscosidad. Aunque se han propuesto otras fórmulas, encontradas experimentalmente, para determinar la tensión cortante.

Prandtl sugirió:

$$\tau = \rho l^2 \left(\frac{dv}{dy} \right)^2 \quad \text{Ec. 3.79 [8]}$$

Von Karman también sugirió:

$$\tau = \tau_0 \left(1 - \frac{Y}{r_0} \right) = \rho K^2 \frac{(dv/dy)^4}{(d^2v/dy^2)^2} \quad \text{Ec. 3.80 [8]}$$

La tensión cortante a lo largo de la pared de una tubería varía linealmente a lo largo de la sección recta. En la figura 3.32 se muestra, además el comportamiento de los esfuerzos cortantes.

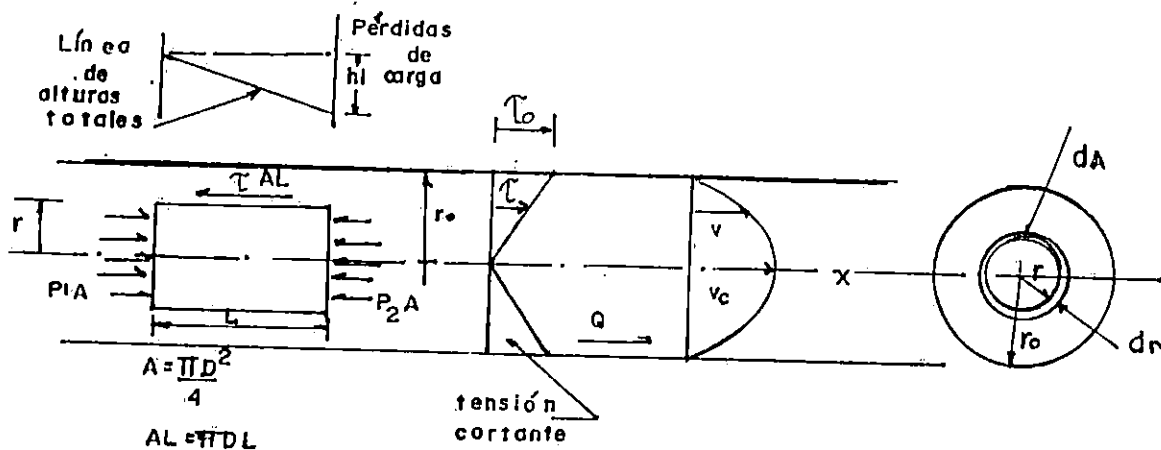


Figura 3.32 [8]

3.5.2 NUMERO DE REYNOLDS

La naturaleza del flujo laminar o turbulento, y su posición relativa sobre una escala que indica la importancia relativa de las tendencias de turbulento a laminar, son indicadas por el número de Reynolds [1].

El flujo laminar es cuando el fluido se desplaza ordenadamente en capas o láminas paralelas, deslizándose suavemente una capa sobre otra capa adyacente con sólo un intercambio molecular de cantidad de movimiento. En cambio, en el flujo turbulento, las partículas se mueven en forma errática, con un intercambio de cantidad de movimiento transversal muy violento.

Osborne Reynolds realizó estudios para tratar de determinar cuando dos situaciones de flujo diferentes serían semejantes. Se dice que dos casos de flujo son dinámicamente similares cuando:

- Son geoméricamente análogos, es decir, que las dimensiones lineales correspondientes tienen una razón constantes y los ángulos involucrados son iguales en ambos casos.

- Las líneas de corriente correspondientes son geoméricamente semejantes, o las presiones en puntos correspondientes tienen una razón constante.

En la consideración de dos situaciones de flujo geoméricamente similares, Reynolds dedujo que serían dinamicamente similares si las ecuaciones diferenciales generales que describen el flujo son idénticas. Al hacer cambios con las unidades de masa, longitud y tiempo en un conjunto de ecuaciones y determinar la condición que debe satisfacerse para hacerlas idénticas a las ecuaciones, Reynolds encontró que el grupo adimensional $ul\rho/\mu$ debe ser el mismo para ambos casos. Donde u es una velocidad característica, l una longitud característica, ρ es la densidad y μ la viscosidad. Este grupo adimensional se conoce como número de Reynolds (Re) [1].

$$Re = \frac{ul\rho}{\mu} \quad \text{Ec. 3.81 [1]}$$

Para determinar el significado del grupo adimensional, Reynolds llevó a cabo sus experimentos sobre el flujo de agua en tubos de vidrio. Manteniendo constantes l , D , ρ y μ , variando u , tomó el promedio de la velocidad V como la velocidad característica y el diámetro del tubo D como la longitud característica, de manera que:

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad [1]$$

Para flujos pequeños la corriente mostró que el flujo era laminar. Al aumentar la velocidad del flujo, el número de Reynolds aumentó, ya que D , ρ y μ eran constantes y Re fue directamente proporcional a la velocidad V del flujo. Con un aumento en la descarga se llegó a la condición de flujo turbulento.

Reynolds obtuvo un valor $Re \approx 12,000$ antes de que se estableciera la turbulencia.

Comenzando con flujo turbulento en un tubo de vidrio, Reynolds encontró que siempre se volvía laminar cuando se reducía la velocidad hasta hacer a Re menor que 2000. Este es el "número crítico inferior de Reynolds" para flujos en tubería. El flujo cambiará de laminar a turbulento en los límites de los números de Reynolds de 2000 a 4000. Para efectos didácticos se supone que el cambio ocurre en $Re \cong 2000$.

En flujo laminar las pérdidas son directamente proporcionales a la velocidad promedio, mientras que en el flujo turbulento las pérdidas son proporcionales a la velocidad, elevada a una potencia que varía de 1.7 a 2.0.

La naturaleza de un flujo dado para un fluido incompresible se caracteriza por su número de Reynolds. Para valores grandes de Re uno o dos términos en el numerador son grandes comparados con los del denominador. Los términos del numerador están relacionados con las "fuerzas inerciales" o con fuerzas debidas a la aceleración o deceleración del fluido. El término del denominador es la causa de las fuerzas cortantes viscosas, así que el parámetro número de Reynolds también se puede considerar como una razón de fuerzas inerciales a viscosas [1].

Dependiendo de la geometría del flujo, la rugosidad de la superficie y los niveles de fluctuación de la corriente de entrada, varía el valor del número de Reynolds. De acuerdo a esta variación se han elaborado rangos indicativos para clasificación de flujos, tal como se muestra en el siguiente cuadro [12].

RANGO DE Re	CLASIFICACION
0 a 1	Movimiento laminar "lento", altamente viscoso
1 a 100	Laminar, fuerte dependencia de Re
100 a 10^3	Laminar, es útil la teoría de la capa límite
10^3 a 10^4	Transición a la turbulencia
10^4 a 10^6	Turbulento, moderada dependencia de Re
$> 10^6$	Turbulento, débil dependencia de Re

Cuando el flujo entra en una etapa de transición de laminar a turbulento, la rugosidad relativa (e/D), toma una significativa importancia en el análisis del mismo.

3.5.3 RESISTENCIA AL FLUJO TURBULENTO EN CONDUCTOS CERRADOS

El principal objetivo de esta sección es que el alumno pueda describir los fenómenos que se presentan cuando existen flujos a lo largo de una tubería y, especialmente, el cambio de presión que se tiene en un flujo incompresible. Los cambios de presión en un sistema de esta naturaleza pueden deberse, por una parte, a cambios del nivel del conducto o a cambios de velocidad ocasionados por variaciones en el área de la sección transversal. Otro factor que influye en los cambios de presión es el rozamiento, es decir, que existe una pérdida de presión comparada con el caso ideal de un flujo sin rozamiento.

Para simplificar el análisis, las pérdidas de presión se han dividido en las llamadas pérdidas "primarias" o "mayores" y pérdidas "secundarias" o "menores", estas últimas ocurren localmente y se deben a la presencia de válvulas, codos, desviaciones, reductores u otros accesorios. Las pérdidas "mayores" resultan gradualmente y se deben al rozamiento en conductos rectos, de área de sección transversal constante, considerando flujos completamente desarrollados. Son las más importantes cuando la tubería recta es larga en comparación con los tramos curvos o con accesorios. En caso contrario pueden ser más importantes las pérdidas "menores".

La caída de presión que se presenta a la entrada de un tubo, se considera como una pérdida "menor", es decir es una pérdida local. concentrada.

a) Perfil de velocidad

El perfil de velocidad completamente desarrollado, para un flujo turbulento, a través de un tubo liso, se puede representar mediante la ecuación empírica. conocida como "ley de potencia":

$$\frac{u}{U} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} \quad \text{EC. 3.82 [7]}$$

donde el exponente n , varía con el número de Reynolds:

$$n \approx 6 \quad \text{para} \quad \text{Re} \approx 4.0 \times 10^3$$

$$n \approx 7 \quad \text{para} \quad \text{Re} \approx 1.1 \times 10^5$$

$$n \approx 10 \quad \text{para} \quad \text{Re} \approx 3.2 \times 10^6$$

Puesto que la velocidad promedio $\bar{V} = \frac{Q}{A}$ y $Q = \int_A V dA$ para tubería lisa se puede calcular la razón de la velocidad promedio entre la velocidad en la línea del centro utilizando la siguiente ecuación:

$$\frac{\bar{V}}{U} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad \text{EC. 3.83 [7]}$$

- b) Distribución de esfuerzos cortantes a través de un conducto, horizontal, totalmente lleno (para un flujo completamente desarrollado)

En el flujo estacionario completamente desarrollado a través de un tubo horizontal ya sea laminar o turbulento, la caída de presión queda equilibrada únicamente por las fuerzas cortantes en la pared del tubo. Este resultado se puede demostrar aplicando la ecuación de cantidad de movimiento (ver sección 3.3.8) a un volumen de control cilíndrico V_c , como el de la figura 3.33.

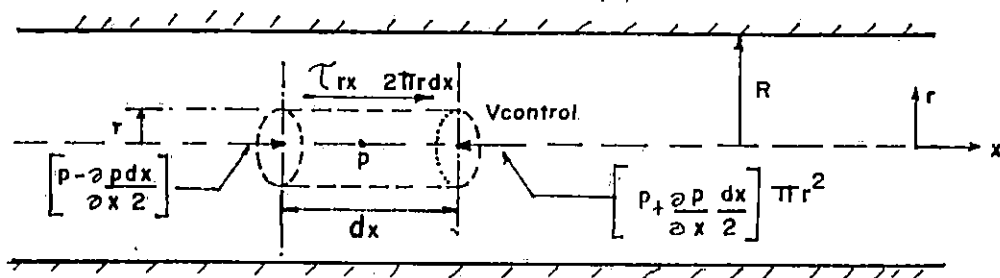


Figura 3.33 [7]

Suponiendo: (1) Tubo horizontal, $F_{BX} = 0$
 (2) Flujo estacionario
 (3) Flujo incompresible
 (4) Flujo completamente desarrollado
 y resolviendo se obtiene que:

$$\tau_{rx} = \frac{r}{2} \frac{\partial P}{\partial X}$$

Se observa entonces que el esfuerzo cortante varía linealmente en la dirección transversal del tubo, desde cero en la línea del centro hasta su valor máximo en la pared del tubo y se presenta como τ_R , la ecuación quedaría:

$$\tau_R = -\frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial X} \quad \text{Ec. 3.84 [7]}$$

c) Pérdidas de Energía

En el flujo de fluidos ocurren pérdidas de energía, tales como la diferencia de energía mecánica por unidad de masa que se puede verificar entre dos puntos de control. Esta pérdida representa la conversión (irreversible) de energía mecánica en un punto, a energía térmica de menor calidad, en otro, y la pérdida de energía por transferencia de calor [7].

Se acostumbra identificar este conjunto de pérdidas de energía como la pérdida total de carga entre dos secciones transversales 1 y 2 en una conducción, h_{1t} , y se puede encontrar con la siguiente ecuación:

$$h_{1t} = \left(\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right) \quad \text{Ec. 3.85 [7]}$$

donde α es el factor de corrección por distribución no uniforme de velocidades (sección 3.3.6) y para el caso de tubería lisa, de sección transversal circular y flujo desarrollado se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\alpha = \left[\frac{U}{\bar{V}} \right]^3 \frac{2n^2}{(3+n)(3+2n)} \quad \text{Ec. 3.86 [7]}$$

donde el término $\frac{U}{\bar{V}}$ se puede encontrar mediante el uso de la ecuación Ec. 3.83 y haciendo las mismas consideraciones, para n , que se dan en el literal (a) de esta misma sección.

La pérdida de carga es la interpretación física de una pérdida de energía mecánica, expresada por unidad de peso del fluido que se mueve [7].

La ecuación 3.85 se puede utilizar para calcular la diferencia de presión entre dos puntos cualesquiera de una tubería, con tal que se conozca la pérdida de carga h_{lt} .

La pérdida de carga total (h_{lt}), se puede considerar como la suma de la pérdidas mayores h_f , debidas a los efectos del rozamiento en un flujo completamente desarrollado a través de un conducto de área constante, y las pérdidas menores, h_k , debidas a las entradas, a los acoplamientos entre tubos, desviaciones, cambios de área, válvulas, codos, etc.

i) Pérdidas mayores, Factor de rozamiento

El balance de energía expresado mediante la ecuación 3.85 se puede utilizar para calcular las pérdidas de carga mayores. Si se considera un flujo completamente desarrollado a través de un conducto de área constante, sin pérdidas menores ($h_k = 0$), y velocidad constante ($\alpha_1(V_1^2/2g) = \alpha_2(V_2^2/2g)$): La ecuación 3.85 se reduce a:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = (Z_2 - Z_1) + h_f \quad \text{Ec. 3.87 [7]}$$

Si además se considera que el conducto es cerrado y horizontal, la ecuación se reduce a:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} = h_f \quad \text{Ec. 3.88 [7]}$$

De esta forma las pérdidas de carga, para un flujo completamente desarrollado a través de un tubo horizontal de área constante, se pueden expresar como una pérdida de presión, además estas pérdidas de carga dependen de las características del flujo.

La caída de presión para un flujo turbulento no se puede calcular analíticamente, sino haciendo uso de resultados experimentales y del análisis dimensional con el objeto de correlacionar estos últimos. Estas caídas de presión, debidas al rozamiento, dependen de las características geométricas del conducto (D, L); de las propiedades del fluido (ρ , μ); de la rugosidad de las paredes (e) y de la velocidad media (\bar{V}).

En forma funcional $\Delta p = f(D, L, e, \bar{V}, \rho, \mu)$ luego de realizar una serie de procedimientos (análisis dimensional) se llegó a la ecuación siguiente:

$$\frac{h_f}{\left(\frac{\bar{V}^2}{2g}\right)} = \frac{L}{D} \phi_2\left(\text{Re}, \frac{e}{D}\right) \quad \text{Ec. 3.89 [7]}$$

donde $\phi_2(\text{Re}, e/D)$ es una función desconocida y que se define como factor de rozamiento f y que se determina experimentalmente [7], encontrándose una ecuación para determinar la caída de presión de un flujo turbulento (ver ecuación 3.2.9):

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{(\bar{V})^2}{2g}$$

La ecuación es conocida como la ecuación de Darcy-Weisbach

El factor de rozamiento f se determina experimentalmente. Los resultados publicados por L.F. Moody, se muestran en el anexo N° 7.

Para determinar la pérdida de carga, se calcula primero el número de Reynolds (Re). Por otra parte, se establece el valor de la rugosidad relativa, e/D . Utilizando los valores de Re y e/D ,

se lee el factor de rozamiento f , del diagrama de Moody (anexo 7) y luego se calcula la pérdida de carga utilizando la ecuación 3.29.

Los valores de rugosidad relativa se pueden seleccionar en el cuadro presentado en el anexo 8.

Para un flujo laminar se puede usar también la ecuación 3.29, calculándose el factor de rozamiento mediante la siguiente fórmula que se deduce de la ecuación de Poiseuille.

$$f_{laminar} = \frac{64}{Re} \quad Ec. 3.90 [7]$$

Según esta expresión, en un flujo laminar, el factor de rozamiento es una función únicamente del número de Reynolds; resulta así independiente de la rugosidad, es por eso que no se tomó en cuenta al deducir la ecuación 3.91. Es decir que mientras el número de Reynolds se incrementa el factor de rozamiento disminuye, siempre que el flujo permanezca laminar.

En la transición de un flujo, laminar a turbulento, f crece rápidamente. En el régimen turbulento, el factor de rozamiento disminuye gradualmente a lo largo de la curva correspondiente al tubo liso, y finalmente se nivela a un valor constante para números de Reynolds extremadamente grandes.

También se puede calcular la caída de presión, para un flujo laminar en una tubería lisa, recta, horizontal, de sección transversal circular, con la siguiente ecuación.

$$\Delta_p = \frac{128\mu LQ}{\pi D^4} \quad Ec. 3.91 [8]$$

ii) Pérdidas menores

Si el sistema de tubería bajo análisis incluye tramos largos con área constante en la sección transversal, estas pérdidas pueden resultar relativamente pequeñas (de ahí el término de pérdidas menores). Generalmente se requiere que el flujo en una

tubería pase a través de una serie de acoplamientos, codos, o cambios abruptos de área, dando como resultado la separación o desprendimiento del flujo en estos accesorios, generando pérdidas de carga adicionales.

La pérdida de carga menor se puede expresar como:

$$h_K = K \frac{(\bar{V})^2}{2} \quad [7]$$

donde K es el "coeficiente de pérdidas", el cual se determina en forma experimental para cada accesorio. Los valores respectivos se encuentran en tablas proporcionadas en el capítulo cuatro.

Las pérdidas menores de carga también se pueden calcular haciendo uso de la fórmula:

$$h_K = f \frac{L_e}{D} \frac{(\bar{V})^2}{2} \quad \text{Ec. 3.92 [7]}$$

Donde L_e es una "longitud equivalente" de tubería rectilínea, referida al diámetro D.

Existen procedimientos aproximados para calcular la resistencia de un accesorio cualquiera al flujo [1,7].

3.5.4 FLUJO INCOMPRESIBLE Y PERMANENTE, A TRAVÉS DE SISTEMAS SIMPLES DE TUBERIAS

Una vez estudiados los métodos para determinar las pérdidas de energía en un conducto y debidas a un flujo, se pueden calcular haciendo uso de la ecuación 3.83.

El alumno podría utilizar las mismas técnicas básicas para resolver problemas complejos, así como los problemas dados en sistema simples. A continuación se describe la forma de abordar diferentes tipos de problemas en tuberías simples.

a) Sistema de un solo tubo

La caída de presión a través de un sistema de tuberías es una función del gasto volumétrico, de la diferencia de niveles, y de la pérdida total de carga ($h_f + h_k$). Esta caída de presión puede

expresarse en forma funcional como:

$$\Delta_p = \phi_3(L, Q, D, e, \Delta z, \text{configuración del sistema } \rho, \mu)$$

Las propiedades del fluido se pueden suponer constantes para el flujo incompresible a través del conducto (ρ, μ).

La rugosidad (e), el cambio de nivel y la configuración del sistema dependen del arreglo final que más convenga para determinada instalación, por lo que la expresión funcional se puede escribir así:

$$\Delta_p = \phi_4(L, Q, D) \quad \text{Ec. 3.93 [7]}$$

La ecuación 3.93 relaciona cuatro variables. Cualquiera de ellas se puede considerar como una cantidad incognita en un problema dado. De este modo en la resolución de problemas de tuberías simples se consideran cuatro casos generales posibles.

- i) L, Q y D conocidas ; Δp desconocida
- ii) $\Delta p, Q$ y D conocidas ; L desconocida
- iii) $\Delta p, L$ y D conocidas ; Q desconocida
- iv) $\Delta p, L$ y Q conocidas ; D desconocida

Los casos i e ii se pueden resolver utilizando únicamente las ecuaciones 3.83 y 3.88; la ecuación de continuidad y el diagrama de Moody (anexo 7).

Para los casos iii e iv requiere el uso de las mismas ecuaciones y del diagrama de Moody; pero además de esto requiere procesos iterativos. Se analiza cada uno de los casos a continuación, con mayores detalles.

i) L, Q y D conocidas ; Δp desconocida

Utilizando los valores de Re y e/D (anexo N° 8) calculados a partir de los datos conocidos, se puede obtener un factor de rozamiento (f) mediante el empleo del diagrama de Moody. Las pérdidas de carga total se calculan usando las ecuaciones 3.29 y 3.30 ó 3.85. Para el cálculo de la caída de presión (Δp) se podrá utilizar la ecuación 3.85 [7].

ii) $\Delta p, Q$ y D conocidas ; L desconocida

La pérdida total de carga se calcula usando la ecuación 3.85. El factor de rozamiento correspondiente se obtiene del diagrama de Moody empleando los valores Re y e/D , calculados a partir de los datos conocidos. La longitud se determina mediante la ecuación de Darcy-Weisbach (Ec. 3.29) [7].

iii) $\Delta p, L$ y Q conocidas ; Q desconocida

Se hace una combinación entre la ecuación 3.85 y las ecuación de pérdidas de carga; dando como resultado una expresión para \bar{V} o Q en términos de factor de rozamiento f . Este factor se supone a partir del diagrama de Moody (f_{inicio} supuesto constante, que correspondería a la región de flujo completamente rugoso, para cierta rugosidad relativa constante). Se calcula, primero \bar{V} , luego Re y se obtiene un nuevo valor de f y una segunda aproximación para \bar{V} . Generalmente no se requieren mas de dos iteraciones [7].

iv) $\Delta p, L$ y Q conocidas ; D desconocida

Inicialmente se designa un valor tentativo para el diámetro del tubo con ayuda de velocidades promedio recomendables en la practica. Se calcula así el número de Reynolds y se determina la rugosidad relativa en el diagrama de Moody. Del diagrama de Moody, se obtiene un valor de f . Se calculan las pérdidas de carga y luego se resuelve la ecuación 3.85 para determinar la caída de presión. Este valor tentativo resultante se compara con el requerido por el sistema.

Si Δp es demasiado grande, se repiten los cálculos para un valor mayor de D . Si después de este otro intento el valor resultante de Δp es menor que el requerido, se debe intentar entonces con un valor de D menor. Es recomendable usar valores de D disponibles comercialmente [7].

Ejemplo 3.12

Cuál será la caída de la altura de presión en 100 metros de una tubería nueva de fundición, horizontal, de 100mm de diámetro,

que transporta fuel oil medio a 10°C, si la velocidad es de 7.5 cm/seg?

Solución:

$\Delta p = ?$	De anexo 3, tabla 3
$L = 100$ mts	$v = 5.16 \times 10^{-6}$ m ² /seg
$\Delta Z = 0.0$	$D_R = 0.861$
$D = 100$ mm	Del anexo 8, tabla 2 [8]
$V = 7.5 \times 10^{-2}$ m/seg	$e = 0.024$ cm = 0.24 mm.

Valores conocidos L, Q y D; Δp desconocida por lo que se recomienda usar el caso i de la sección 3.5.4

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{7.5 \times 10^{-2} \text{ m/seg} \times 0.10 \text{ m}}{5.16 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}} = 1453.5$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0.024 \text{ cm}}{10 \text{ cm}} = 0.0024$$

Con lo valores de Re y e/D se encuentra en el diagrama de Moody el valor de f.

$$f = 0.044$$

o por medio de la ecuación para flujo laminar $f = 64/Re$.

Para calcular las pérdidas de carga se usará la ecuación de Darcy-Weisbach (ecuación 3.29)

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$h_f = 0.044 \frac{100}{0.10} \frac{(7.5 \times 10^{-2})^2}{2(9.81)}$$

$$h_f = 0.013 \text{ metros}$$

Ejemplo 3.13

Una tubería vieja, de 600 mm de diámetro interior y 1200m de longitud, transporta un fuel-oil medio a 27°C desde A a B. Las presiones en A y B son, respectivamente, 4.0 Kg/cm² y 1.4 Kg/cm² y el punto B está situado 20m por encima de A. Calcular el caudal en m³/seg utilizando $e=0.048$ cm/cm [8].

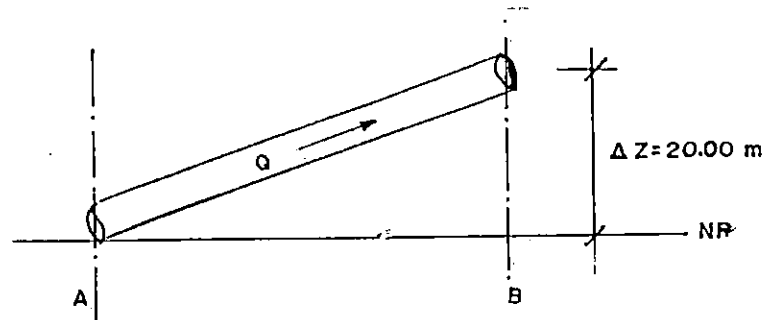


Figura 3.34

Solución:

Datos:

Tubería vieja

$$D_i = 600 \text{ mm}$$

$$L = 1200 \text{ m}$$

$$P_A = 4.0 \text{ Kg/cm}^2 \approx 40 \times 10^3 \text{ Kg/m}^2$$

$$P_B = 1.4 \text{ Kg/cm}^2 \approx 14 \times 10^3 \text{ Kg/m}^2$$

$$e = 0.048 \text{ cm/cm}$$

$$Q = ?$$

fuel-oil medio

$$T = 27^\circ \text{C}$$

de anexo 3, tabla 3

T (°C)	D _R	$\nu \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{seg})$
25	0.857	3.44
30	0.849	3.11

interporlando en forma lineal para 27°C

$$D_R = 0.851$$

$$\nu = 3.31 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

para el agua

$$25^\circ \text{C} \rightarrow \gamma = 997.07 \text{ Kg/m}^3$$

$$30^\circ \text{C} \rightarrow \gamma = 995.68 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{interpolando } \gamma = 996.51 \text{ Kg/m}^3 \text{ para } 27^\circ \text{C}$$

Determinando las pérdidas totales de carga en la tubería entre los punto A y B, auxiliandose con la ecuación 3.85.

$$h_{lt} = \left(\frac{P_A}{\rho g} + \frac{\alpha_A (V_A)^2}{2g} + z_A \right) - \left(\frac{P_B}{\rho g} + \frac{\alpha_B (V_B)^2}{2g} + z_B \right)$$

considerando un flujo completamente desarrollado y velocidad constante, entonces:

$$\frac{P_A - P_B}{\rho g} = (z_B - z_A) + h_l$$

Despejando

$$\frac{P_A - P_B}{\rho g} - (z_B - z_A) = h_l$$

Sustituyendo

$$h_l = \left[\frac{(40 - 14) \times 10^3}{(996.51 \times 0.851)} \right] - [20.0]$$

$$h_l = 10.66 \text{ m. entre A y B}$$

Sustituyendo h_l en la ecuación de Darcy-Weisbach

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{(V)^2}{2g}$$

$$10.66 = f \frac{1200}{0.6} \frac{(V)^2}{2(9.81)}$$

$$V^2 = \frac{0.10457}{f} \quad (1)$$

Primera prueba

Del diagrama de Moody

con $e/D = 0.048/60 = 8 \times 10^{-4}$ cm/cm

$$f = 0.019$$

Sustituyendo f en la ecuación (1)

$$V^2 = 0.10457/0.019 = 2.35 \text{ m/seg.}$$

$$\therefore Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{2.35 \times 0.60}{3.31 \times 10^{-6}} = 4.3 \times 10^5$$

$$v^2 = \frac{0.10457}{0.019}$$

$$v = 2.35 \text{ m/seg}$$

$$\therefore Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{2.35 \times 0.60}{3.31 \times 10^{-5}} = 4.3 \times 10^5$$

PRUEBAS	e/D	Re _(entrada) 10 ⁵	f' (Moody)	V m/seg	Re _(calculado) 10 ⁵
Segunda	8x10 ⁻⁴	4.3	0.024	2.09	3.8
Tercera	"	3.8	0.245	2.07	3.75
Cuarta	"	3.75	0.245	2.07	3.75

Entonces

$$v = 2.07 \text{ m/seg}$$

$$Re = 3.75 \times 10^5$$

por continuidad

$$Q = V.A$$

$$Q = 0.59 \text{ m}^3/\text{seg}$$

En la figura 3.35 se muestra un diagrama vectorial de velocidad, a la salida del impulsor de una bomba, el cual puede usarse para establecer la condición para tener figuras semejantes de líneas de corriente; β es el ángulo para el álabe; u es la velocidad periférica del impulsor en el borde del álabe; v es la velocidad del fluido con relación al álabe y V es la velocidad absoluta que sale del impulsor, que es la adición vectorial de u con el fluido.

además, de lograr una buena calidad de las superficies en contacto semejantes, al menos en forma aproximada. Para reducir discrepancias por efectos de la rugosidad relativa, debe tratarse, Así mismo, sus "líneas de corriente" deberán ser geométricamente diagramas vectoriales de velocidades semejantes, son "homólogos", viscosos. Dos unidades geométricamente semejantes, que tienen el prototipo, a menudo es necesario despreciar los efectos la vez un mismo número de Reynolds igual para el modelo como para rodetes (turbina). Pero debido a la imposibilidad de mantener a semejantes de entrada o salida de los impulsores (bombas) o de los como diagramas vectoriales de velocidades geométricamente semejantes se necesita aplicar la semejanza geométrica (sección 3.4.6), así Para usar modelos a escala en el diseño de turbomáquina,

3.6.1 UNIDADES HOMÓLOGAS

transforman de energía mecánica (energía motriz) [1, 12].
turbinas extraen energía del fluido en forma continua y la aumentan la energía del fluido al realizar trabajo sobre él; las las bombas, los ventiladores (soplantes) y los compresores realizan un trabajo por medio del desplazamiento del álabe. de movimiento, entre el álabe y el chorro se generan fuerzas que desvía un chorro de fluido y en consecuencia cambia su cantidad un fluido se necesita aplicar una fuerza. Cuando un álabe móvil Para cambiar la dirección o la magnitud de la velocidad de a un fluido o extraer energía de él.
Las turbomáquinas se basan en el principio de agregar energía

3.6 TURBOMÁQUINA

y v ; V_r es el componente radial de V y es proporcional a la descarga; α es el ángulo que forma la velocidad absoluta con u , la dirección tangencial. Teóricamente la velocidad relativa v , forma con la velocidad periférica u el mismo ángulo β de diseño del álabe, lo cual sólo es una aproximación al caso real.

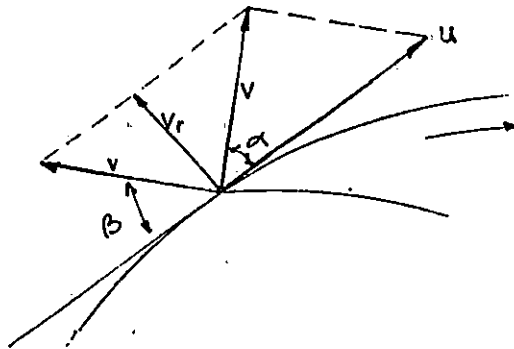


Figura 3.35: Diagrama vectorial de velocidad a la salida del impulsor de una bomba [1].

Para toda unidad homóloga, α debe ser el mismo, al relacionar la velocidad de rotación N , el diámetro del impulsor D y la descarga Q . Si α es constante, V_r es proporcional a V ($V_r = V \text{Sen} \alpha$) y, por formar el triángulo de velocidades, V_r y u son proporcionales. Por tanto, las condiciones para α constante en una serie de unidades homólogas puede expresarse como:

$$\frac{\overline{V_r}}{u} = \text{constante} \quad \text{Ec. 3.94 [1]}$$

La descarga Q puede expresarse así; ya que $Q = A \cdot V_r$, resulta que $Q \propto D^2 \cdot u \rightarrow \alpha D^2 \cdot D \cdot N$, entonces

$$Q = \text{Const.} \cdot D^3 \cdot N \rightarrow \frac{Q}{ND^3} = \text{Constante} \quad \text{Ec. 3.95 [1]}$$

La descarga Q en unidades homólogas puede ser relacionada con la carga H con una sección transversal representativa A , por medio de la fórmula del orificio.

$$Q = C_d A \sqrt{2gH} \quad \text{Ec. 3.96 [1]}$$

Pero en esta ecuación C_d genera una cierta baja en la eficiencia al pasar del modelo a prototipo, esto puede ser corregido mediante un factor de corrección empírica para corregir la eficiencia en función del tamaño [1]. Como $A \propto D^2$, la ecuación que daría:

$$\frac{Q}{D^2 \sqrt{gH}} = \text{Constante} \quad \text{Ec. 3.97 [1]}$$

Al igualar las ecuaciones 3.95 y 3.97 resulta:

$$\frac{gH}{N^2 D^2} = \text{Constante} \quad \text{Ec. 3.98 [1]}$$

Las ecuaciones 3.97 y 3.98 son muy útiles para determinar las características de operación de una unidad a partir de aquellas de una unidad homóloga, de diferente tamaño y velocidad.

3.6.2 VELOCIDAD ESPECIFICA (N_s)

Generalmente, para la selección de una unidad se necesita un parámetro, que puede ser adimensional y que relacione velocidad, caudal y altura manométrica, pero que no dependa del tamaño (D) y ese parámetro es denominado velocidad específica (N_s) [1,12].

La velocidad específica se define como el valor numérico correspondiente a la velocidad de un rodete o impulsor con un diámetro tal que desarrolla un caballo de vapor de potencia para una altura de 1 metro [8].

Otra definición dice que es numéricamente la velocidad de algún integrante de la serie que tiene un tamaño que trabaja a descarga y carga unitarias. [1].

Si se elimina D de las ecuaciones 3.95 y 3.98, se obtiene

$$\frac{N\sqrt{Q}}{g^{3/4} H^{3/4}} = \text{Constante} \quad \text{Ec. 3.99 [1,8]}$$

Por la definición de velocidad específica, la constante es N_s , la velocidad de una unidad para $Q=1$ y $H=1$ es:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad \text{EC. 3.100 [1,8]}$$

La ecuación 3.100 es usual para bombas. Con las unidades usuales en la práctica N en RPM, Q en m^3/s o l/s (sistema métrico) o pie^3/seg o GPM (sistema inglés) y H en metros (sistema métrico) o en pies (sistema inglés), N_s no resulta adimensional. Sin embargo, cumple el propósito como parámetro de referencia y comparación, para establecer tipos de bombas y sus características.

Esta velocidad se define para el punto de mejor eficiencia, es decir, para la velocidad, carga y descarga más eficientes.

La velocidad específica para una serie homóloga de turbinas, con $P=P_T$ = potencia efectiva de la turbina, H = salto neto de la turbina y N = rpm de turbina; se expresa así:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad \text{EC. 3.101 [1,8]}$$

La ecuación 3.101 también puede aplicarse a bombas centrífugas y axiales, con $P = P_{\text{bomba}}$, H = carga total de la bomba y N = rpm de la bomba. De nuevo, se señala que con las unidades usuales en la práctica (RPM, HP ó CV, m o pies) N_s no resulta adimensional, pero puede servir como un parámetro de referencia para establecer tipos y características.

3.6.3 TEOREMA ELEMENTAL DE LA CASCADA

Según el principio de las turbomáquinas estas agregan energía o la extraen, continuamente a un flujo que pasa por una serie de álabes móviles (y también pueden usarse otros álabes fijos para guiar y regular el flujo). Al examinar el flujo através de una serie de álabes semejantes colocados en la disposición llamada de cascada, es posible desarrollar algunas de las condiciones necesarias para un sistema eficiente.

Considérese una serie de álabes (figura 3.36) que gira a una velocidad ω dentro de un sistema con la mayor eficiencia posible. El flujo debe entrar en forma tangencial (elimina perturbaciones), como se ilustra en la figura 3.37 (a). Si la velocidad relativa no es tangente al álabe en el punto de entrada, es posible que se presente separación, figura 3.37 (b) También puede haber separación cuando la velocidad relativa sea tangente al álabe, debido a la forma ó la curvatura inadecuada del mismo o la expansión de los canales de flujo, provocando que la capa límite aumente su espesor hasta llegar al reposo. Estas pérdidas reciben el nombre de "pérdidas turbulentas o por desviación en la entrada".

Cuando el fluido sale de la cascada en movimiento, por lo general su velocidad ha cambiado en magnitud y dirección, ocasionando un cambio en su momento de la cantidad de movimiento (caso de la turbina) y también realizando trabajo sobre la cascada o bien recibiendo el trabajo debido a la cascada en movimiento (caso de la bomba).

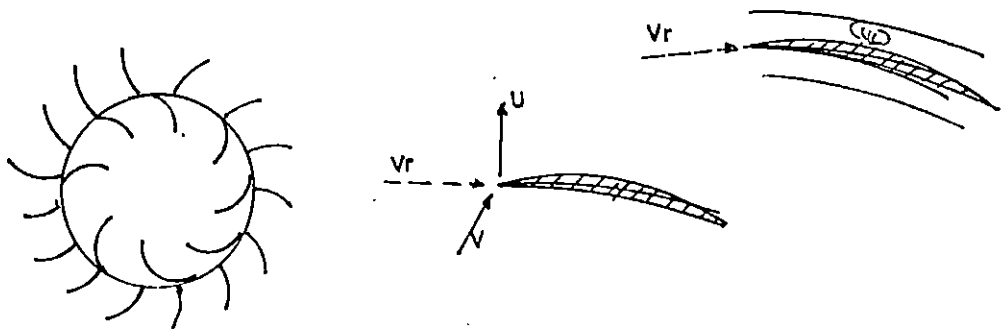


Fig. 3.36: Cascada rotatoria de álabes sobre la periferia de un cilindro circular dentro de una cascada fija [1].

(a) (b)
Fig. 3.37: Flujo en álabes (a) Flujo tangente al álabe (b) Separación de flujo o desviación con velocidad relativa no tangente a la orilla anterior

3.6.4 TEORIA DE TURBOMAQUINARIA

Las turbinas extraen energía del fluido, mientras que las bombas, los ventiladores, las hélices y los turbocompresores aumentan la energía del fluido. Todo esto es posible mediante un rotor (rodete de la turbina, impulsor de la bomba) que consta de una serie de álabes rígidos colocados en una flecha.

En la teoría de la turbomaquinaria se desprecia la fricción y se supone que el fluido fluye perfectamente por la máquina, de modo que la velocidad relativa del fluido siempre sea tangente a los álabes de la máquina. Lo anterior se traduce en una simetría circular en el rotor y permite que la ecuación del momento de la cantidad de movimiento, adquiera la forma simple de la ecuación para el flujo a régimen permanente.

$$T = \rho Q [(rV_t)_{ent} - (rV_t)_{out}] \quad Ec. 3.102 [1]$$

Donde T es el momento de torsión que actúa sobre el fluido en el volumen de control (figura 3.38) y $\rho Q(rV_t)_{ent}$ y $\rho Q(rV_t)_{out}$ representan respectivamente, el momento de la cantidad de movimiento que entra y sale del volumen de control. Con esta definición si T es positivo, se trata de una bomba; si resulta negativo, es una turbina.

Para estudiar las relaciones que existe entre las diferentes velocidades de los álabes, a menudo se utilizan los diagramas vectoriales polares (figura 3.39). El subíndice 1, se refiere a la sección de entrada y el subíndice 2, a la sección de salida. V es la velocidad absoluta del fluido, u es la velocidad periférica del rotor y v es la velocidad del fluido relativa al rotor; V_u es la componente, en dirección tangencial de la velocidad absoluta, α es el ángulo que la velocidad absoluta V forma con u y β es el ángulo que la velocidad relativa V_r forma con $-u$, β es teóricamente el ángulo del álabe, y V_r o V_n es la componente normal, radial de la velocidad absoluta perpendicular a la

periférica $u = \omega r$. Con esta notación, la ecuación 3.102 se transformará en:

$$T = \rho Q (r_2 v_2 \cos \alpha_2 - r_1 v_1 \cos \alpha_1) \quad \text{Ec. 3.103.a [1]}$$

$$T = \rho Q (r_2 v u_2 - r_1 v u_1) \quad \text{Ec. 3.103.b [1]}$$

La masa del fluido por unidad de tiempo a través de la maquina es $m = \rho Q = (\rho Q)_{ent} = (\rho Q)_{ent}$.

Cuando T es positivo, el momento de la cantidad de movimiento del fluido aumenta al pasar por el rotor, como en el caso del impulsor de una bomba. Para T negativo, el momento de la cantidad de movimiento disminuye, como en el rotor de las turbinas.

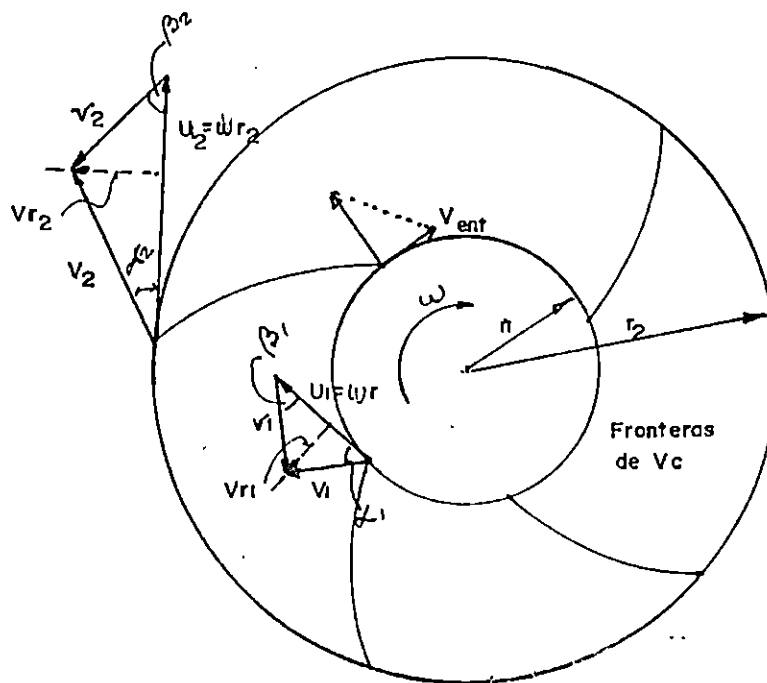


Figura 3.38: Flujo a régimen permanente a través de un volumen de control con simetría circular [1].

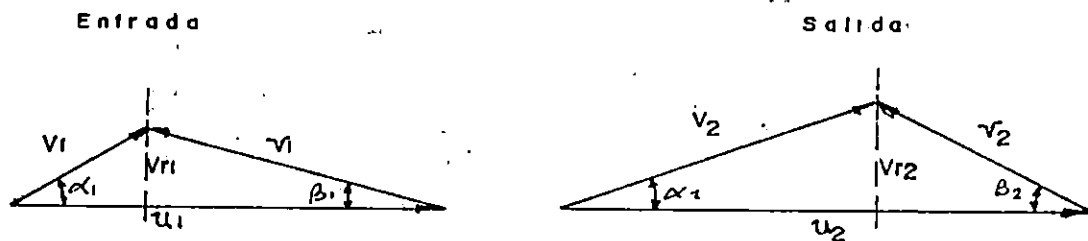


Figura 3.39: Diagramas vectoriales de velocidades [1].

a) Relación de carga y energía

Sin considerar las pérdidas, la potencia disponible P_d de una turbina es $Q\Delta_p = Q\gamma H$, donde H es la columna neta de energía (salto neto) sobre el rodete, luego $Q\gamma$ es el peso por unidad de tiempo y H es la energía potencial por unidad de peso. En forma similar el impulsor de una bomba desarrolla una potencia $P_B = Q\gamma H$, donde H es la carga total de la bomba.

Teóricamente para una bomba (Euler):

$$T \cdot \omega = \rho Q (\omega r_2 V_{u_2} - \omega r_1 V_{u_1}) = \rho Q (u_2 V_{u_2} - u_1 V_{u_1})$$

y también se cumple $P_B = T \cdot \omega = \gamma Q H$

de donde resulta, eliminado T :

$$H = \frac{u_2 V_{u_2} - u_1 V_{u_1}}{g} \quad \text{EC. 3.104 [1]}$$

y teóricamente, para una turbina (Euler):

$$H = \frac{-u_2 V_{u_2} + u_1 V_{u_1}}{g} \quad \text{EC. 3.105 [1]}$$

Para una bomba, la carga total, efectiva o real, desarrollada H_{ap} está dada por:

$$H_B = e_H H = H - \sum \Delta H_l \quad \text{EC. 3.106 [1]}$$

y para una turbina, el salto efectivo o real H_T es

$$H_T = \frac{H}{e_h} = H + \sum \Delta H_i \quad \text{EC. 3.107 [1]}$$

Donde e_h es la llamada eficiencia hidráulica de la máquina (debería llamarse eficiencia de salto, para la turbina; y eficiencia de carga, para la bomba) y $\sum \Delta H_i$ representa la suma de todas las pérdidas internas (de columnas de energía) de la máquina. Se supone que estas consideraciones, que sólo se trata de pérdidas de columna de energía, y que no hay pérdidas volumétricas que afectan al caudal. La eficiencia global de una máquina se reduce aún más, debido a la fricción en los cojinetes, a la fricción del fluido entre el rodete o el impulsor y la caja, y al fluido parásito que circula alrededor del rodete o del impulsor sin pasar en forma útil a través de él. Estas pérdidas no alteran las fórmulas para H . Las bombas se diseñan de modo que la cantidad de movimiento angular del fluido a la entrada del impulsor sea cero (pre-rotación cero). En este caso se tiene:

$$H = \frac{u_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} \quad \text{EC. 3.108 [1]}$$

A su vez, las turbinas en su mayor parte se diseñan de tal modo que la cantidad de movimiento angular del fluido sea cero en la sección de salida del rodete (post rotación cero) para condiciones máximas de eficiencia; en este caso:

$$H = \frac{u_1 V_1 \cos \alpha_1}{g} \quad \text{EC. 3.109 [1]}$$

3.6.5 TURBINAS HIDRAULICAS

Una turbina extrae energía de un fluido que posee una carga. Básicamente hay dos tipos: de reacción y de impulso, la diferencia está en la forma de transformar la carga. En las turbinas de reacción, el fluido llena por completo los canales entre álabes, y la caída de presión tiene lugar en el rotor.

Una turbina hidráulica de impulso convierte primero la carga en un chorro de alta velocidad por medio de una tobera, el chorro empuja tangencialmente a los álabes en la periferia del rodete cuando giran a corta distancia de la tobera [12]. Todo el conjunto (tobera, rodete) está encerrado en una caja o carcasa, que permite el funcionamiento seguro, eficiente y la salida adecuada del agua hacia un canal de descarga.

a) Turbinas hidráulicas de reacción

Las turbinas hidráulicas de reacción generalmente son diseñadas para saltos bajos, y medianos y altos y medianos caudales. El fluido es opuesto al de una bomba, entrando periféricamente por una carcasa espiral por la sección de mayor diámetro del rodete y descarga a través del ojo, después de ceder la mayor parte de su energía al rodete, para salir por un tubo difusor llamado tubo de aspiración, hacia el canal de descarga.

Los diseños de reacción son de tipo radial, helicocentrífugo y axial y son, esencialmente máquinas diseñadas para admitir el fluido con alta energía y extraer su cantidad de movimiento.

Todas las turbinas hidráulicos radiales o helicocentrífugas son llamados ahora "Turbinas Francis" en honor a James B. Francis, quien diseñó la primera turbina eficiente de este tipo. Con saltos todavía más bajos pueden construirse turbinas para mayores caudales con un flujo puramente axial y son llamados turbinas de hélice, si carecen de regulación (álabes fijos) y las más importantes, con regulación por álabes móviles, se llaman turbinas Kaplan.

Los parámetros de las turbinas son similares a los de las bombas, pero la variable independiente es la potencia de salida, que depende del caudal Q , de la altura neta disponible H , de la velocidad del rotor n y del diámetro D . El rendimiento es la potencia de salida, dividida por la potencia disponible γQH [12]. La figura 3.40 muestra esquemáticamente diseños de rotor para turbinas Francis, de hélice.

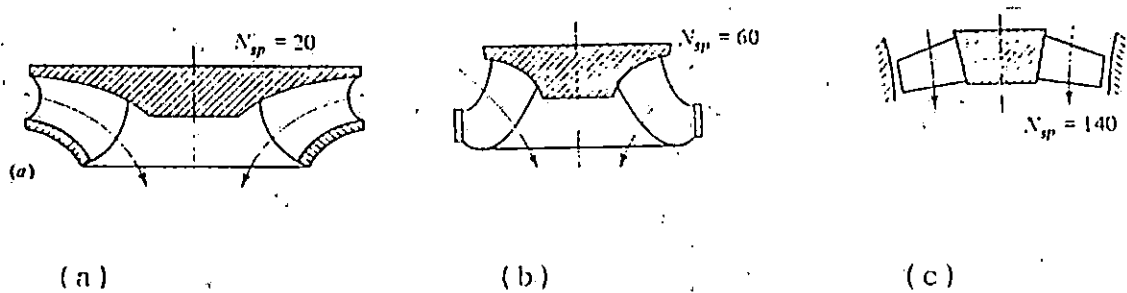


Figura 3.40: Turbinas de reacción (a) Francis (tipo radial); (b) Francis (helicoentrípeta); (c) hélice (axial) [12]

En una turbina de reacción, una parte de la energía del fluido se convierte en energía cinética al pasar el fluido a través de los álabes directores (paletas directrices) de posición ajustable y el resto de la conversión se lleva a cabo en el rodete [1].

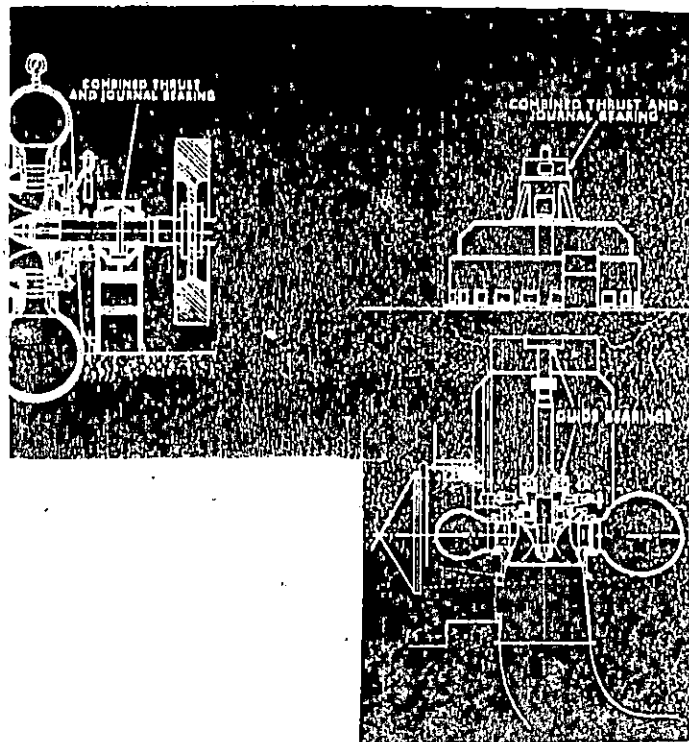


Figura 3.41: Turbina de reacción, tipo Francis, de eje horizontal y vertical [36]

A partir de la figura 3.41 la ecuación de la energía entre los puntos 1 y 2 se puede escribir como:

$$Z_s + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{h_1}{\gamma} = \text{Pérdidas} \quad \text{Ec. 3.110 [1]}$$

Las pérdidas incluyen las pérdidas por desviación y expansión, y las pérdidas de carga por fricción y por velocidad a la salida del tubo o de descarga [1].

Los distintos diseños de turbinas hidráulicos se pueden clasificar o tipificar, de acuerdo con el margen de velocidades específicas usuales, del modo siguiente:

Cuadro 3.3 : Valores de N_s usuales según el tipo de turbina hidráulica [12].

TIPO DE TURBINA HIDRAULICA	VALORES USUALES DE	
	Ns INGLES	Ns METRICO
Impulso (Pelton)	1-10	2.4..10..30..35
Francis	10-110	150..250..500
Helice: Kaplan	100-250	350..1000

$$N_s = \frac{\text{rpm}(hy)^{1/2}}{(\text{pie})^{5/4}} \quad (\text{Sistema inglés})$$

$$N_s = \frac{\text{rpm}(CV)^{1/2}}{(\text{metros})^{5/4}} \quad (\text{Sistema métrico})$$

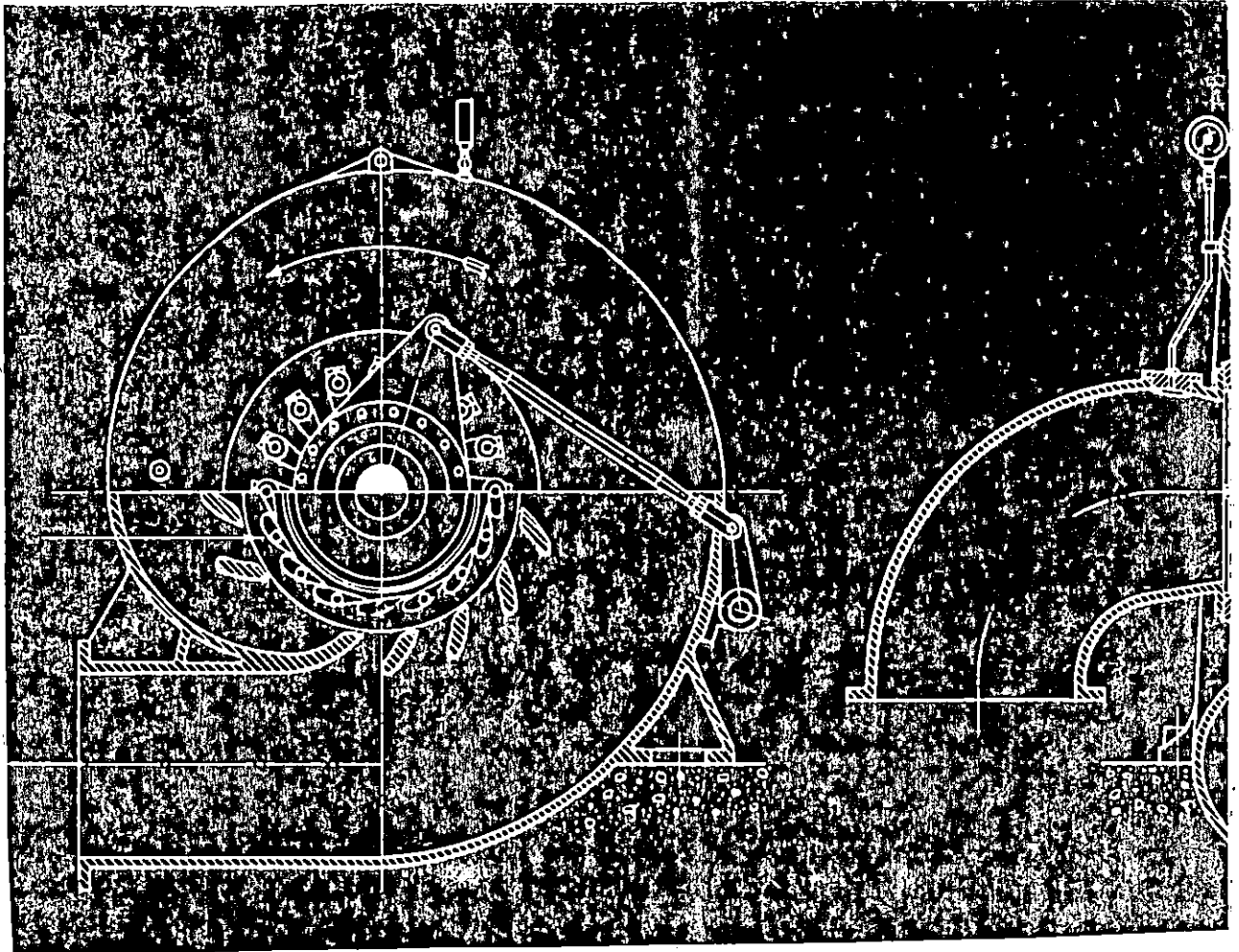


Figura 3.42: Turbina Francis [36]

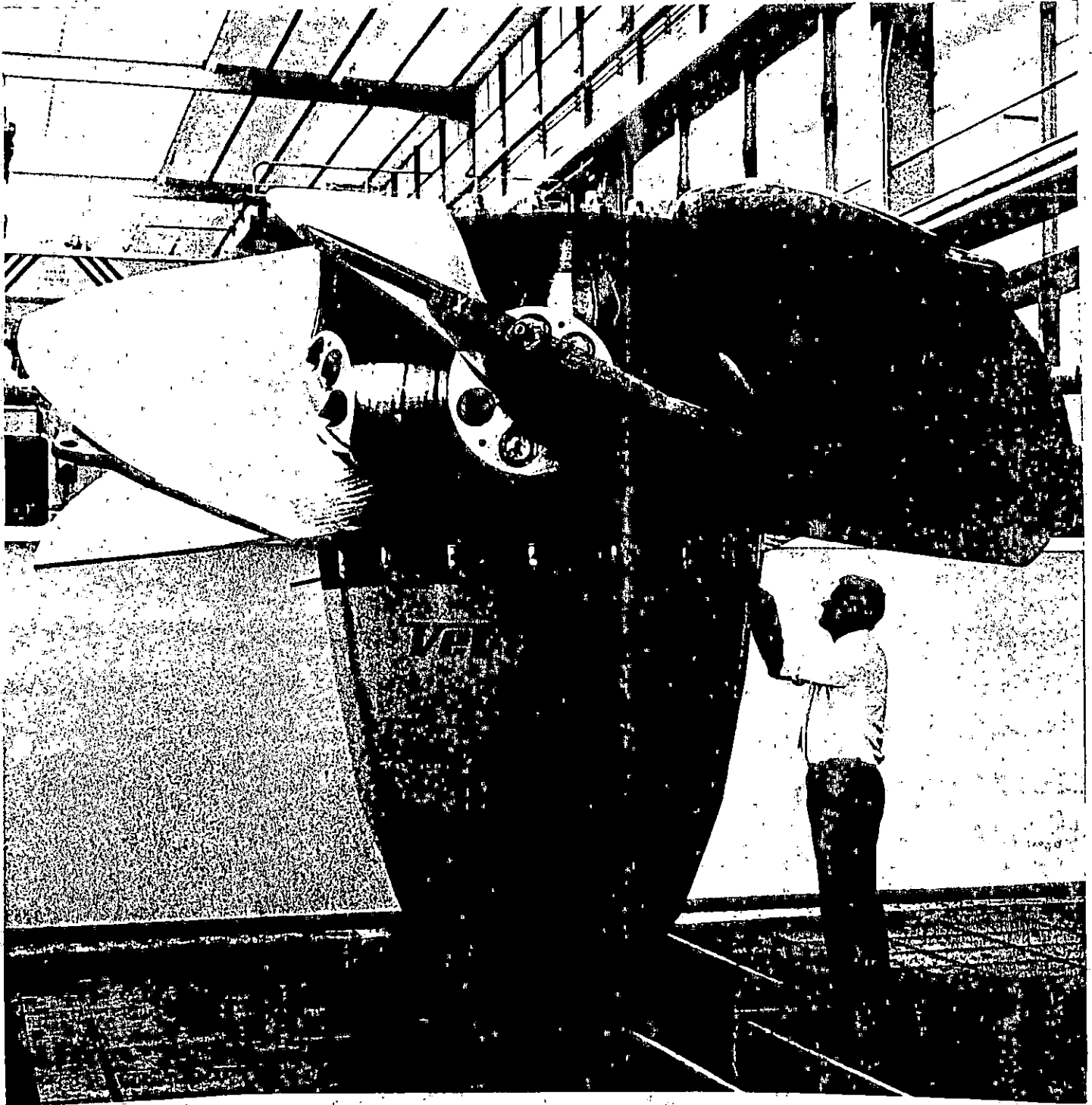


Figura 3.43: Turbina Kaplan [36]

b) Turbinas hidráulicas de impulso (Turbinas de chorro libre, turbina Pelton)

Para grandes saltos y potencias, y caudales relativamente bajos, esto es, bajos N_s , una turbina de reacción requerirá velocidades demasiado altas, pero también por las altas presiones en el rotor, requerirá una carcasa de mayor espesor. La turbina de impulso de la figura 3.44 es ideal para esta situación. Puesto que N_s es bajo, n será bajo y la alta presión está confinada a la tobera cuya abertura es regulable con una válvula de aguja (inyector), que convierte la carga en un chorro de alta velocidad V_1 a la presión atmosférica. El chorro impulsa a los álabes del rodete que tienen aproximadamente una forma de copa escotada, elíptica dividida por la mitad mediante una arista, como en la figura 3.44 (b). Estas se denominan "turbinas Pelton" en honor a Lester Allen Pelton, que realizó el primer diseño eficiente [12].

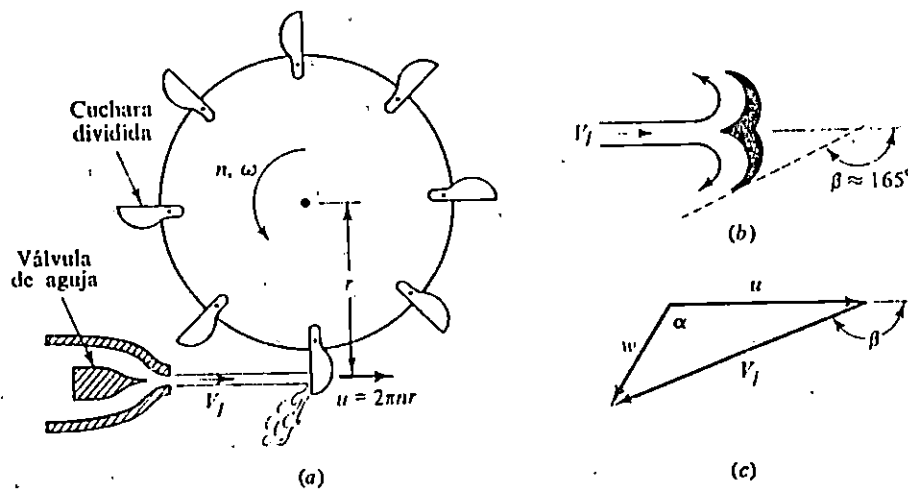


Figura 3.44: Turbina impulso: (a) Vista lateral de la rueda y chorro; (b) Cuchara vista desde arriba; (c) Diagrama típico de velocidades [12].

para el literal (b) Entrada: Velocidad relativa de entrada

$$V_{r1} = V_1 - u_1 = V_1 - u$$

para el literal (c) Salida: $V_{r2} \approx V_{r1}$ (aproximadamente igual en magnitud, pero desviada respecto a u)

La energía disponible o altura total en la entrada de la tobera (boquilla) es:

$$H = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \quad \text{Ec. 3.111 [1]}$$

Debido a las pérdidas existentes en la tobera (2% a 8%), se utiliza un coeficiente de velocidad (C_v) cuyo valor oscila entre 0.92 a 0.98 y depende del grado de abertura de la tobera. Resultando la siguiente ecuación para la velocidad del chorro.

$$V_1 = C_v(2gH)^{1/2} \quad \text{Ec. 3.112 [12]}$$

El rendimiento hidráulico teórico de una turbina, de impulso se expresa así:

$$e = 2(1 - \cos \beta) \phi (C_v - \phi)$$

donde ϕ es un factor de velocidad periférico y se expresa así:

$$\phi = \frac{u}{(2gH)^{1/2}} \quad \text{Ec. 3.113 [12]}$$

Se ha encontrado que ϕ depende de la velocidad específica, como se indica en el cuadro 3.4 [1].

VELOCIDAD ESPECIFICA Ns		ϕ
(1)	(2)	
7.62	2	0.47
11.42	3	0.46
15.24	4	0.45
19.05	5	0.44
22.86	6	0.433
26.65	7	0.425

$$(1) N_s = \frac{rpm(0.7354 \text{ Kw})^{0.5}}{m^{1.25}} \quad \text{Sistema métrico}$$

$$(2) N_s = \frac{rpm(HP)^{0.5}}{(\text{pie})^{1.25}} \quad \text{Sistema inglés}$$

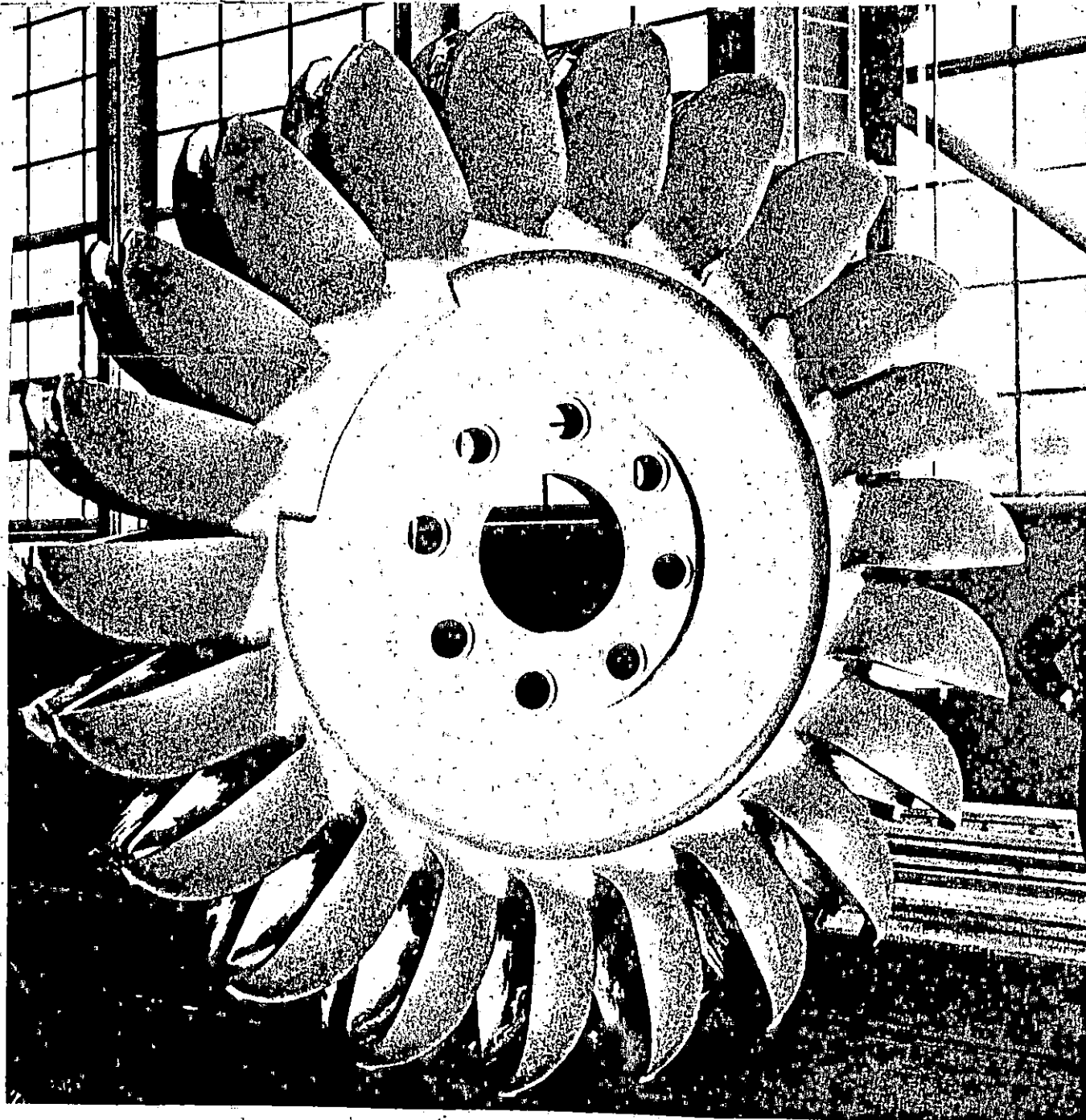


Figura 3.44 d: Turbina Pelton [37]

3.6.6 BOMBAS Y VENTILADORES.

Las bombas aumentan la energía de los líquidos, mientras que los ventiladores y compresores hacen lo mismo con los gases. El procedimiento para diseñar una máquina de este tipo, es casi el mismo en ambos casos, excepto cuando aumenta considerablemente la densidad. Por eso, las bombas y ventiladores se calculan como máquinas hidráulicas, mientras los compresores ya son máquinas térmicas. En este último caso, intervienen aspectos termodinámicos, por la variación de la densidad y la temperatura según las presiones involucradas.

Las turbobombas y los turbosopladores pueden ser de flujo radial, axial o mixto [1].

a) Clasificación de las bombas [12]

Existen dos tipos básicos de bombas: volumétricas de desplazamiento positivo, y dinámicas o de intercambio de cantidad de movimiento (turbobombas).

Las bombas volumétricas de desplazamiento positivo (BDP) tiene un contorno móvil que, por cambio de volumen, obliga al fluido a avanzar a través de la máquina. Se abre una cavidad en la que el fluido penetra a través de la toma. Después se cierra la cavidad y se expulsa el fluido por la abertura de salida. Estas bombas pueden dividirse en:

i) Volumétricas recíprocas

- 1- Pistón o émbolos
- 2- Diafragmas

ii) Volumétricas giratorias

- 1- Rotor simple
 - Paletas deslizantes
 - Tubo flexible
 - Tornillo
 - Peristáltica
- 2- Rotor múltiple
 - Engranaje
 - Lóbulo

- Tornillo

- Pistón circunferencial

Todos las BDP suministran un caudal pulsatorio como consecuencia de que la cavidad se abre, atrapa y expulsa al fluido. Su gran ventaja es que se puede usar para bombear cualquier tipo de fluido, independientemente de la viscosidad, útiles para pequeños caudales y cargas medianas y altas.

Las bombas dinámicas añaden cantidad de movimiento al fluido por medio de álabes giratorios, mientras éste se mueve a través de pasajes abiertos y después convierte su alta velocidad en incremento de presión al salir a través de un difusor. Cubren el campo de caudales medianos y grandes, para cargas pequeñas y medianas. También hay diseños para grandes cargas, aún cuando no alcanzan los altos valores encontrados con las bombas de desplazamiento positivo.

Las bombas dinámicas se pueden clasificar así:

i) Giratorias

- 1- Centrífugas o de flujo de salida radial
- 2- Flujo axial
- 3- Flujo mixto (entre radial y axial)

ii) Diseño especial

- 1- Bomba de chorro o eyector
- 2- Bombas electromagnéticas para metales líquidos
- 3- Actuadores: martinets hidráulicos o neumáticos.

Las bombas dinámicas proporcionan generalmente un mayor caudal que las BDP y una descarga más estacionaria. Las bombas dinámicas generalmente necesitan ser cebadas, ya que no pueden succionar el líquido, situado por debajo, hasta su entrada. Por el contrario, las BDP no lo necesitan.

Una BDP es apropiada para altos incrementos de presión y bajos caudales, por ejemplo 5000 lbf/pulg² y 1000 gal/min (2.2 pie³/seg); mientras que una bomba dinámica proporciona caudales elevados (superiores a 300,000 gal/min) con bajos incrementos de presión (100 lbf/pulg² o menos).

La figura 3.45 muestra la diferencia de funcionamiento entre los dos tipos de bombas. Obsérvese el efecto de la viscosidad en las curvas.

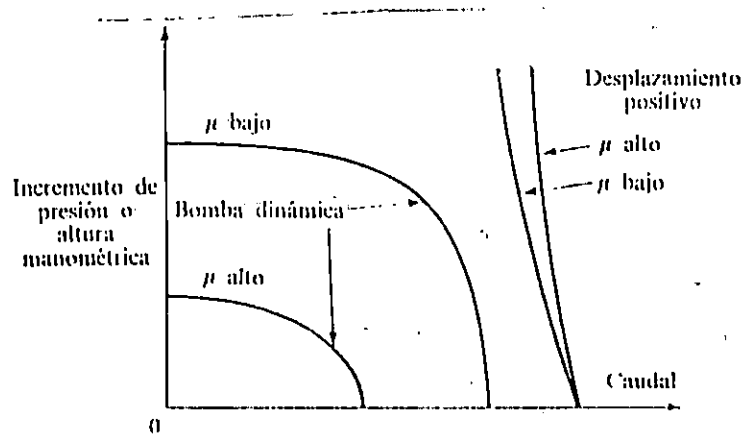


Figura 3.45 Comparación de las curvas características típicas de bombas dinámicas y de desplazamiento positivo a velocidad constante.

b) Curva teórica de carga contra descarga para bombas centrífugas

Una curva teórica de carga contra descarga se obtiene mediante la ecuación 3.108 y los diagramas vectoriales de la figura 3.39.

Si b_2 es el ancho del impulsor para r_2 y se desprecia el espesor del álabe, la descarga se puede expresar como $Q=2\pi r_2 b_2 V r_2$. Al eliminar a $V r_2$ y al sustituir en la ecuación 3.108 se obtiene:

$$H = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q \cot \beta_2}{2\pi r_2 b_2 g} \quad \text{Ec. 3.114 [1]}$$

Para una bomba centrífuga determinada, con una cierta velocidad, H varía linealmente con Q , como se indica en la figura 3.46. El diseño más común de bomba centrífuga tiene $\beta_2 < 90^\circ$, resultando una carga decreciente al aumentar la descarga. Para álabes radiales a la salida, $\beta_2 = 90^\circ$, la carga es independiente del caudal y para álabes doblados hacia el frente con $\beta_2 > 90^\circ$ la carga aumenta con el caudal.

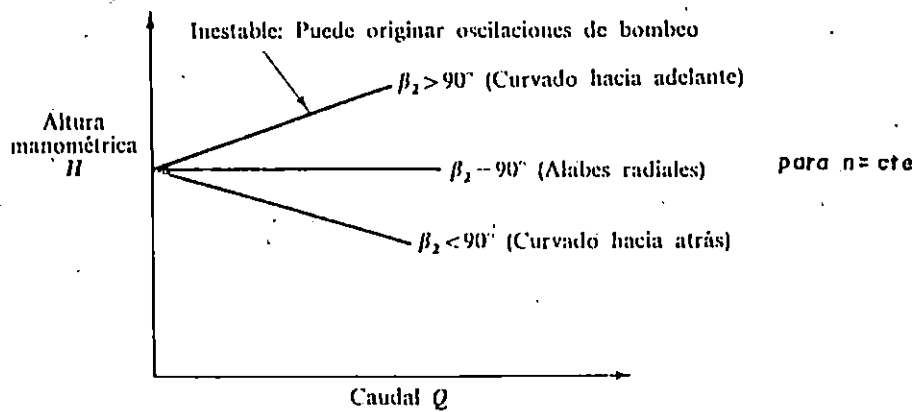


Figura 3.46: Curvas teóricas de carga-caudal (bombas centrífugas)

Las bombas centrífugas y de flujo mixto se diseñan para límites de velocidades específicas de 500 a 6500, y las bombas de flujo axial en el de 5,000 a 11,000; la velocidad se expresa en rpm, la carga en pies y el caudal en galones por minuto.

A continuación se muestra en la gráfica de la figura 3.47 una guía para la selección de diferentes tipos de bombas

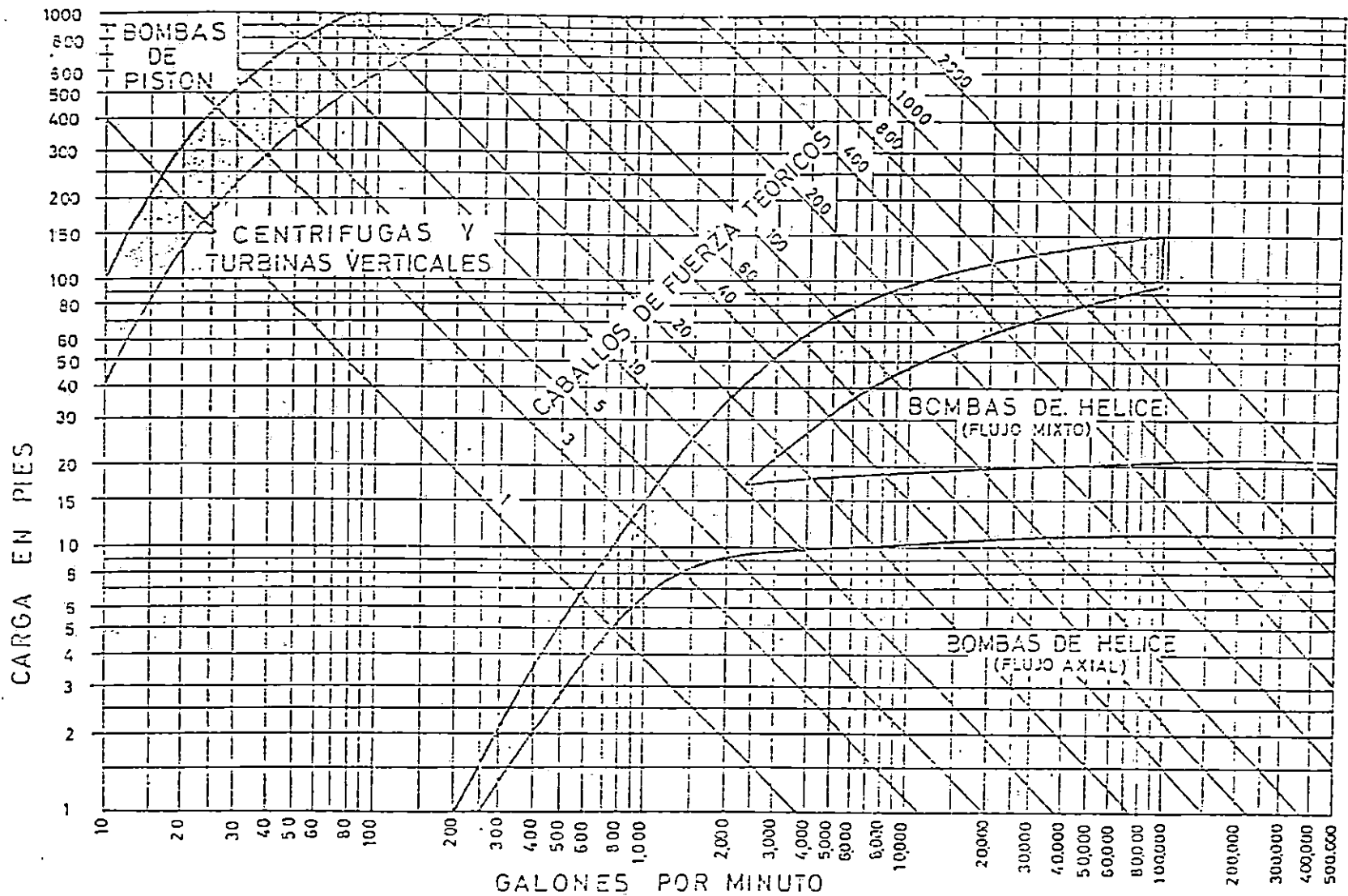
En esta sección únicamente se estudiarán las bombas dinámicas y de éstas las giratorias centrífugas. El estudiante deberá considerar que esto sólo es un planteamiento introductorio y que para un mayor análisis de la turbomaquinaria se deberá investigar en otros libros de texto.

1- Bombas centrífugas

Estas bombas están constituidas por un rotor dentro de una carcasa como se esquematiza en la figura 3.48. El fluido entra axialmente a través del eje de la carcasa, los álabes del rotor la fuerzan a tomar un movimiento espiral (tangencial y radial) hacia el exterior de éste, donde es recogida por la carcasa espiral que hace de difusor y une la bomba con la tubería de descarga. El fluido aumenta su velocidad y presión cuando pasa a través del rotor. La parte de la carcasa de forma toroidal, espiral o voluta, decelera el flujo y aumenta más la presión [12].

FIGURA Nº 3.47 [35]

AREA DE FUNCIONAMIENTO OPTIMO DE LAS BOMBAS



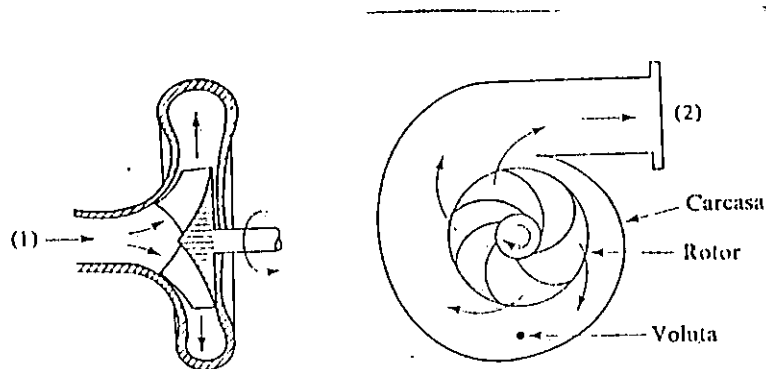


Figura 3.48: Vista esquemática de una bomba centrífuga típica.

Básicamente la bomba aumenta la carga del fluido entre los puntos 1 y 2, el ojo y la salida, figura 3.48. Considerando el flujo estacionario de la ecuación 3.85; despreciando los efectos viscosos y de conducción de calor, este cambio se representa como la carga total H :

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_2 - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_1 = h_{teor} - h_f \quad EC. 3.115$$

donde h_{teor} es la carga teórica suministrada por la bomba y h_f la carga perdida, de modo que H es la carga total efectiva de la bomba.

La carga total H es un parámetro básico de salida para cualquier bomba. De la ecuación 3.115 se puede considerar que $V_1 = V_2$; $Z_2 - Z_1$ generalmente es menor de un metro, por lo que como aproximación se puede considerar que:

$$H \approx \frac{P_2 - P_1}{\rho g} \approx \frac{\Delta p}{\gamma} \quad EC. 3.116 [12]$$

Esta aproximación es la llamada "altura manométrica H_{man} ", que no necesariamente concuerda con la carga total H .

Esta aproximación falla si no se cumplen los supuestos con la exactitud necesaria. La potencia dada al fluido potencia útil se expresa como:

$$P_w = \rho g Q H \quad \text{Ec. 3.117 [12]}$$

La potencia necesaria para mover la bomba es la potencia al freno y se expresa así:

$$P_{freno} = \omega T \quad \text{Ec. 3.118 [12]}$$

donde ω es la velocidad angular del eje y T el par en el eje. P_{freno} debe ser aportada por el motor de la bomba, después de descartar las pérdidas por transmisión, etc.

De no haber pérdidas, P_w y P_{freno} serían iguales pero $P_w < P_{freno}$; definiéndose el rendimiento e de la bomba como:

$$e = \frac{P_w}{P_{freno}} = \frac{\rho g Q H}{\omega T} \quad \text{Ec. 3.119 [12]}$$

El objetivo principal es de que e sea lo más grande posible en el margen más grande de valores del caudal Q, siendo e el resultado de tres factores.

El rendimiento volumétrico.

$$e_v = \frac{Q}{Q + Q_p} \quad \text{Ec. 3.120 [12]}$$

donde Q_p es el caudal inactivo o "perdido" debido a las fugas internas por las holguras entre la carcasa y el rotor (caudal parásito).

El rendimiento hidráulico es

$$E_h = 1 - \frac{h_{freno}}{h_{toor}} \quad \text{Ec. 3.121 [12]}$$

en cuyo valor intervienen tres tipos de pérdidas: pérdidas por desprendimiento a la entrada, pérdida por fricción en los canales entre álabes y pérdida por recirculación del fluido.

Finalmente, el rendimiento mecánico es:

$$e_m = 1 - \frac{P_{fm}}{P_{freno}} \quad \text{Ec. 3.122 [12]}$$

donde P_{fm} es la potencia mecánica perdida en la bomba a causa de la fricción mecánica entre los cojinetes, prensa estopas y otros puntos de contacto en la máquina.

Por definición el rendimiento total o global "e" es :

$$e = e_v e_h e_m \quad \text{Ec. 3.123 [12]}$$

Para construir una teoría elemental de la actuaciones de la bombas, se considera un flujo unidimensional y una combinación de un campo de velocidad idealizado a través del rotor con el teorema del momento de la cantidad de movimiento para un volumen de control. En la figura 3.38 se muestra un diagrama ideal de velocidades, el cual considera que el fluido entra en el rotor $r = r_1$ con la componente de velocidad V_1 , con la misma dirección angular β , del álabe y con la componente circunferencial de velocidad $u_1 = \omega r_1$, igual a la velocidad del borde de entrada del rotor. Su velocidad absoluta a la entrada es entonces la suma de los vectores V_1 y u_1 , representada por V_1' .

Análogamente, para el flujo de salida en $r = r_2$, con las mismas componentes aplicando el teorema del momento de la cantidad de movimiento a una turbomaquinaria se obtiene la ecuación 3.102.

Igualando las ecuaciones 3.102 y 3.118 se puede decir que la potencia teórica suministrada al fluido es:

$$P_w = \omega T = \rho Q (u_2 V_{t2} - u_1 V_{t1}) \quad \text{Ec. 3.124 [12]}$$

De la geometría de la figura 3.38, las componentes tangenciales de velocidad son:

$$\begin{aligned} V_{t1} &= V_1 \cos \alpha_1 = V_{r1} \cot \alpha_1 \\ V_{t2} &= V_2 \cos \alpha_2 = V_{r2} \cot \alpha_2 \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.125 [12]}$$

donde V_{r1} y V_{r2} son las componentes radiales de la velocidad

absoluta a la entrada y salida del rotor respectivamente.

Si se desprecian las pérdidas, resulta una expresión para la potencia teórica al freno.

$$P_{freno} = P_w = \rho Q(u_2 V_{r2} \cot \alpha_2 - u_1 V_{r1} \cot \alpha_1) \quad \text{Ec. 3.126 [12]}$$

Por continuidad se puede determinar las componentes radiales de la velocidad en las secciones de entrada y salida del rotor como función del caudal.

$$Q = 2\pi r_1 b_1 V_{r1} = 2\pi r_2 b_2 V_{r2} \quad \text{Ec. 3.127 [12]}$$

donde b_1 y b_2 son las anchuras del álabe y con r_1 , r_2 , B_1 , B_2 y ω conocidos, se puede utilizar las ecuaciones 3.126 y 3.127; para determinar la potencia ideal en función del caudal.

Considerando $e=1$ en la ecuación 3.119 se obtiene la carga total teórica:

$$H \approx \frac{P_{freno}}{\rho g Q} \quad \text{Ec. 3.128 [12]}$$

Esta carga total teórica (H) llamada también H_{Euler} es mayor que la H efectiva desarrollada por la bomba. En la realidad $\rho g Q H_{ef} < P_f$

Curvas características

Las curvas características se trazan casi siempre para velocidad de giro del eje n (en rpm) constante. El caudal Q , puede expresarse en galones por minutos o pie^3/seg o litros/seg para líquidos y pies cúbicos por minutos, etc. para gases; depende del tamaño de la bomba y del sistema, a conveniencia del fabricante, se toma como variable independiente básica. Como variables dependientes, o de salida, se consideran la carga total H (incremento de presión Δp para gases), la potencia al freno (P_{freno}) y el rendimiento (e).

La figura 3.49 muestra como ejemplo las curvas características típicas de una bomba centrífuga. La carga total es aproximadamente constante, a caudales bajos y después decrece

hasta cero para $Q = Q_{m\acute{a}x}$. A la velocidad de giro y tamaño del rotor considerados, la bomba no puede suministrar más caudal que $Q_{m\acute{a}x}$. La parte de pendiente positiva de la curva correspondiente a la carga total se muestra a trazos; esta región, como se ha mencionado, puede ser inestable y originar oscilaciones de bombeo.

La curva de potencia al freno suministrada por el motor de la bomba de la figura 3.49 crece monótonamente con el caudal hasta cerca de $Q_{m\acute{a}x}$, donde empieza a decrecer. La parte descendente se muestra en trazo discontinuo porque también es potencialmente inestable, ya que puede originar sobrecarga del motor durante un período transitorio. El rendimiento crece hasta un máximo situado alrededor del 60% de $Q_{m\acute{a}x}$. Este es el caudal de diseño o punto de máximo rendimiento, $e = e_{m\acute{a}x}$.

La carga total y la potencia en el punto máximo de rendimiento se denomina carga total de diseño y potencia al freno de diseño, respectivamente.

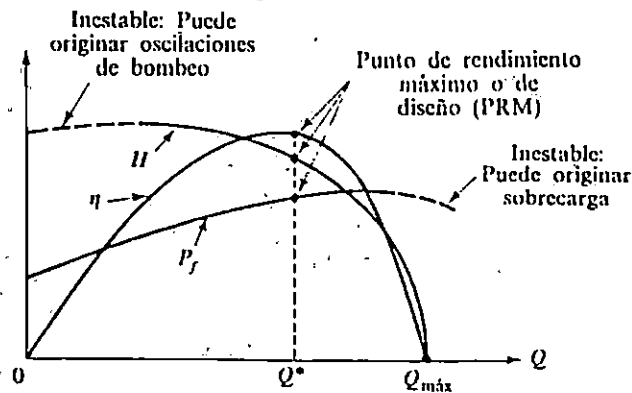


Figura 3.49: Curva característica de una bomba centrífuga típica a velocidad de giro constante [12].

Curvas características medidas

Debe tomarse en cuenta que estas curvas se elaboran en base a ensayos ya que toda la teoría sobre turbomaquinaria solo da resultados cualitativos o aproximados.

La figura 3.50 muestra como ejemplo las curvas características reales de una bomba centrífuga comercial, para un tamaño básico de carcas con tres diámetros diferente de rotor,

para $n = \text{constante}$. Están representadas las curvas de la altura manométrica $H(Q)$, y también las líneas de potencia y el rendimiento constante. No se muestra el caudal máximo, ya que está fuera del máximo rendimiento. Deberá tenerse en cuenta que curvas como las de la figura 3.50 son aplicables, únicamente, a un fluido de una cierta densidad y viscosidad, en este caso el agua.

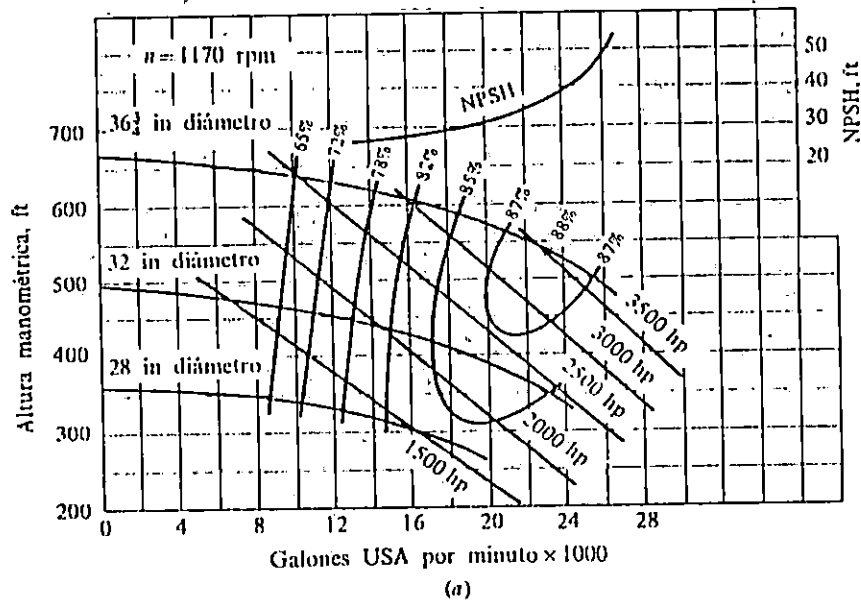


Figura 3.50: Curvas características medidas en un modelo de bomba centrífuga para agua [12].

Altura neta de succión

En la parte superior de la figura 3.50 se ha dibujado la altura neta de succión (Carga neta de succión positiva, NPSH), que es la carga disponible a la entrada de la bomba para evitar la cavitación o evaporación del líquido.

La NPSH se define como:

$$NPSH = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad \text{Ec. 3.129 [12]}$$

donde p_1 y V_1 son la presión y velocidad a la entrada de la bomba y p_v es la presión de vapor del líquido.

Otra forma (para bombas)

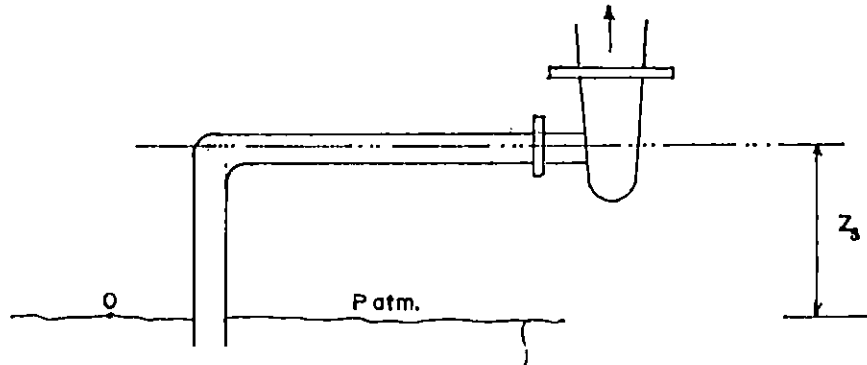


Figura 3.51

$$NPSH = \frac{P_{atm} - P_{vapor} - \gamma Z_{succión} - \gamma \Delta H_{succión}}{\gamma} \quad EC. 3.130$$

donde $\gamma \Delta H_{succión}$ son las pérdidas de presión en la succión.

Algunas veces Z_s se refiere al punto más alto en la entrada al impulsor, para analizar el caso más desfavorable respecto a cavitación.

Existen dos tipos de NPSH, la requerida y la disponible, y siempre la disponible deberá ser mayor que la requerida. La NPSH disponible se obtiene según las condiciones de la instalación y la requerida, la da el fabricante, según el tipo de bomba o la especificación de la misma.

3.7 TEMAS PROPUESTOS

3.7.1 DISCREPANCIAS DE LOS ENSAYOS EN AIRE Y AGUA EN LA MODELIZACIÓN [12]

3.8 PRACTICAS DE LABORATORIO
LABORATORIO 3.1

NÚMERO DE REYNOLDS

Objetivos :

- 1- Que el alumno estudie y compruebe experimentalmente las diferencias existentes entre los flujos turbulento y laminar, así como las pérdidas por fricción.
- 2- Determine el valor crítico del número de Reynolds en la zona de transición.

- Pre-laboratorio.

Defina los siguientes términos:

- a - Flujo Laminar.
- b - Flujo Turbulento.
- c - Número de Reynolds.

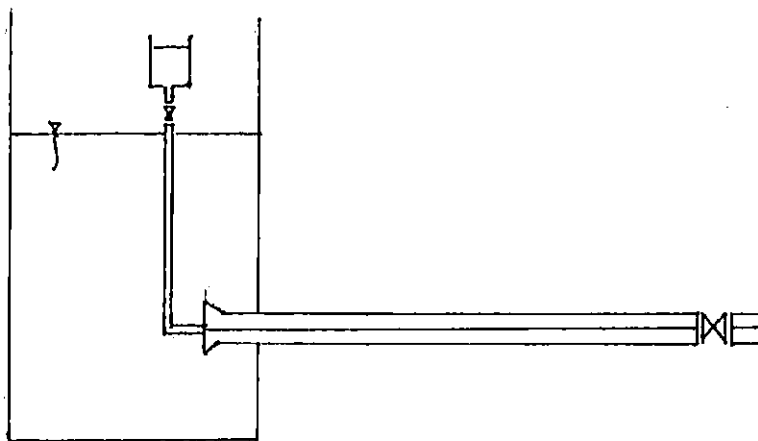


Figura 3.52: Aparato de Reynolds

- Descripción del Aparato.

El aparato ha sido diseñado para ilustrar el experimento de Reynolds. Consiste esencialmente en un tanque de alimentación y un tubo de vidrio. La unidad está dispuesta de tal forma que pueden utilizarse tubos de diferentes diámetros. La determinación del Número Reynolds crítico puede hacerse en

forma visual, por observación directa de un "hilo" colorante a través del tubo o por medición de la caída de presión en los puntos indicados.

-Operación del equipo

Aguas abajo una cabeza constante de presión en el tanque se hace circular dentro del tubo de flujo, donde una corriente pequeña de colorante, corre paralela al flujo.

La apariencia del líquido coloreado debe notarse. La velocidad del flujo se determina midiendo o pasando una cantidad de agua durante un período de tiempo constante, y midiendo la presión en el tubo de flujo mediante un manómetro.

- Procedimiento.

- 1- Se coloca el tubo de vidrio al tubo de descarga de la válvula del tanque.
- 2- Se ajusta la boquilla de salida del colorante al centro del tubo de vidrio, y se llena de colorante el recipiente y la línea, procurando desplazar todo el aire.
- 3- Se llena el tanque con agua manteniendo cerrada la válvula de descarga. El nivel del tanque debe controlarse procurando que permanezca constante durante todo el experimento, mediante la válvula de alimentación y el flotador en el tanque.
- 4- Se deja fluir el agua de modo que todo el aire sea removido del aparato, abriendo las válvulas de descarga del tanque y del tubo.
- 5- Se abre la válvula de descarga del colorante, y se ajusta el flujo a través del tubo de vidrio, manteniendo completamente abierta la válvula de descarga del tanque y manipulando la válvula de descarga del tubo de tal forma que se tenga un hilo de colorante en el seno de la corriente de agua.
- 6- Cuando se ha logrado establecer esta condición, se anota la apariencia del flujo, se mide la caída de presión por medio

de los manómetros, se calcula el caudal mediante la probeta y el cronómetro, y se anota la temperatura.

- 7- Se varía la velocidad, abriendo la válvula de descarga del tubo, se toman las mediciones del numeral 6. Esta variación de velocidad se debe de hacer paulatinamente de tal forma que se obtengan por lo menos 10 lecturas.
- 8- Se repite el experimento con un tubo de vidrio de diámetro diferente.
- 9- Los datos a tomar en cada experimento son:
 - Diámetro del tubo
 - Altura del nivel del tanque
 - Temperatura al inicio y al final de la experiencia tanto en el tanque como en la descarga al final del tubo.

las lecturas obtenidas en el transcurso del experimento serán recopiladas utilizando la siguiente tabla:

Número de Lectura	Volumen en probeta	Tiempo	Lecturas manométricas		Apariencia del flujo
			M1	M2	
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

- Cálculo a efectuar:

- 1- Número de Reynolds por cada lectura [Sección 3.5.2]
- 2- Valor crítico del número de Reynolds, estimado para cada tubo, mediante los valores calculados de la velocidad y de la observación del líquido coloreado.
- 3- Pérdidas por fricción (H_f).
- 4- En papel logarítmico, los gráficos de h_f , V_c , Re y de $(H_f/V)V_c$, Re y determinación aproximada del número de Reynolds crítico, usando éstas curvas.

- Cuestionario

- a - ¿A qué se deben las variaciones entre las curvas encontradas experimentalmente y las curvas teóricas?.
- b - ¿Cómo se verían afectados los datos experimentales, si el nivel del tanque no permanece constante?.
- c - Para los tubos de vidrio usados, determine si los valores de h_f/v son proporcionales a $D^{-2.2}$; donde D es el diámetro del tubo.
- d - Explicar la inestabilidad en el nivel del agua en los manómetros, en la zona de transición.
- e - Hacer comentarios sobre las pérdidas por fricción a través de válvulas y a la entrada del tubo.

LABORATORIO 3.2

Experimento 3.2.1

Comportamiento de las líneas de flujo de un líquido.

Objetivos Específicos :

- Que el alumno visualice y explique el comportamiento de las líneas de corriente de un fluido al encontrarse con

obstrucciones en su trayectoria.

- Determine visualmente y describa la forma geométrica que presenta menos resistencia al paso de un fluido.
- Localice áreas de mayor presión alrededor de los perfiles geométricos.
- Observe y explique el efecto de desprendimiento de la capa límite.
- Observe y explique las estelas de fluido después de pasar rodeando un objeto sumergido.
- Observe y explique las estelas de fluido después de pasar rodeando un objeto sumergido.

Introducción:

El estudio visual de los fenómenos que ocurren alrededor de un sólido inmerso en un líquido que fluye, es de gran importancia para comprender y analizar las razones de ese comportamiento. El canal visualizador de flujo presta gran ayuda en este procedimiento experimental; en él pueden llevarse a cabo observaciones de los patrones de ondas que se generan cuando el líquido fluye alrededor de la obstrucción (modelos en prueba), la vorticidad subsecuente al desprendimiento de la capa límite y la observación de los patrones de líneas de flujo en una amplia gama de caudales desde laminar o turbulento.

La facilidad de colocación de los modelos en estudio permite mayor rapidez de experimentación.

Al utilizar una pantalla y un retroproyector, pueden bosquejarse los patrones de corriente a gran escala para que sean explicados por el instructor y el alumno.

Pre-Laboratorio.

- ¿Qué entiende por líneas de flujo?
- ¿Qué características presentan las líneas de flujo, en el flujo laminar y en el turbulento ?

Equipo Utilizado

- Dispositivo para visualizar las líneas de flujo de agua.
- Polvo dorado o plateado.
- Perfiles de prueba.
- Base para montar retroproyector.
- Retroproyector.

Descripción del aparato

El canal que permite la visualización del flujo, es un dispositivo construido en forma integral, tal como lo muestra la figura 3.49.

El dispositivo cuenta con una bomba centrífuga que permite recircular el fluido de trabajo, dos recipientes uno de los cuales es el de captación y el otro de distribución. Este último contiene un dispositivo que permite disminuir la velocidad del fluido a la salida de la descarga de la bomba y distribuirlo uniformemente en toda el área del canal de distribución.

Para la regulación del caudal, se dispone de una válvula de control localizada en la descarga de la bomba.

El canal cuenta con un área de trabajo con fondo transparente, sobre el cual se colocan los cuerpos geométricos a estudiar. Por debajo del área de trabajo es posible instalar una pantalla de acrílico blanco con el fin de obtener una luz difusa para la mejor observación del fenómeno. La luz proviene de una lámpara fluorescente instalada directamente bajo el área de trabajo.

La bomba y la lámpara están controladas por un interruptor colocado en la línea de alimentación de energía eléctrica.

Todo está apoyado sobre una base de lámina metálica que mantiene unido al conjunto.

Para mejorar la visualización de las líneas de corriente, al fluido de trabajo se le agregan cristales de polvo dorado o plateado.

Procedimiento:

- Se verifica que el dispositivo contiene fluido de trabajo; si no, se llena con 3 galones de agua.
- Se agrega polvo dorado o plateado, si se ha colocado agua nueva.
- Se enciende el dispositivo accionando el interruptor.
- Se instala la pantalla para observar directamente el flujo o el retroproyector para visualizar indirectamente el fenómeno. (Esto se podrá realizar desmontando la lámpara)
- Se coloca el cuerpo a estudiar.
- Variando la abertura de la válvula de control (lo que varía el caudal), se observa cada uno de los cuerpos geométricos al estar obstruyendo el paso de fluido en el área de trabajo, a diferentes ángulos de incidencia.

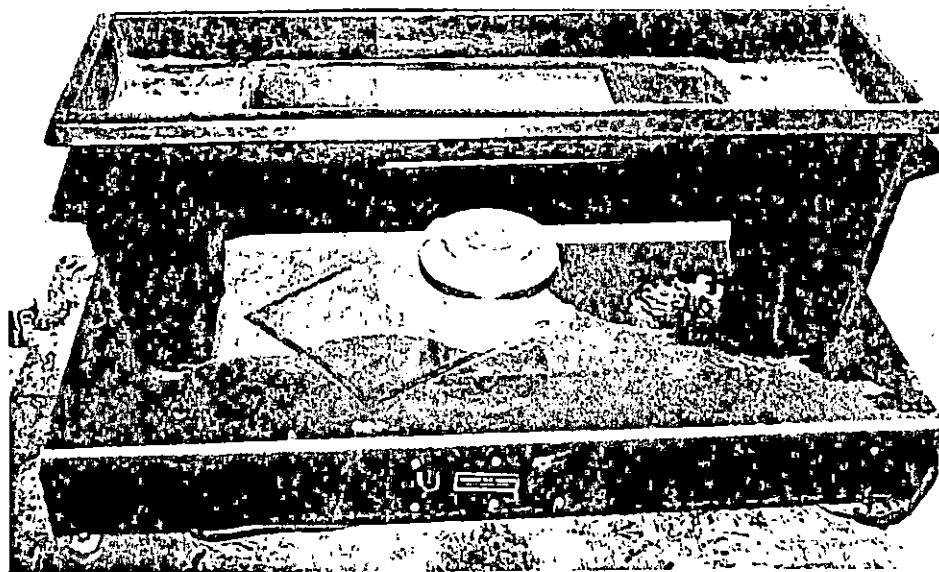


Figura 3.53: Visualizador de líneas de flujo

Reporte

- Bosqueje la orientación de las líneas de corriente, así como los puntos donde se detecta vorticidad (o el desprendimiento

- de la capa límite), para cada uno de los perfiles en estudio.
- Realice un bosquejo de la distribución de presiones sobre los perfiles en estudio.
 - Determine, cuál de los cuerpos geométricos presenta menor resistencia, al paso del fluido y por qué?
 - ¿A qué se debe la vorticidad?
 - ¿Cuál es la importancia del ángulo de incidencia?
 - ¿Cuál es la importancia de la geometría de cuerpo?
 - ¿En qué cuerpo se observan mejor las ondas de choque?

Experimento 3.2.2

Visualizador de líneas de flujo de humo.

Comportamiento de las líneas de flujo de un gas.

Objetivos

Que el estudiante:

- Observe y describa los fenómenos que se producen cuando un flujo gaseoso se encuentra con un sólido.
- Establezca qué perfiles geométricos presentan menor resistencia al flujo.
- Observe y explique la importancia del ángulo de incidencia cuando un perfil aerodinámico se ubica en un flujo gaseoso.

Equipo Utilizado:

- Visualizador de líneas de flujo de humo.
- Compresor de aire.
- Juego de seis perfiles (circular, triangular, rombo, ala plano convexa, ala biconvexa, ala cóncavo-convexa).

Introducción:

El equipo se utiliza para mostrar los patrones de las líneas de corriente de gases pasando sobre superficies de formas aerodinámicas y cuerpos geométricos diversos.

De hecho, el estudio de los esfuerzos producidos por el movimiento relativo de una masa dentro de un fluido (por ejemplo: un aeroplano), es equivalente a considerar el aire en movimiento, manteniendo el cuerpo estático (estudios donde las naves se introducen en un túnel de viento).

Un flujo de aire es forzado por un ventilador llegando por la parte superior del equipo, a una velocidad constante; las corrientes de humo muestran las áreas de flujo laminar o el desprendimiento de la capa límite lo cual genera turbulencia.

Cada uno de los modelos presenta diferente resistencia al flujo, ésta varía dependiendo del ángulo de incidencia o de la variación del flujo.

Los autos de carrera, los aeroplanos, las lanchas rápidas son unos de los ejemplos de máquinas diseñadas y construidas de forma tal que tengan la menor resistencia durante su movimiento. Para este propósito, se diseñan y se prueban dentro de los túneles de viento.

Las corrientes de flujo, que se mueven muy cerca de la superficie de un perfil aerodinámico, se mantienen adheridas a él en virtud de la viscosidad del aire, siempre y cuando la velocidad del aire sea baja, esto difiere de las corrientes alejadas al perfil (véase figura 3.50).

En caso de desprendimiento de la capa límite, cada área de turbulencia sobre el perfil será mostrada por las líneas de humo.

El teorema de Bernoulli en el área subsónica, demuestra que cuando la velocidad de un fluido se incrementa, la presión decrece, y por lo contrario, cuando la velocidad decrece, la presión se incrementa. Mas aún, toda la energía cinética de la porción de la corriente del fluido que corresponde a un

estancamiento sobre el perfil, es convertida en energía de presión.

Los modelos en prueba deben ser observados modificando su ángulo de incidencia.

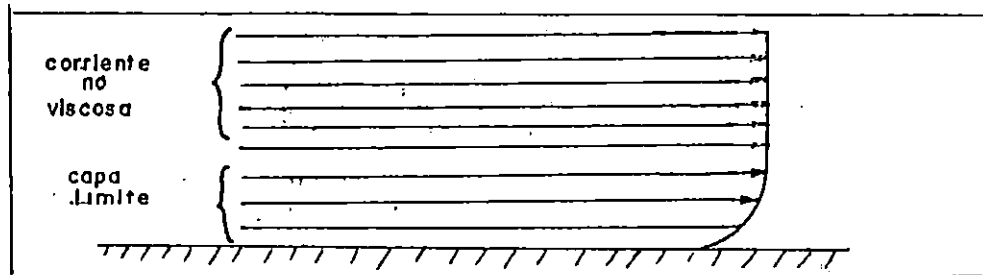


Figura 3.54: Perfil de velocidades sobre una superficie aerodinámica.

Descripción del Dispositivo

La figura 3.55, muestra el visualizador de flujo de humo, enumerando sus componentes principales. En la figura 3.56, se muestra un acercamiento del panel de controles y se enumeran sus diferentes interruptores, así como se muestra en detalle el área de trabajo.

En la figura 3.57, se muestra el detalle de la carcasa del extractor de gases y la descarga del mismo. Siendo este componente parte importante para la evacuación de los gases, es necesario que el estudiante esté familiarizado con esta área. Exactamente en la descarga, se conecta una manguera corrugada de 4" de diámetro, la cual se encarga de conducir los gases de escape hacia el exterior del lugar de trabajo.

Asimismo, la figura 3.58, muestra un acercamiento del área de trabajo en su parte posterior, donde se puede apreciar el sistema en el que se montan los diferentes perfiles aerodinámicos a estudiar, la tubería de drenaje del Kerosene condensado y la tubería corrugada de suministro de humo.

Procedimiento

Para el manejo del equipo visualizador en forma óptima deben seguirse las instrucciones detalladas a continuación.

- Se llena el tanque generador de humo con el Kerosene hasta el nivel indicado por la flecha dibujada en la pared del generador.
- Se conecta el compresor de aire con el generador de humo, a través de la manguera flexible de $\frac{1}{4}$ "; el compresor deberá estar ajustado hasta una presión de 100 psi y la válvula reguladora de presión deberá estar ajustada hasta una presión máxima de 2 bar. Se enciende el compresor.
- Se conecta el interruptor principal, se enciende el generador de humo por medio del interruptor, y se espera unos 15 minutos para que haya una buena producción de vapor de Kerosene.
- Se enciende el extractor centrífugo, por medio del interruptor y se ajusta su velocidad a un valor aproximado de la mitad de su máxima velocidad con el reostato.
- Se abren despacio las válvulas (1) y (2); se verifica que una razonable cantidad de humo pasa dentro de la cámara de pruebas.
- Antes de cambiar el perfil de estudio, se para el extractor centrífugo y se cierran las válvulas (1) y (2). Se procede a su cambio extrayendo las tuercas situadas en la parte trasera del área de trabajo; debe cuidarse de no romper las partes de acrílico.
- Al terminar una práctica se para el extractor centrífugo (5), se cierran las válvulas (1) y (2), se para el compresor (6), se apaga el generador de humo y se desconecta el sistema desde el interruptor principal.
- Se evacua el aire comprimido por medio de la válvula de desaire situada bajo el recipiente del compresor con el objeto de evacuar así el agua condensada.

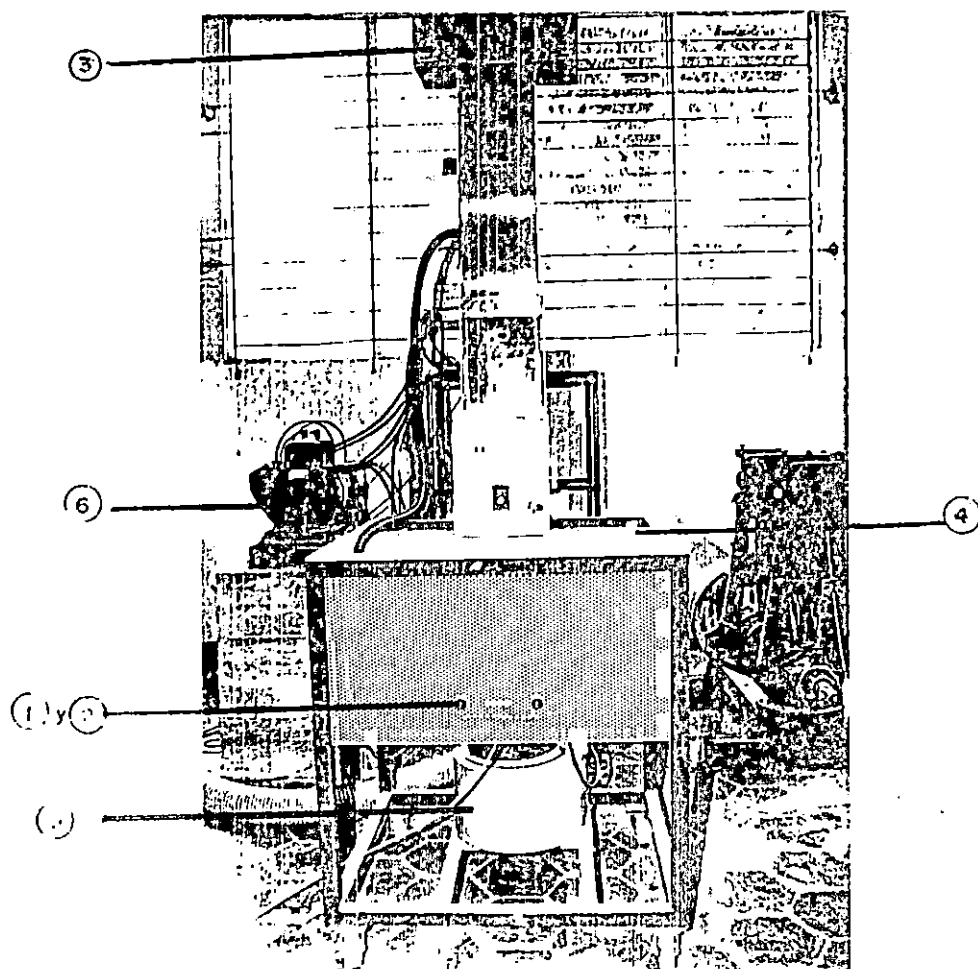


Figura 3.55: Visualizador de líneas de flujo de humo.
1 y 2) válvula de control de humo, 3) admisión de
aire, 4) tapón de tanque de kerosene, 5) extractor
centrífugo. 6) compresor de aire.

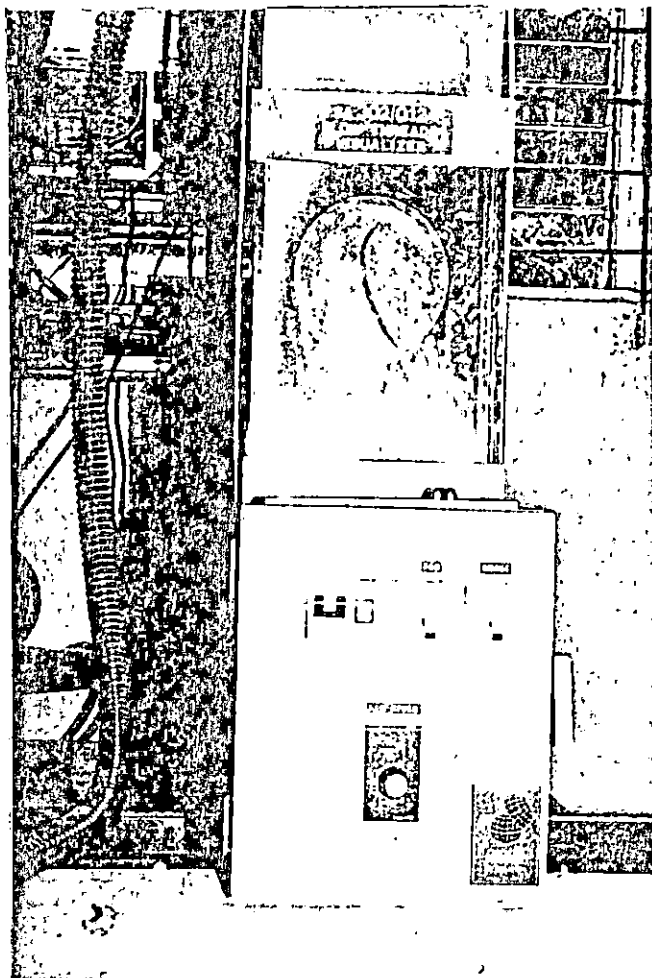


Figura 3.56: Panel de control

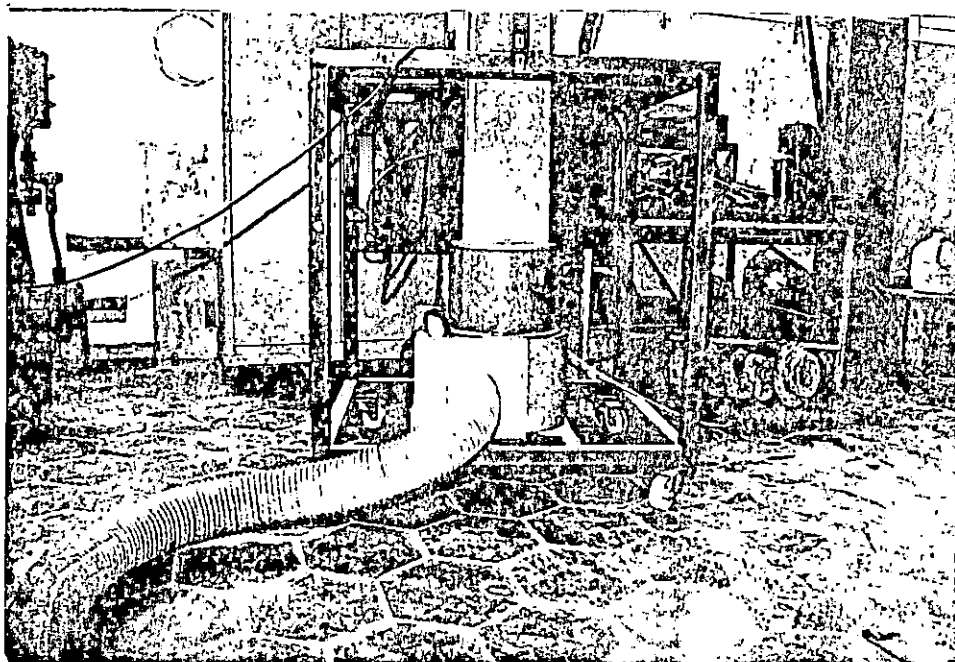


Figura 3.57: Descarga de gases.

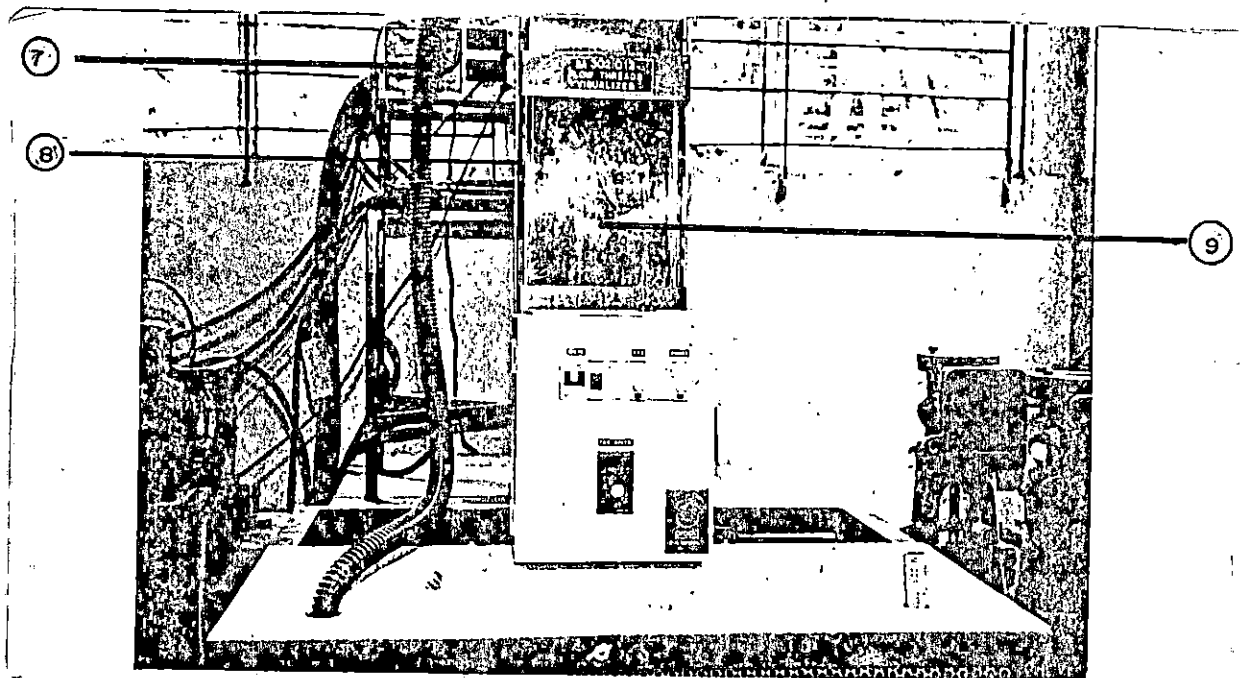


Figura 3.58: Parte posterior del área de trabajo
7) manguera inyectora de humo desde el generador,
8) tubería de drenaje de kerosene condensado, 9)
sistema de montaje de los perfiles en estudio

Visualización

- Se acondiciona el modelo aerodinámico dentro de la cámara de prueba realizando las operaciones de ensamble por la parte de atrás de la misma.
- Se operan las válvulas (1) y (2) y se ajusta la velocidad del extractor centrífugo hasta que tenga una vista clara de las líneas de corriente del fluido alrededor del modelo aerodinámico.
- Se observan los diferentes patrones de las líneas de corriente de humo bajo diferentes ángulos de incidencia y a diferentes velocidades del aire y el humo.

Secciones de los modelos aerodinámicos.

En la Figura 3.59, puede verse los diferentes modelos aerodinámicos con que cuenta el equipo de visualización de flujo de humo, para la realización de las pruebas.

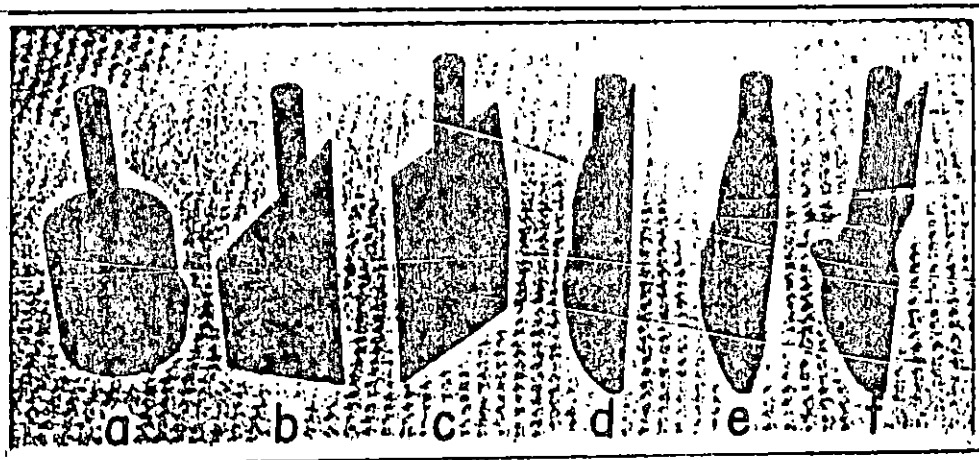


Figura 3.59: Modelos Aerodinámicos

Reporte

- Bosqueje la tendencia de las líneas de flujo al pasar sobre las superficies en estudio, según lo observado, así:

SUPERFICIE DE PRUEBA	ÁNGULO O POSICIÓN
Cilindro	Única
Rombo	0°, 30° y 90°
Triángulo	Flujo sobre la base Flujo sobre vértice agudo
Ala Plano-Convexa	0°, 15° y 30°
Ala Biconvexa	0°, 15° y 30°
Ala Cóncavo-Convexa	0°, 15° y 30°

- Basado en la observación, ¿Cuál de los perfiles en estudio presenta mayor resistencia al flujo y en qué posición?.
- De acuerdo a la observación, ¿Cuál de los perfiles en estudio presenta menor resistencia al flujo y en qué posición?.
- ¿Qué importancia tiene el ángulo de incidencia del perfil en estudio dentro del flujo?.
- ¿Por qué se produce mayor turbulencia cuando se aumenta el ángulo de incidencia de las alas?.
- Explique con cual de los perfiles de alas se puede lograr mayores ángulos de incidencia antes de que el fenómeno de atascamiento ocurra.

LABORATORIO 3.3

TEOREMA DEL IMPULSO Y CANTIDAD DE MOVIMIENTO

Objetivo

Que el estudiante pueda medir la fuerza generada por un chorro de agua que choca contra una placa plana y una copa hemisférica y compararla con el flujo de momentum en el chorro.

Equipo Utilizado

- Banco para pruebas hidráulicas.
- Dispositivo para el estudio del impacto de un chorro.
- Bomba centrífuga.
- Cronómetro.
- Dos álabes (placa plana y copa hemisférica).
- Peso desplazable.

Pre-Laboratorio

- ¿Qué es un álabe?
- Mencione al menos dos aplicaciones de los álabes
- ¿Para qué se utilizan las toberas?

Introducción

Una forma de convertir la energía cinética contenida en una corriente de fluido es incidir dicha corriente sobre los álabes de una turbina. Esta es puesta a rotar dada la fuerza generada debido al cambio de momentum o impulso que tiene lugar cuando el chorro golpea el álabe, produciéndose así trabajo mecánico.

Considere un álabe simétrico alrededor del eje y como se muestra en la fig.3.60. Un chorro de fluido, fluyendo a un flujo másico (Kg/s), con una velocidad V (m/s) a lo largo del eje, golpea el álabe y es deflectado en un ángulo β , de tal forma que el fluido deja el álabe con una velocidad de V_1 (m/s).

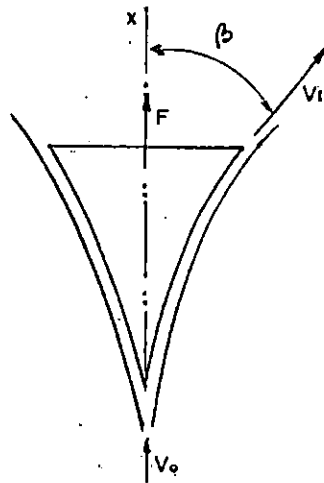


Figura 3.60

El flujo de momentum entrando al volumen de control indicado es $Vm(\text{kg.m/s}^2)$ en la dirección X y el flujo de momentum saliendo del volumen de control es $V_1 m \text{Cos } \beta(\text{kg.m/s}^2)$ en la dirección X.

Luego, la fuerza sobre el chorro será igual al cambio de momentum, esto es:

$$F_1 = -m(V_o - V_1 \text{Cos } \beta) \quad (\text{Newton})$$

Y por el principio de acción y reacción, la fuerza actuando sobre el álabe será de igual magnitud, pero de sentido opuesto, a saber:

$$F = m(V_o - V_1 \text{Cos } \beta) \quad (\text{Newton})$$

En particular, para una placa plana, se puede suponer que $\beta = 90^\circ$; por lo que la fuerza será:

$$F = m V_o \quad (\text{Newton})$$

Note que F es independiente del valor de V_1 .

Ahora bien, para el caso de una copa hemisférica, se puede suponer que $\beta \approx 180^\circ$, por lo que la fuerza será:

$$F = m(V_o + V_1) \quad (\text{Newton})$$

Considerando que los cambios de presión y energía potencial son despreciables, el valor máximo de V_1 será V_0 (es decir, cuando no existan pérdidas de energía), así que el valor máximo posible de la fuerza sobre la copa hemisférica será:

$$F = 2m \cdot V_0 \quad (\text{Newton})$$

Esto es dos veces el valor de la fuerza sobre la placa plana.

Descripción del Aparato

En la figura 3.61 se muestra esquemáticamente el aparato a utilizar.

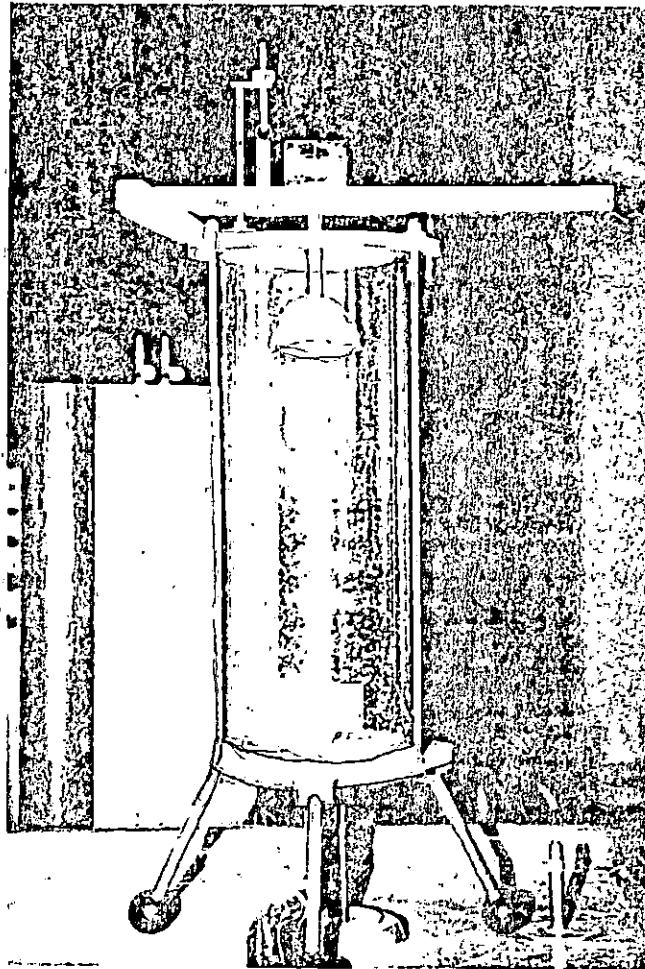


Figura 3.61

En la parte inferior, se muestra la manguera del suministro, que conecta al tubo vertical que termina en una tobera; así como la tubería de drenaje, la cual está montada sobre el mecanismo que permite medir el flujo másico que circula por el aparato.

La tobera y el álabe están contenidos dentro de un cilindro transparente, permitiendo así observar cuidadosamente la distribución del flujo al golpear dicha superficie.

El álabe está sujeto a una palanca graduada, la cual sostiene un peso móvil; ésta está sujeta a un resorte, el cual puede ser regulado moviendo la cuerda de ajuste.

La posición horizontal es indicada por la tara, colocada en un extremo.

Procedimiento

Una vez colocada, ya sea la placa plana o la copa hemisférica, se procede a nivelar la palanca graduada.

Se coloca el peso móvil en la posición cero, luego se regula la tuerca de ajuste hasta que la tara indica la posición horizontal. Cualquier fuerza generada por el impacto del chorro puede ser medida, moviendo el peso a lo largo de la palanca hasta que la tara indique de nuevo la posición de equilibrio.

Anotar los siguientes datos:

Diámetro de la tobera	$D =$
Masa del peso móvil	$m =$
Distancia desde el centro del álabe al pivote de la palanca	$a =$
Altura del álabe sobre la tobera	$h =$

Cuando el peso se mueve desde su posición cero, una distancia x a lo largo de la palanca, la fuerza sobre el álabe puede obtenerse aplicando sumatoria de momentos respecto al pivote, esto es:

$$F \cdot a = m \cdot g \cdot x$$

$$F = mg \cdot x/a$$

Aplicando la ecuación de continuidad, la velocidad en la tobera está dada por:

$$V_t = \frac{m}{\rho A}$$

Donde:

m = Flujo másico Kg/s

A = Área de la tobera m^2

ρ = Densidad del fluido

.. Para el agua $\gamma = 1000 \text{ Kg/m}^3$ (en condición standard)

La velocidad V del chorro incidiendo sobre el álabe, es menor que la velocidad V_t , debido a la desaceleración, para efecto de la gravedad. Habrá que evaluarla aplicando la ecuación de Bernoulli, así:

$$V^2 = V_t^2 - 2 gh$$

Datos Experimentales

A continuación se presentan dos tablas, donde se anotan los datos recogidos experimentalmente. Respecto a la medición del flujo másico, el instructor indicará al estudiante, cuál es el procedimiento a seguir.

- PLACA PLANA

Peso (Kg)	t (seg)	x (m)	m (Kg/s)	V_t (m/seg)	V (m/seg)	V_m (N)	F (N)

- COPA HEMISFERICA

Peso (Kg)	t (seg)	x (m)	m (Kg/s)	V_t (m/seg)	V (m/seg)	V_m (N)	F (N)

Reporte

- Con los datos experimentales, tanto para la placa plana como para la copa hemisférica, se grafica el valor de la fuerza sobre el álabe contra el flujo de momentum "mV" y se comentan los resultados.
- ¿Cuál será el efecto en el valor calculado de la eficiencia de los siguientes errores sistemáticos de medición?
 - Errores en el peso móvil, de 0.001 Kg.
 - Errores en la distancia del centro de la paleta al pivote de la boquilla, de 1mm.
 - Diferencias de 0.1mm entre el diámetro del surtidor de agua emergiendo de la boquilla y el diámetro de la boquilla.
- ¿Cuál será el efecto en la fuerza calculado en la placa plana, si se supone que el surtidor deja la placa en forma no totalmente horizontal, sino inclinada hacia arriba en un ángulo de 1° ?

3.9 PROBLEMAS

DISCUSIÓN DE PROBLEMAS 3.1

- 1.- Un codo de reducción de 45° tiene un diámetro de 100 mm en la entrada y de 60 mm en la salida. Para una descarga de dos litros por segundo, determine el cambio en la cantidad de movimiento en el codo.
- 2.- Por un codo de tubería de 180° , fluye una descarga de 50 lts/seg; el diámetro del tubo es de 250 mm. Determinar la magnitud y dirección de la fuerza de impulso que actúa sobre el dispositivo.

- 3.- La descarga de una tubería de 0.5 m de diámetro es de 3 m³/seg de agua. Determinar la cantidad de movimiento del flujo.
- 4.- El fondo de un canal rectangular está 25 m por encima del nivel de referencia. La profundidad del agua en el canal es de 2 m. La velocidad media es de 0.5 m/s. Calcule la energía hidráulica total en la superficie del agua y en el fondo del canal.
- 5.- Una tubería horizontal se compone de una tubería de 120 mm de diámetro y 500 m de largo, conectada a una tubería de 250 mm de diámetro y 700 m de largo. La descarga en la línea es de 0.01m³/seg. Si la tubería descarga a la atmósfera y las razones de pérdida de energía son de 0.01 m/m y 0.002 m/m respectivamente, determine la energía hidráulica requerida en la entrada (desprecie las pérdidas locales).
- 6.- Se verificó que la velocidad económica para una extensa tubería de descarga es 1.15 m/seg. El caudal necesario que debe ser suministrado por las bombas es de 500 m³/n. Determinar el diámetro de la línea.
- 7.- En un edificio de 10 pisos, el caudal máximo probable debido al uso de diversos aparatos, en una tubería principal de distribución de 50 mm de diámetro, es de 7.0 lt/s. Determinar la velocidad del flujo.
- 8.- El agua fluye por un tubo, indicado en la figura 3.62, cuya sección transversal varía del punto 1 al punto 2, desde 50 cm² hasta 25 cm². En 1 la presión es de 0.25 Kg/cm² y la elevación 50 metros mientras que en el punto 2, la presión es de 2.50 Kg/cm² y la elevación 35 metros. Calcular el caudal en litros por segundo.

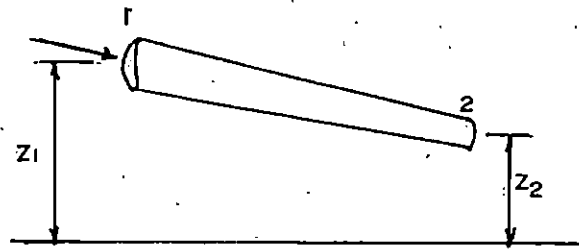


Figura 3.62

- 9.- Una tubería vertical de 100 mm de diámetro presenta en un pequeño tramo, una sección contraída de 60 mm, donde la presión es de 1 atm. Tres metros arriba de este punto, la presión se eleva a 17 lb/pulg² (Figura 3.63). Calcular la velocidad y el caudal[9].

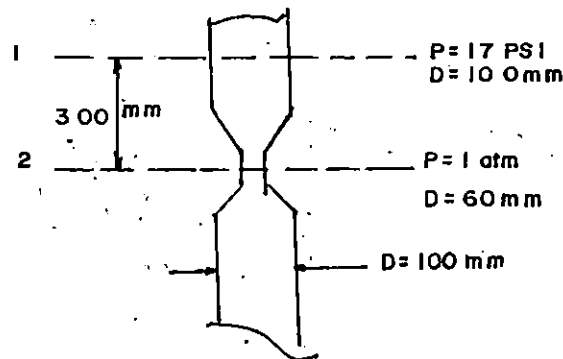


Figura 3.63

DISCUSIÓN DE PROBLEMAS 3.2

- 1.- El número de Reynolds (R_e) es una función de la densidad (ρ), de la viscosidad absoluta (μ), de la velocidad (V), así como de la longitud característica (L). Establecer una ecuación para el número de Reynolds, mediante el análisis dimensional.
- 2.- La fuerza de flotación F_b sobre un cuerpo depende de su volumen sumergido (V_s) y de la fuerza gravitatoria del cuerpo que actúa sobre el fluido. Determine la forma de la ecuación de la fuerza de flotación, por medio del análisis dimensional.

- 3.- En términos de M, L, T, determine las dimensiones de radianes, velocidad angular, potencia, trabajo, momento de torsión y momento de cantidad de movimiento.
- 4.- Suponga que la velocidad del flujo a través de un vertedero triangular es una función de la carga (H), de la densidad (ρ), de la viscosidad dinámica (μ), de la tensión superficial del líquido (σ) y de la aceleración de la gravedad (g). Determinar por medio del análisis dimensional la velocidad y expresar en términos de M, L, T, sus dimensiones.
- 5.- Si $W = f(V, L, \rho, \sigma)$, encuentre la expresión para el número de Weber por análisis dimensional.
- 6.- Utilizando el método del producto de potencia, derive una expresión para la velocidad de un chorro de líquido viscoso que sale de un orificio bajo una carga estática, si esta velocidad depende sólo de la carga (H), el tamaño del orificio (D), la aceleración de la gravedad (g), la viscosidad (μ) y la densidad del fluido (ρ).
- 7.- Por medio del método del producto de potencia derive la expresión del número de Froude (F_r) al ser éste, función de la velocidad (V), la aceleración de la gravedad (g) y la longitud (L).
- 8.- La descarga por un tubo capilar horizontal depende de la caída de presión ($\Delta p/L$) por unidad de longitud, el diámetro (D) y la viscosidad (μ). Por medio del teorema π encuentre la forma de la ecuación.
- 9.- Las pérdidas ($\Delta p/L$) en flujo turbulento a través de un tubo horizontal liso dependen de la velocidad (V), del diámetro (D), de la viscosidad (μ) y la densidad (ρ). Aplicando el teorema π , encuentre la forma de la ecuación.

- 10.- Se va a probar un barco tanque de 300 m de longitud por medio de un modelo de escala 1:50. Si el barco va a viajar a 46 Km/h. ¿A qué velocidad deberá remolcarse el modelo para obtener la similitud dinámica con su prototipo? (Despreciar la fricción)

DISCUSIÓN DE PROBLEMAS 3.3

- 1.- A través de un tubo de hierro galvanizado fluye agua con un gasto de $0.2 \text{ m}^3/\text{seg}$. El diámetro interior del tubo es 150 mm y el agua se encuentra a una temperatura de 20°C . Calcular el factor de rozamiento para este caso.
- 2.- A través de un tubo de concreto de 0.1 metros de diámetro interior para drenaje, fluye agua a 20°C con un gasto másico de 15 Kg/seg. Determinar la caída de presión por cada 100 metros de tubería horizontal.
- 3.- A través de un tubo cuyo diámetro interior es 1.2 pulgadas fluye agua a 78°F . El gasto volumétrico es $0.04 \text{ pie}^3/\text{seg}$. Determinar la pendiente que debe tener el conducto para mantener constante la presión a lo largo del mismo.
- 4.- Se bombea agua hacia un depósito descubierto a la atmósfera a través de una tubería de 0.25 m de diámetro y una longitud de 5 Km desde la descarga de la bomba hasta el depósito (Figura 3.64). El nivel de agua en el depósito está a 7.0 metros por encima de la descarga de la bomba y la velocidad promedio del fluido en el conducto es de 3 m/s. Calcular la presión a la descarga de la bomba.

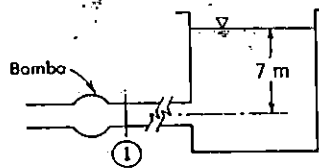


Figura 3.64

- 5.- Mediante la acción de la gravedad se hace fluir agua desde un depósito hasta otro a un nivel inferior a través de un conducto rectilíneo inclinado. El gasto volumétrico necesario es $0.007 \text{ m}^3/\text{s}$, el diámetro del conducto es 50 mm y la longitud total de éste es 250 metros. Ambos depósitos se encuentran descubiertos a la atmósfera. Si se desprecian las pérdidas menores, calcular la diferencia de nivel necesaria para mantener el gasto mencionado.
- 6.- Se bombea petróleo crudo de peso ligero ($S=0.855$ con viscosidad semejante al aceite SAE 30) a lo largo de una milla de tubería horizontal de 12 pulg. de diámetro. El tamaño promedio de la rugosidad es 0.01 mm/mm . El gasto volumétrico es 4500 galones por minuto. Calcular la potencia necesaria para operar la bomba si su rendimiento es del 75%.
- 7.- A través de una tubería enterrada, fluye gasolina con un temperatura constante de 15°C . Se dispone de dos estaciones de bombeo separadas 13 kilómetros e instaladas al mismo nivel. La caída de presión entre las dos estaciones es 1.4 MPa. La tubería, de 0.6 metros de diámetro, está hecha de acero comercial pero el envejecimiento y la corrosión han modificado su rugosidad de tal manera que ahora se tiene aproximadamente la correspondiente al hierro galvanizado. La densidad relativa de la gasolina es 0.68. Calcular el gasto volumétrico de gasolina que fluye a través de este conducto.
- 8.- Dos depósitos que contiene agua se conectan mediante un tubo de hierro galvanizado, de área constante, con un solo codo en ángulo recto. La presión que actúa en la superficie libre del depósito superior es la atmosférica, mientras que la presión manométrica en el depósito inferior es 70 KPa. El diámetro de la tubería es 75 mm. Supóngase que la única pérdida significativa se presenta a lo largo del tubo y en el codo (Figura 3.61). Determinar la magnitud y dirección del

gasto volumétrico.

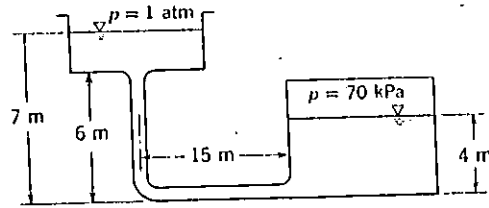


Figura 3.65

- 9.- ¿Qué diámetro de tubo de hierro fundido nuevo se necesitan para transportar 400 L/s de agua a 25°C, un kilómetro con una pérdida de carga de 2m?
- 10.- Calcule el valor de H de la figura 3.66 para 125 l/s de agua a 15°C en un tubo de acero comercial. Incluya las pérdidas menores.

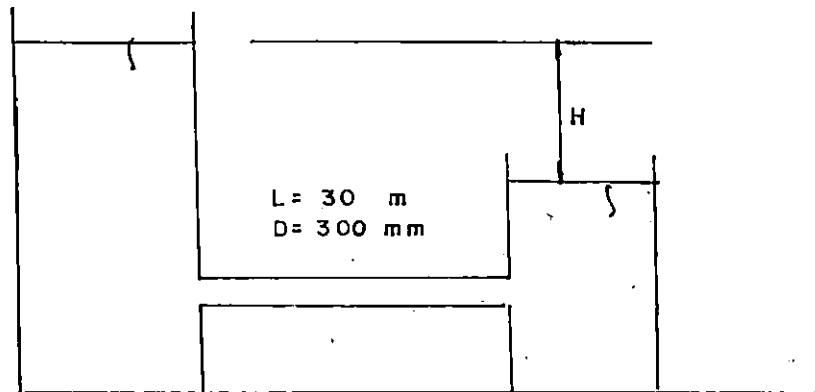


Figura 3.66

PARTE III

HIDRAULICA

CAPITULO CUATRO

HIDROMETRIA Y SISTEMAS DE TUBERIAS

4.1 INTRODUCCION

La medición de las descargas y otros parámetros de flujo constituyen una parte esencial del control de análisis y de operación de todos los sistemas hidráulicos. Por lo general se mide la proporción de uso del agua por los habitantes de una población a servir, su empleo en procesos industriales y aplicación agrícola. Es indispensable determinar la capacidad de las corrientes de agua y estructuras hidráulicas. Para las diversas aplicaciones se han desarrollado en el correr de los años una multitud de métodos y dispositivos, lo cual se basa en las leyes físicas fundamentales de la mecánica de los fluidos.

La determinación de flujo se hace directa o indirectamente. La determinación indirecta del flujo implica la definición o establecimiento de condiciones conocidas y la medida de uno o más parámetros, tales como la presión o su variación, la energía cinética y las elevaciones de la superficie del agua. Estos parámetros definen la cantidad de flujo, y su comportamiento a lo largo de la conducción.

La hidrometría es una de las partes más importantes de la hidráulica. Se ocupa de cuestiones tales como: medida de tirantes, de variación del nivel del agua, de las secciones de escurrimiento, de las presiones, de las velocidades, de los caudales o descargas, ensayos de bombas, turbinas, etc. La medición de caudales es una de las partes fundamentales a considerar para el uso y conducción de los líquidos mediante diferentes sistemas de tubería.

En este capítulo se han recopilado los conocimientos básicos necesarios para la comprensión de la hidrometría y para analizar la conducción de líquidos (en este caso agua) a través de sistemas de tuberías.

Tanto la hidrometría como la conducción del agua, son estudiados por la hidráulica.

Habiendo tratado en los capítulos dos y tres sobre la mecánica de fluidos, en este capítulo se estudiarán temas que forman parte de la hidráulica.

La hidrometría, comprende los métodos y las técnicas útiles para medir magnitudes de importancia práctica que determinan el estado o las condiciones de una región en el espacio ocupado por un líquido, generalmente en movimiento. Aunque la hidrometría comprende la medición de una serie de parámetros en el flujo de líquidos sólo se estudiará en este capítulo la medición de presiones, velocidades y caudales, dejando al interés propio de cada estudiante el análisis de los demás parámetros.

También se estudiarán diferentes formas de transportar el agua (sistemas de tuberías) hasta el punto de entrega y los fenómenos que pueden ocurrir en dicho proceso como son el golpe de ariete y la cavitación.

4.2 OBJETIVOS

- Que el alumno sepa explicar y aplicar cualitativa y cuantitativamente los conceptos básicos generales referentes a hidrometría y el análisis de sistemas de tuberías y de canales abiertos, que conduzcan líquidos.

- Que el alumno pueda poner en práctica conceptos específicos de hidrometría en la medición de presiones, velocidades y caudales; tanto en la resolución de guías de discusión, como en prácticas de laboratorio, donde se pondrán en contacto con diferentes dispositivos utilizados para la medición de flujo: orificios de aforo, vertederos, venturímetros y otros.

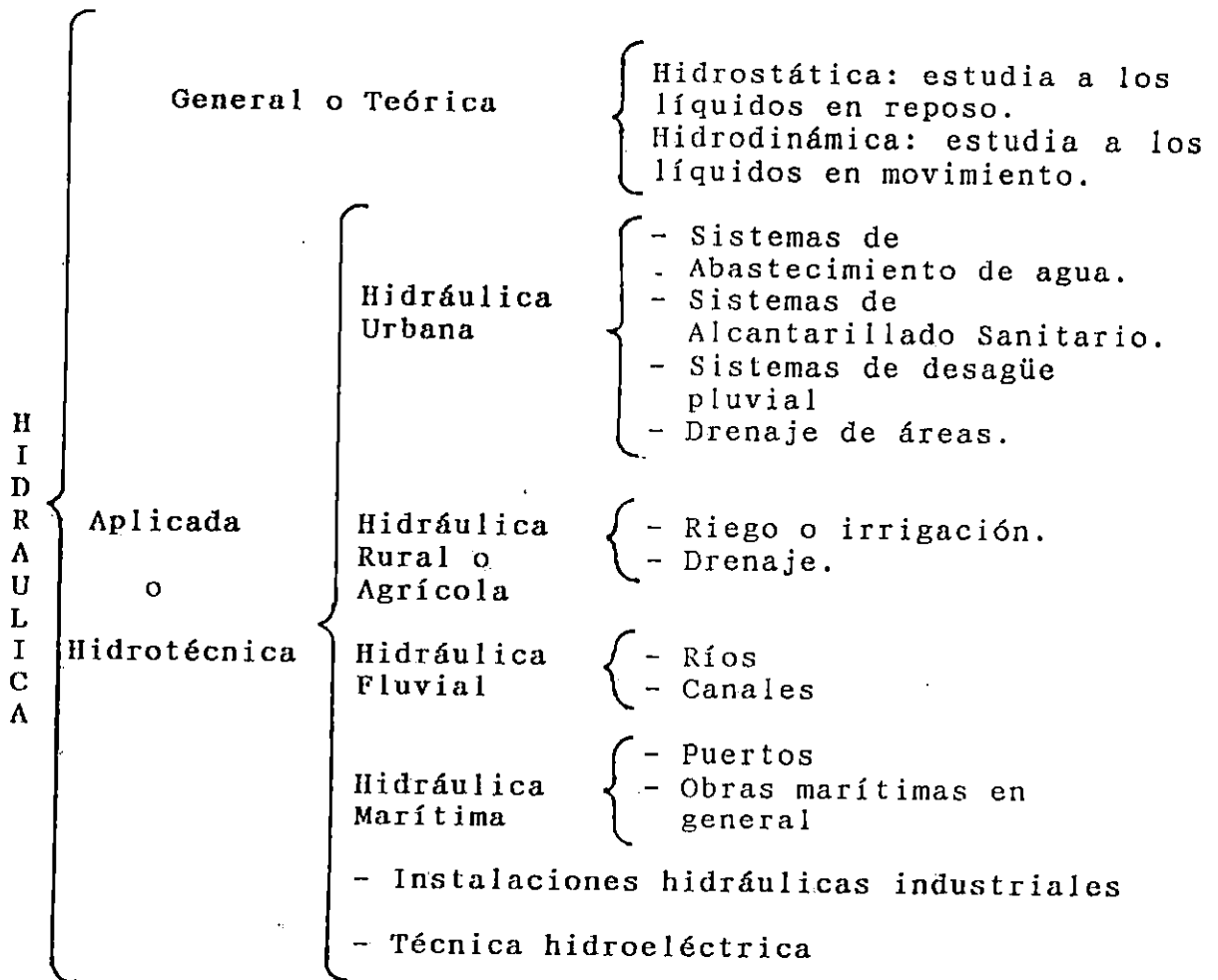
- Que el alumno sea capaz de resolver problemas prácticos sobre los diferentes sistemas de tuberías (tuberías en serie, tuberías en paralelo, redes de conducción de líquidos) por medio de los métodos de análisis adecuados a cada caso en particular, así como determinar los factores que influyen en el comportamiento del flujo conducido y encontrar las pérdidas de carga que podrán ser establecidas experimentalmente, auxiliado por guías de laboratorio; y también, que pueda analizar y evaluar fenómenos como la cavitación y el golpe de ariete.

4.3 HIDRAULICA: CONCEPTO Y CLASIFICACION

Hidráulica: Es el estudio del comportamiento del agua y de otros líquidos, ya sea en reposo o en movimiento.

De la definición anterior resulta la siguiente división:

Subdivisiones de la Hidráulica



4.4 HIDROMETRIA

Es la ciencia que trata, con los métodos cuantitativos de medición física, el fenómeno del flujo de líquidos:

La medición hidráulica forma un juego ordenado de observaciones y cálculos correspondientes para cuantificar y cualificar la descripción de los fenómenos hidráulicos.

4.4.1 MEDICION DE PRESION

La medición de la presión estática de un fluido en movimiento deberá hacerse con gran precisión y esto depende de los detalles de conexión entre el fluido en movimiento y el dispositivo de medición.

En muchos de los dispositivos utilizados para determinar la velocidad de flujo de una corriente, es necesario medir la presión, debido a la relación existente entre la velocidad y la presión, establecida en la ecuación de energía [4].

a) Presión estática

Para obtener un mejor valor de la presión hidrostática en un fluido en movimiento se deberá utilizar un dispositivo que no cause perturbación al flujo.

Para la medición de la presión estática en tubos lisos, podrán usarse piezómetros, como los mostrados en la figura 4.1.a, debiendo tenerse cuidado que no haya imperfecciones en la abertura piezométrica ya que esto puede crear perturbación en el flujo y dar resultados erróneos. (Para su uso y cálculo deberá verse MANOMETRIA, capítulo II).

Cuando la superficie interna del conducto, por el cual circula el flujo, es rugosa, es conveniente utilizar el tubo estático (Figura 4.1.b). Este dispositivo consta de un tubo dirigido corriente arriba y con un extremo cerrado. Tiene orificios radiales en la porción cilíndrica corriente abajo del extremo cerrado. Suponiéndose que el flujo entra por los orificios sin sufrir perturbaciones, la altura h normalmente varía con el

cuadrado de la velocidad de flujo alrededor del tubo; es decir,

$$\Delta h = C \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 4.1 [1]}$$

donde C se determina al arrastrar el tubo en un fluido en reposo, donde la presión y la velocidad son conocidos, o insertándolo en una tubería lisa que contenga un anillo piezométrico.

A un tubo piezométrico puede ser conectado un manómetro de Bourdon, un micromanómetro o un transductor electrónico [1]

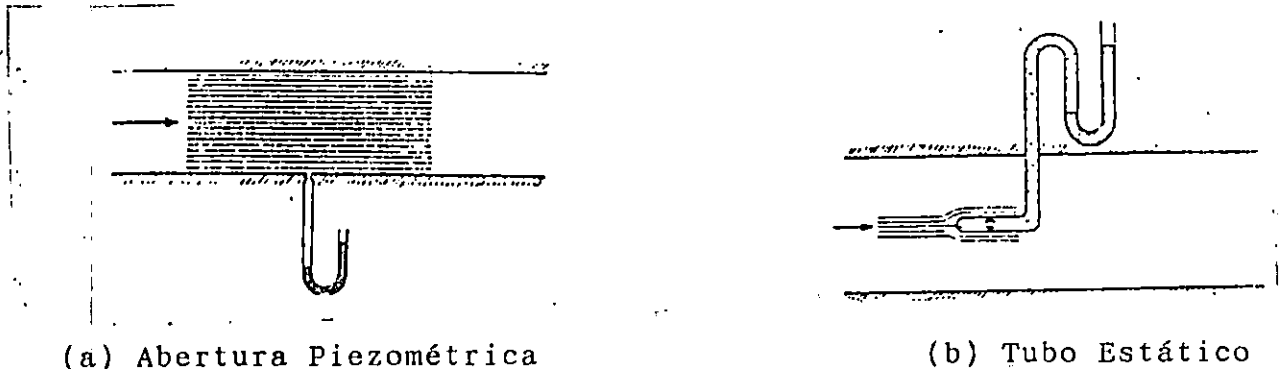


Figura 4.1: Dispositivo, para medir presión estática [1]

b) Presión de estancamiento

La presión de estancamiento (denominada también presión total), se puede medir con precisión colocando en el flujo un tubo que tenga un pequeño agujero piezométrico en el punto de estancamiento, este tubo deberá estar alineado en forma adecuada con la dirección del flujo. La abertura del piezómetro se localiza automáticamente en el punto de estancamiento y la presión en ese punto se puede transmitir, a través de la abertura a un dispositivo registrador.

Henri Pitot (1732), descubrió que, cuando esos tubos se colocan en un flujo abierto en el que la velocidad es V_0 , el líquido en el interior del tubo se eleva sobre la superficie libre a una distancia $V_0^2/2g$.

A partir de la figura 4.2 se puede escribir la siguiente ecuación para la presión de estancamiento,

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{P_o}{\gamma} + \frac{V_o^2}{2g}$$

$$P_s = P_o + \frac{1}{2} \rho V_o^2 \quad \text{EC. 4.2 [4]}$$

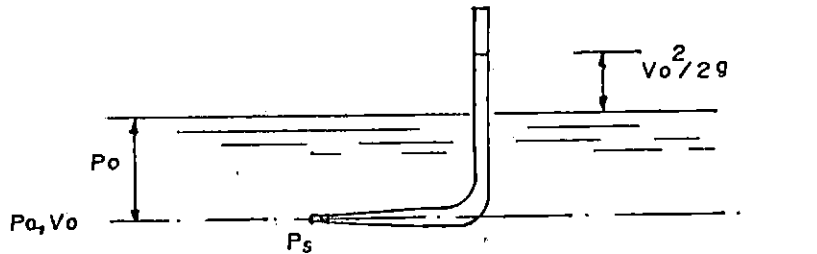


Figura 4.2 Tubo de Pitot [4]

Este dispositivo es utilizado para la medición de perfiles de velocidades en los flujos; pero deberá tenerse cuidado, ya que hay errores en la lectura debido a la asimetría del flujo cerca del extremo del tubo.

La presión de estancamiento deberá medirse en el centro efectivo del tubo que es el punto más alejado de las paredes y donde el gradiente de velocidad es más bajo. Para la medición de presiones, haciendo uso de otros dispositivos. Podrá verse sección de manometría (Capítulo II).

4.4.2 MEDICION DE VELOCIDADES

Las medidas de velocidad en conductos cerrados, así como en canales abiertos se pueden efectuar midiendo la presión correspondiente a la energía cinética del flujo. Estas mediciones se pueden efectuar a través del tubo de Pitot, el tubo de Prandtl, molinetes, flotadores, etc.

a) Tubo de Pitot

Conociendo las presiones de estancamiento y estática se puede deducir la velocidad V_o del flujo (teórica). Arreglando la ecuación 4.2 para determinar la velocidad, se obtiene:

$$V_o = \sqrt{\frac{2(p_s - p_o)}{\rho}} \quad \text{EC. 4.3 [4,6,27,29]}$$

Un tubo estático registra una presión ligeramente menor que la presión estática verdadera, debido al aumento de la velocidad a través del tubo. Por lo que se vuelve necesario modificar la ecuación 4.3 con un coeficiente de instrumento, experimentalmente determinado y puede ser denominado C_1 ; quedando la ecuación 4.3 de la siguiente manera (Velocidad Efectiva):

$$V_o = C_1 \sqrt{\frac{2(p_s - p_o')}{\rho}} \quad \text{EC. 4.4 [4,6,27,29]}$$

Donde p_o' es la presión efectiva medida por el tubo estático. Debido a que p_o' es menor que p_o , el valor de C_1 será siempre menor que la unidad ($0.97 < C_1 < 1.0$), pero generalmente esta diferencia es pequeña, por lo que se puede considerar C_1 igual a la unidad. [27]

El tubo de Pitot se usa para medir la presión dinámica:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{P_{din}}{\gamma}$$

Se puede decir que con la ecuación 4.3 se encuentra la presión dinámica.

b) Tubo Prandtl

El tubo Prandtl es un tubo de Pitot modificado, el cual mide la presión de estancamiento y la presión estática de manera simultánea. También es conocido como tubo Pitot-Estático.

En este dispositivo se eliminan las diferencias de presión ($p_o - p_o'$), gracias a su diseño, volviendo al coeficiente de instrumento igual a la unidad. [27]

La figura 4.3 muestra diferentes diseños de tubos Pitot-estático.

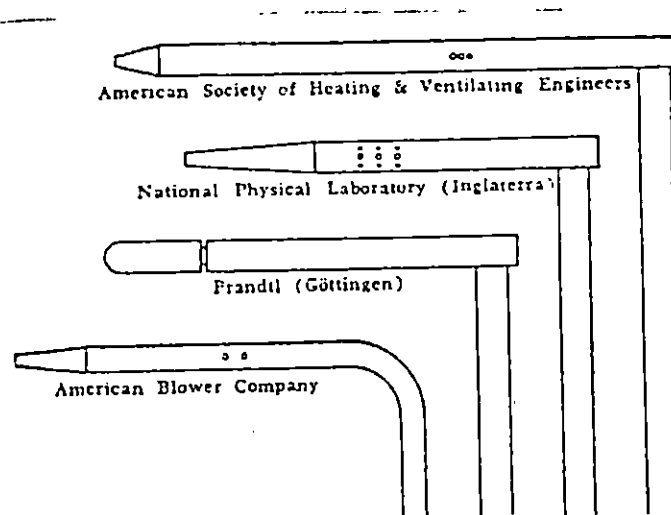


Figura 4.3: Tubos Pitot-Estáticos [4]

Un aspecto práctico de los dispositivos medidores de velocidad es el de su sensibilidad a la oblicuidad o desalineamiento respecto a la dirección del flujo.

El tubo de Prandtl, diseñado para ser insensible a pequeñas desviaciones entre el flujo y la sonda, genera un error aproximado del 1%, pero deberá tenerse mucho cuidado al ejecutar la lectura, ya que este error aumenta si el flujo no es coaxial [4].

En la Figura 4.4 se muestran las características de este tubo y el comportamiento de la presión dinámica a lo largo de la misma.

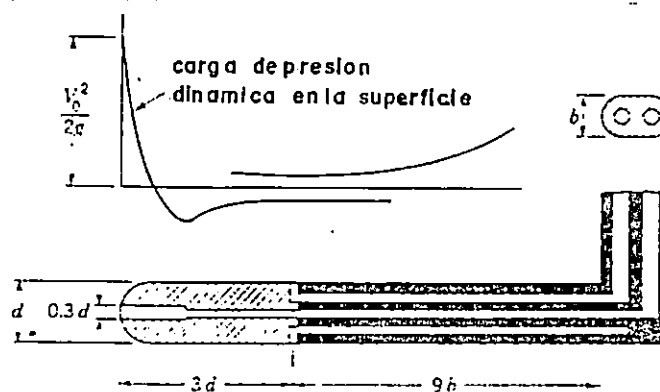


Figura 4.4: Tubo de Pitot tipo Prandtl [27]

Usando el tubo de Pitot tipo Prandtl se puede elaborar un perfil de velocidad en una sección dada del conducto, dividiendo

éste en anillos, a partir del centro. La sección transversal elegida debe quedar en un tramo de tubería sin perturbaciones. Se recomienda dejar un tramo recto mayor o igual a diez diámetros antes de la sonda y un tramo mayor o igual a cinco diámetros después de la sección elegida.

c) Medidores de Corriente (MOLINETES)

El medidor de corriente es utilizado para la medición de la velocidad de un flujo ya sea en canales abiertos o en conductos cerrados de gran diámetro.

El principio de operación de un medidor de corriente está basado en la proporcionalidad entre la velocidad local del flujo y la velocidad del rotor o copa, cuyo eje coincide con la dirección del flujo [29].

Las copas o los álabes del molinete han sido diseñadas de tal manera que el arrastre varíe con la orientación, generándose una rotación relativamente pequeña. Mediante el auxilio de un circuito eléctrico y audífonos es posible detectar una señal audible para un número fijo de revoluciones. El número de señales en un tiempo dado está en función de la velocidad [1].

De acuerdo a la ubicación del eje respecto al flujo, se dividen en dos grupos [29]:

1 - Medidor de corriente tipo Price o de Copa.

Este tipo de molinete ha sido diseñado de tal manera que su eje sea perpendicular a la dirección del flujo. Está formado por seis copas cónicas conectadas a un soporte central y montado en un eje vertical. Este eje está sostenido por un chasis, por medio de un cojinete axial superior y un cojinete inferior consistente en un pivote de acero y un cojinete en forma de copa. Las revoluciones de la copa son transmitidas por medio de un transmisor de contacto a un contador eléctrico o acústico. El dispositivo de transmisión está localizado en una caja de contacto impermeable, con una perilla terminal a un cable que conduce electricidad a la plataforma de observación (Ver Fig. 4.5). Este tipo de medidor es menos confiable que el medidor de hélice.

2 - Medidor de Corriente OTT de hélice

Existen tres tipos:

- El medidor de corriente de hélice con un contador mecánico, que debido a su simplicidad de diseño y a su fiabilidad de operación es usado para la determinación aproximada de velocidades locales en ríos donde el lecho es accidentado. Ver Figura 4.6

- El medidor de corriente de hélice con contador eléctrico. La hélice de este medidor consiste en dos hojas helicoidales formando una sola. Mientras más grande es la velocidad del flujo a medir, más grandes deben ser las aletas de la hélice. Por eso los modernos medidores de corriente están equipados con dos hélices intercambiables de diferentes aletas. Ver figura 4.7.

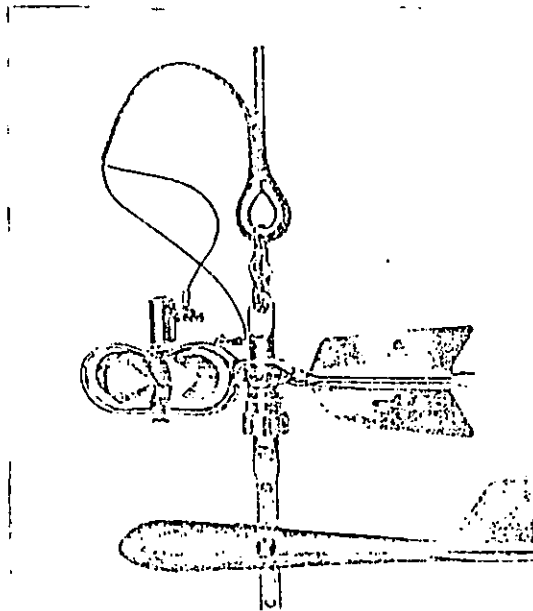


Figura 4.5: Molinete tipo Price [29]

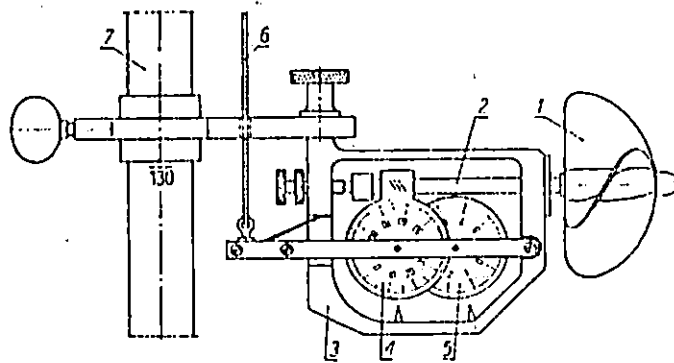


Figura 4.6: Molinete de hélice con contador mecánico [29]

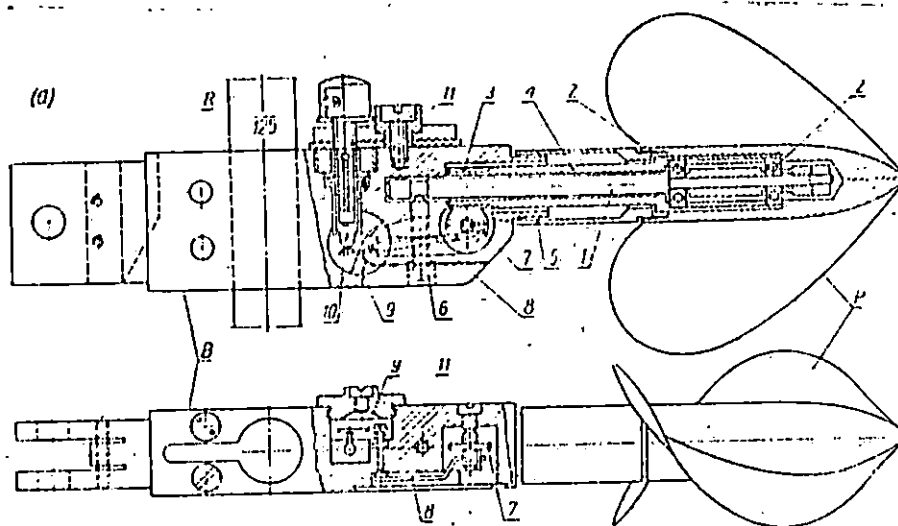


Figura 4.7: Medidor de corriente de hélice con contador eléctrico [29]

- Medidor de Corriente Tipo Tornillo. Este tipo de medidor es usado para medir componentes de la velocidad local a lo largo del eje de la corriente.

El tipo A con una forma especial de aleta, es usado para medir velocidades menores a los 2.5 m/seg. y ángulos de desviación menores a los 45° y el tipo F para medir componentes de velocidad menores o iguales a los 5.0 m/seg.

y ángulos de desviación menores a los 15°.

Si se comparan las ventajas del molinete de hélice con el de copa se puede decir que el primero tiene ciertas ventajas:

- Debido a la simetría del flujo, las hojas del rotor causan más pequeñas perturbaciones que el rotor de copa, al mismo tiempo es más sensible a las corrientes turbulentas.

- Las fuerzas que actúan en el rotor no causan inclinación (momentos flectores) en el eje del mismo, como en el caso de los molinetes de copa, que posibilitan la fricción en el cojinete y debe ser reducida.

- Los molinetes de copa son usados para velocidades de flujo cuyo rango se encuentre entre 10 a 15 pies/seg ó 3.0 a 4.5 m/seg (dependiendo del tipo de medidor). Los medidores de hélice son compatibles con velocidades locales que no excedan de 18 pies/seg ó 6 m/seg.

- El diámetro exterior del molinete de hélice (60mm) es más pequeño que el de copa (120mm), por tal razón es más conveniente usar el de hélice para determinar la velocidad de distribución cerca de las paredes de un conducto.

- El molinete de hélice es menos sensible a la contaminación por cuerpos extraños que arrastre el flujo.

Para determinar la velocidad de un flujo mediante el uso de molinetes deberá auxiliarse de la siguiente ecuación:

$$V = K \cdot n + V_0 \quad \text{Ec. 4.5 [33]}$$

donde:

V : Velocidad resultante

K : Constante de la hélice (depende del diseño)

n : Número de vueltas por segundo

V₀: Velocidad mínima inicial, para que el molinete comience a girar, por efectos de rozamiento.

Cuando las lecturas sean sobre un eje vertical para, calcular la velocidad se deberá usar la siguiente ecuación:

$$\bar{V}_{vertical} = \frac{1}{h} \int_0^h v \cdot dh \quad \text{Ec. 4.6 [30]}$$

donde:

h : es la profundidad a la cual se realiza la lectura.
y el resultado se obtiene de una integración gráfica.

Para conocer las técnicas a utilizar en la medición de velocidades mediante el uso de molinetes, el estudiante deberá remitirse a las referencias 29 y 30.

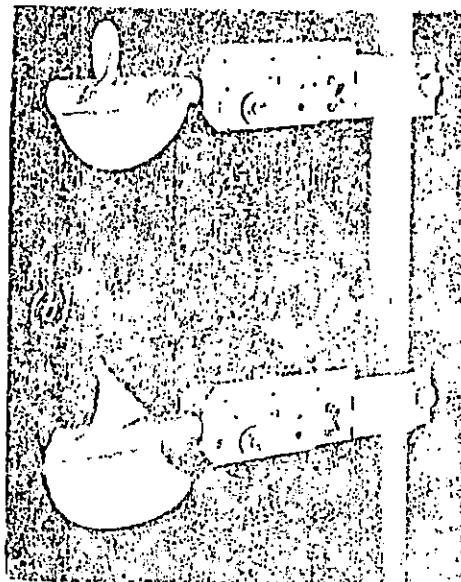


Figura 4.8: Molinete tipo tornillo

d) Otros métodos

Existen otros métodos para la medición de velocidades tales como: flotadores, medidores electromagnéticos y la pantalla móvil de Andersson, éstos podrán ser consultados en la referencia 29.

4.4.3 MEDICION DE CAUDALES

MEDIDOR DE CAUDAL: Es un aparato que determina la cantidad de fluido, ya sea en peso o volumen por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal dada.

El caudal se puede expresar en tres diferentes formas:

1) CAUDAL VOLUMETRICO: (Q_v)

O simplemente caudal Q , cuando expresa la relación entre el volumen de fluido y el tiempo, se expresa así:

$$Q = [L^3 \cdot t^{-1}] = \frac{\text{vol. del fluido}}{\text{Tiempo}} \quad \text{Ec.4.7 [24]}$$

2) CAUDAL MASICO: (Q_m)

Cuando se expresa por la relación entre la masa de fluido y el tiempo transcurrido, se expresa así:

$$Q_m = [M \cdot t^{-1}] = \frac{\text{masa de fluido}}{\text{Tiempo}} \quad \text{Ec.4.8 [24]}$$

3) CAUDAL EN PESO: (Q_p)

Llamado a veces Gasto G , expresa la relación entre el peso del fluido y el tiempo que transcurre en circular en una sección dada, expresada por:

$$Q_p = G = [P \cdot t^{-1}] = [M \cdot L \cdot t^{-3}] = \frac{\text{peso del fluido}}{\text{Tiempo}} \quad \text{Ec.4.9 [24]}$$

La relación entre las tres formas de expresión de caudal es:

$$\begin{aligned} Q_m &= Q \cdot \rho \\ Q_p &= G = Q \cdot \gamma = Q_m \cdot g \end{aligned} \quad \text{Ec. 4.10 [24]}$$

El caudal en volumen es el más utilizado en la medida de líquidos, pero no resulta conveniente para gases pues en éstos es necesario indicar las condiciones en que se realiza la medición, de aquí que se utiliza normalmente para esos casos el caudal másico o el caudal en peso (Gasto).

GRUPOS DE FAMILIAS DE MEDIDORES DE CAUDAL.

Los medidores de caudal pueden ser agrupados en tres grupos de familias: primarios o directos, secundarios o indirectos y complejos.

- Medidores directos o primarios

Son aquéllos en que se miden por separado las dos magnitudes fundamentales que determinan el caudal: peso o volumen y tiempo. Según se mida en peso o volumen, se denominan gravimétricos o volumétricos.

- Medidores indirectos o secundarios

Son aquéllos que miden una magnitud de la cual el caudal es función. Según la magnitud que se mide (variable) reciben el nombre. Estos pueden ser: de velocidad, de presión variable, de área variable, de área y presión variable, térmicos y ultrasónicos.

- Medidores complejos

Son aquellos equipos que engloban a un medidor indirecto y el equipo de medida de la variable en cuestión, el cual está especialmente adaptado para la lectura de caudales. Entre los medidores de este tipo tenemos: en derivación y equipos integradores y totalizadores.

En la tabla 4.1 se muestra la clasificación de los medidores de caudal agrupados de acuerdo a la familia antes enunciada.

TABLA 4.1 CLASIFICACION DE LOS MEDIDORES

DIRECTOS O PRIMARIOS	}		Gravimétricos		
			Volumétricos	{ Estáticos Dinámicos	
INDIRECTOS O SECUNDARIOS	}	De velocidad	{ Turbina Tubo de Impacto Métodos Especiales		
		De presión Variable	{ Lineales No lineales	{ Viscosos No Viscosos Diafragmas(orificios) Toberas Venturis	
		De área Variable	{ Rotámetros De pistón		
		De área y Presión Variable		Vertederos	
		Térmicos			
		Electromagnéticos			
		De Ultrasonido, etc.			
COMPLEJOS	}	En Derivación (Shunt) o Paralelo			
		Equipos Integradores y Totalizadores			

Tabla 4.1
CLASIFICACIÓN DE LOS MEDIDORES

A continuación se hará una descripción breve de las características particulares de algunos medidores de caudal.

a) Orificios de aforo

El orificio que se usa como dispositivo de medición en una tubería, consiste en un agujero circular concéntrico de bordes rectangulares, en una placa delgada, que se sujeta entre las bridas del tubo.

i) Orificios ahogados y sumergidos

1- En conductos cerrados (Diafragma). En este tipo de dispositivo (Fig. 4.9), ocurre una contracción en el tubo de corriente, aguas abajo del orificio, el cual es conocido como vena contraída (A_2) y se caracteriza por un coeficiente denominado coeficiente de contracción " C_c " y el área de la sección transversal de la vena contraída se da por $C_c \cdot A$, siendo posible establecer una ecuación para determinar el caudal que pasa por el orificio.

$$Q = \frac{C_v C_c A_o}{\sqrt{1 - C_v^2 (A_o/A_1)^2}} \sqrt{2g \left(\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + Z_2 \right)} \quad \text{Ec. 4.11 [4]}$$

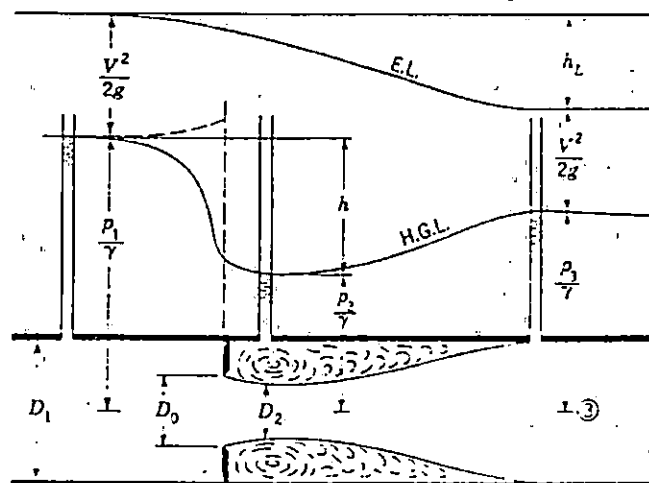


Figura 4.9: Diagrama de definición para el orificio de medición [4]

La ecuación 4.11 también puede expresarse de la forma siguiente:

$$Q = K A_o \sqrt{2g \left(\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + Z_2 \right)} \quad \text{Ec. 4.12 [4]}$$

Donde K es un coeficiente del orificio, que se determina de la siguiente forma:

$$K = \frac{C_v C_c}{\sqrt{1 - C_v^2 (A_o/A_1)^2}} \quad \text{Ec. 4.13 [4]}$$

y el coeficiente de descarga (C_d) se define como $C_d = C_v \times C_c$. El coeficiente global K depende del coeficiente de velocidad (C_v), del coeficiente de Contracción (C_c), de la relación de áreas del orificio y la tubería y del número de Reynolds imperante en el flujo.

2- En depósitos abiertos.

Esto también es un tipo de orificio sumergido, caracterizado por la descarga de un depósito a otro a través de un orificio. En este caso A_o/A_1 se vuelve un valor cercano a cero, por lo que de la ecuación 4.13 se puede decir que $C_d = C_v C_c$ este coeficiente " C_d " también es conocido como coeficiente de descarga.

Si se tienen dos depósitos como los mostrados en la figura 4.10 y se aplica la ecuación de Bernoulli entre el depósito de corriente arriba y la sección 2, se obtiene una velocidad teórica.

$$V = \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \quad \text{Ec. 4.14 [4]}$$

Pero para un flujo real los efectos de fricción darán como resultado un valor diferente, por lo que es necesario realizar una corrección con el coeficiente de velocidad (C_v). Con este coeficiente, la Ecuación 4.14 se transforma en:

$$V_2 = C_v \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \quad \text{Ec. 4.15 [4]}$$

Por continuidad $Q = VA_o$.

Para la sección 2: $Q_2 = A_2 V_2$ y $A_2/A_o = C_c$

$$A_2 = C_c A_o$$

El caudal que pasa por el orificio es igual a:

$$Q = C_c C_v A_o \sqrt{2g(h_1 - h_2)}$$

$$Q = C_d A_o \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \quad \text{Ec. 4.16 [4]}$$

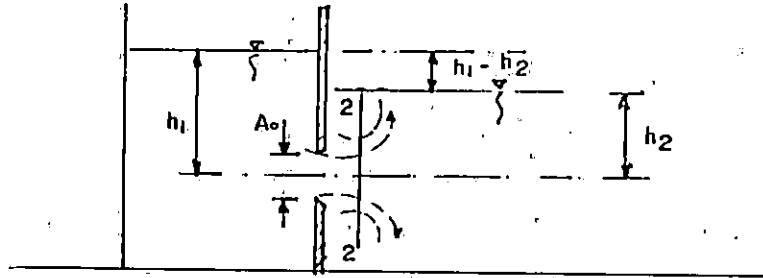


Figura 4.10 Orificio Sumergido

En la tabla 4.1 se muestra la dependencia de los varios coeficientes de orificio, de la forma del orificio. Los coeficientes dados tienen valores nominales para orificios cuyo diámetro es mayor a los 25mm operando bajo cargas de agua mayores de un metro. Se supone que el orificio está colocado de manera que no afecta por la proximidad de paredes o de cualquier elemento perturbador.

Tabla 4.1 [4]

Orificios y sus coeficientes nominales				
	Bordes afilados	Redondeado	Tubo corto	Bordeo
C_d	0.61	0.98	0.80	0.51
C_c	0.62	1.00	1.00	0.52
C_v	0.98	0.98	0.80	0.98

donde:

$$C_v = \frac{V_r}{V_{teórica}} \quad ; \quad C_c = \frac{A_{chorro}}{A_{orificio}} \quad ; \quad C_d = \frac{Q_r}{Q_{ideal}}$$

ii) Orificios pequeños en pared delgada.

Un orificio pequeño es de pared delgada cuando la vena líquida que circula a través de él únicamente toca en una arista o borde de salida, es decir que hay una separación precisa al pasar el chorro a través del orificio. Se forma una garganta (Vena contracta) corriente abajo, donde la velocidad alcanza un valor máximo. Un orificio de pared delgada se obtiene en cualquiera de los dos siguientes casos:

- 1) Cuando el espesor de la pared es pequeño en comparación con el diámetro del orificio.
- 2) Cuando las aristas del orificio son biseladas, que es el caso en que se puede tener mayor seguridad de que el orificio es de pared delgada.

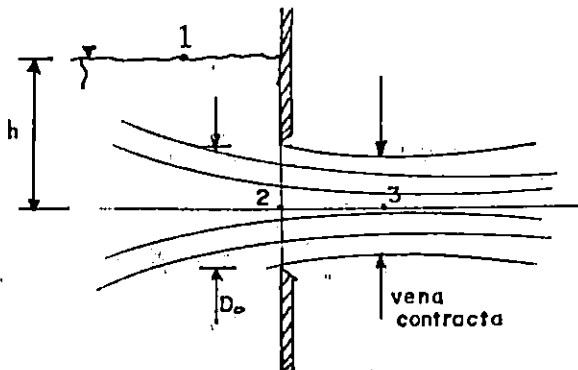


Figura 4.11: Orificio de pared delgada

La figura 4.11 representa un orificio en el lado de un gran depósito que tiene una carga h , sobre su centro. Si se desprecia la fricción y se aplica Bernoulli entre 1 y 3 se obtiene la velocidad ideal de salida (teórica).

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + Z_3$$

$$\text{Si } p_1 = p_3 = P_{\text{atm}}; \quad z_1 = h; \quad z_3 = 0 \quad \text{y} \quad \frac{V_1}{2g} = 0$$

Se obtiene:

$$V_3 = \sqrt{2gh} \quad \text{velocidad ideal de salida.} \quad \text{Ec. 4.17 [25]}$$

La ecuación 4.17 podría ser utilizada si se considera un flujo perfecto donde no hay fricción y la velocidad de llegada del fluido es cero, pero en la realidad esto no es posible, volviéndose necesario afectar esta velocidad con un coeficiente denominado "coeficiente de velocidad" y la ecuación 4.17 para condiciones reales sería:

$$V_3 = C_v \sqrt{2gh} \quad \text{Ec. 4.18 [25]}$$

Y cuyo valor resultaría un poco menor que la velocidad ideal.

El valor exacto de C_v a veces no es de importancia para el ingeniero, pero cuando se le necesita, como aproximación un valor promedio de 0.98 para orificios circulares puede considerarse para el agua y líquidos de viscosidad similar, lo mismo sucede con C_c por lo que para propósitos generales, un promedio 0.62 ó 0.63 puede ser considerado [25]. Los valores del coeficiente de descarga son determinados experimentalmente y en la tabla 4.2 se muestran algunos valores obtenidos en estudios realizados por Medaugh y Johnson en el cual fueron variando la carga h y el diámetro del orificio.

Tabla 4.2 Coeficiente de Descarga [25]

(De Medaugh y Jonhson)

Carga en Pies	Diámetro del Orificio en Plg.					
	0.25	0.50	0.75	1.00	2.00	4.00
0.8	0.647	0.627	0.616	0.609	0.603	0.601
1.4	0.635	0.619	0.610	0.605	0.601	0.599
2.0	0.629	0.615	0.607	0.603	0.600	0.599
4.00	0.621	0.609	0.603	0.600	0.598	0.597
6.00	0.617	0.607	0.601	0.599	0.596	0.596
8.00	0.614	0.605	0.600	0.598	0.596	0.595
10.00	0.613	0.604	0.599	0.597	0.595	0.595
12.00	0.612	0.603	0.599	0.597	0.595	0.595
14.00	0.611	0.603	0.598	0.596	0.595	0.594
16.00	0.610	0.602	0.598	0.596	0.595	0.594
20.00	0.609	0.602	0.598	0.596	0.595	0.594
25.00	0.608	0.601	0.597	0.595	0.594	0.594
30.00	0.607	0.60	0.597	0.595	0.594	0.594
40.00	0.606	0.60	0.596	0.595	0.594	0.593
50.00	0.605	0.599	0.596	0.595	0.594	0.593
60.00	0.605	0.599	0.596	0.594	0.593	0.593
80.00	0.604	0.598	0.595	0.594	0.593	0.593
100.00	0.604	0.598	0.595	0.594	0.593	0.593
120.00	0.603	0.598	0.595	0.594	0.593	0.592

Otros valores para C_d pueden ser encontrados en la referencia [25]. Además existen coeficientes para orificios cuadrados y rectangulares. Los datos tabulados se suponen válidos para orificios sin perturbaciones por paredes laterales, asimetrías, cercanía del fondo, etc.

El caudal sería: $Q = C_d A_o \sqrt{2gh}$ Ec. 4.19

- Pérdidas de carga en un orificio

En la sección contraída la velocidad real es $V = C_v \sqrt{2gh}$ y la carga de velocidad es $\frac{V^2}{2g} = C_v^2 h$

Si no hubiera habido pérdida de carga por la fricción la carga de velocidad sería h y consecuentemente;

$$\text{Pérdida de carga} = h - C_v^2 h = (1 - C_v^2) h \quad \text{Ec. 4.20 [25]}$$

Si h se sustituye por su valor, dado en la primera ecuación se tiene:

$$\text{Pérdida de carga} = \left(\frac{1}{C_v^2} - 1 \right) \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 4.21 [25]}$$

iii) Orificios Pequeños en Pared Gruesa

En un orificio de pared gruesa, el chorro toca todos los puntos del orificio de la pared o espesor de la pared, mostrado en la figura 4.12. Es decir no hay una definición precisa de la sección en la que el chorro abandona completamente la pared. Además, el espesor de la pared representa una guía o conducción, que prácticamente no permite la formación de la garganta o vena contracta.

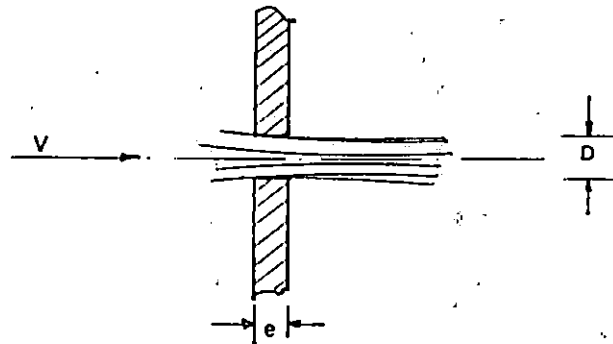


Figura 4.12: Orificio en pared gruesa ($e > 1.5d$)

El perfil de la corriente no sufre un cambio brusco en su trayectoria.

Para estos orificios, la sección transversal de la vena líquida es igual a la del orificio, por lo tanto C_c es igual a 1.00; entonces

$$Q = A_o C_v \sqrt{2gh} \quad \text{Ec. 4.22 [4,6]}$$

C_v puede ser utilizado con un valor igual a 0.97 para orificios circulares.

Ejemplo 4.1.

Se tiene un orificio practicado en una pared delgada de 80mm de diámetro y a una profundidad de 2.10 m, con $C_d \approx 0.62$. El valor de la presión atmosférica en el lugar es de $P_a = 586$ mm de Hg. (figura 4.11) Determinar:

- a) $V_{teórica}$ y $Q_{teórica}$ para descarga libre
- b) Q_{real}
- c) $V_{realde salida}$
- d) $V_{orificio}$ y $P_{orificio}$
- e) Diámetro del chorro en la sección contraída

a) $V_{teórica} = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \times 9.81 \times 2.10} = 6.42 \text{ m/seg.}$

$Q_{teórica} = A_o \sqrt{2gh} = \frac{\pi}{4} (0.08)^2 \times 6.42 = 0.0323 \text{ m}^3/\text{seg} = 32.3 \text{ lts/seg}$

b) $Q_{real} = C_d \times Q_t = 0.62 \times 32.3 = 20.03 \text{ l/seg}$

c) $V_{realde salida} = C_v \sqrt{2gh} ; C_v = 0.97$

$= 0.97 \times 6.42,$

$V_{rea} = V_3 = 6.23 \text{ m/seg (velocidad en la vena contracta)}$

d) $V_{orificio}$

$$V_o = \frac{Q_{rea}}{A_o} = \frac{0.02003}{\frac{\pi}{4} (0.08)^2} = 3.98 \text{ m/seg}$$

Aplicando Bernoulli entre 2 y 3 en la figura 4.11:

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + Z + \Delta H_{2...3}$$

Si se supone que las pérdidas entre los puntos 2 y 3 son pequeñas se pueden despreciar ó $\Delta H_{2...3} \approx 0$ y debido a que se trata de una descarga libre $p_3 = p_{atm}$

donde $V_2 = V_{\text{orificio}} = 3.98 \text{ m/s}$
 $V_3 = V_{\text{real}} = 6.23 \text{ m/s}$

$$\begin{aligned} \frac{P_2}{\gamma} &= \frac{V_3^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} \\ &= \frac{(6.23)^2}{2(9.81)} - \frac{(3.98)^2}{2(9.81)} \\ \frac{P_2}{\gamma} &= 1.17 \text{ m de } H_2O \end{aligned}$$

e) Diámetro del chorro en la sección contraída

$$A_{\text{sec. contracta}} = \frac{Q_{\text{rea}}}{V_{\text{rea}}} = \frac{0.02003}{6.23} = 0.00322 \text{ m}^2$$

$$\text{como: } A_c = \frac{\pi}{4} (D_{ch})^2 \rightarrow D_{ch} = \sqrt{\frac{4(0.00322)}{\pi}}$$

$$D_{ch} = 0.064 \text{ m} \approx 64 \text{ mm}$$

b) Boquillas o Toberas

Se llama boquilla o tobera a todo tubo de pequeña longitud adaptado a un orificio [26].

Las boquillas se utilizan con la finalidad de formar chorros o corrientes para una gran variedad de fines, por ejemplo, para la medición del flujo.

El término "BOQUILLA DE FLUJO" se refiere a una boquilla colocada en una tubería o al extremo de ella con fines de medición (figura 4.13). La boquilla de flujo se considera como una modificación de un tubo venturi, la cual ha sido simplificada y acortada.

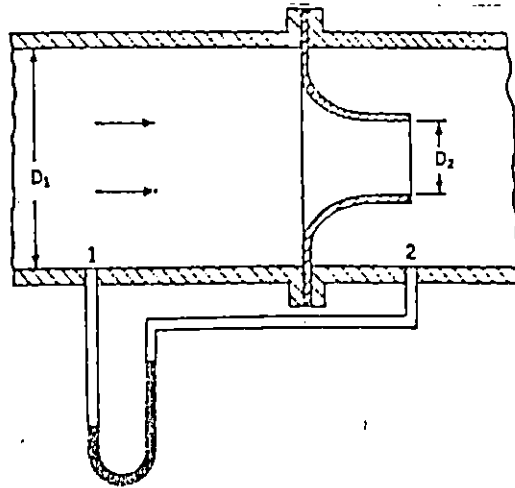
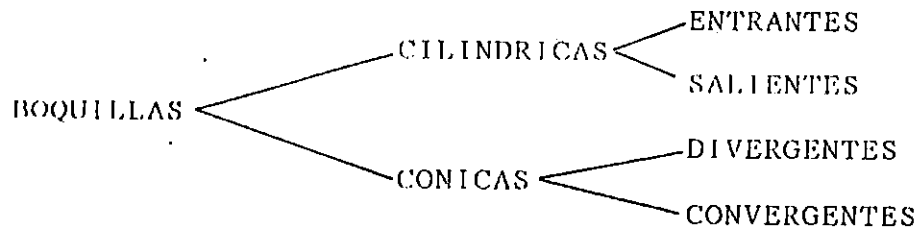


Figura 4.13 [26]

La clasificación de las boquillas se presenta en el siguiente esquema:



Esquema 4.2

i) Boquilla Cilíndrica Entrante o de Borda

Sea una boquilla cilíndrica entrante adaptada a un orificio situado en la pared de un recipiente de grandes dimensiones y h la elevación de la superficie libre, respecto al centro de gravedad del orificio.

La figura 4.14 muestra una boquilla cilíndrica entrante situada en un recipiente de grandes dimensiones.

En este tipo de boquillas el área contracta es la mitad del área del orificio, por lo tanto, C_c es igual a 0.5.

El caudal podrá determinarse mediante la ecuación 4.19.

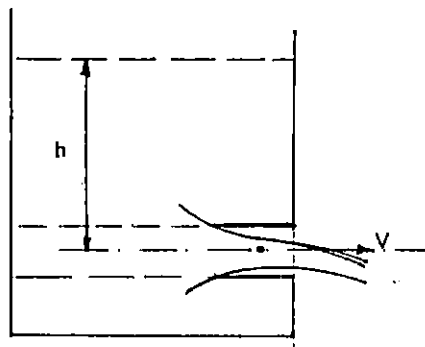


Figura 4.14 [26]

ii) Boquilla Cilíndrica Exterior

Si la longitud de la boquilla es suficiente, cuando menos $1\frac{1}{2}$ veces el diámetro del orificio, la contracción de la vena es seguida de una expansión y la boquilla descarga a sección plena. Figura 4.15

Si $l = 1.5 D$ se puede considerar que $C_d = 0.62$.

La relación óptima será aproximadamente 2.5, para la cual el coeficiente numérico se puede considerar que vale 0.82.

$$V_{rea} = 0.82\sqrt{2gh} \quad Ec. 4.23 [26]$$

$$y Q_{rea} = 0.82A_o\sqrt{2gh} \quad Ec. 4.24 [26]$$

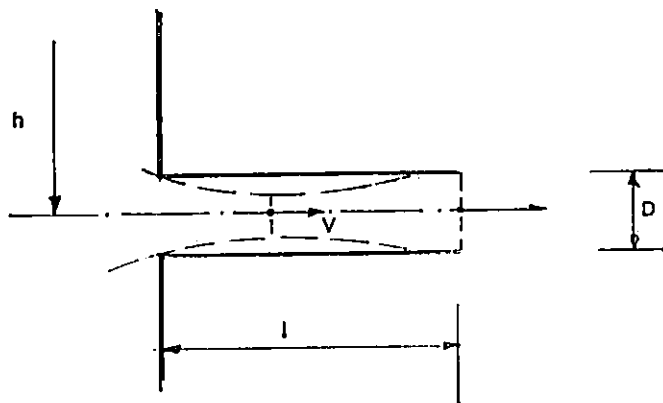


Figura 4.15 [26]

iii) Boquillas Divergentes

Se considera como ejemplo, una boquilla aplicada a la pared de un recipiente, y constituida por una convergencia corta, para guiar la contracción de la vena a la entrada, seguida de una divergencia de ángulo bastante pequeño, para que los pequeños tubos de corriente no se separen de manera tal que no se presente una zona muerta en la que ocurren las turbulencias. Si además, el tubo está bien pulido, las pérdidas son muy pequeñas, la velocidad de salida es muy cercana a la teórica. (Figura 4.16)

Para evitar la cavitación, que podría darse en la boquilla; la presión absoluta media en la sección A_0 no debe ser menor que la equivalente a aproximadamente 4 ó 5 metros columna de agua; es decir, que el vacío no debe exceder de 6 ó 5 metros columna de agua.

Por lo que:

$$Q = A_0 \sqrt{2g(h + 5.0 \text{ a } 6.0 \text{ mts } H_2O)} \quad \text{Ec. 4.25 [26]}$$

en el sistema métrico

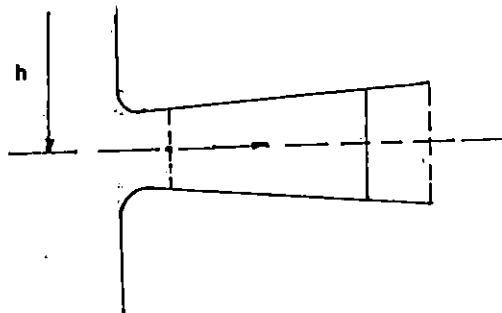


Figura 4.16 [26]

iv) Boquilla Convergente

La pura convergencia de los pequeños tubos de corriente no implica, de ninguna manera, pérdidas apreciables; pero si la boquilla tiene aristas de entrada vivas, la vena líquida experimenta una contracción inicial y posteriormente se expande hasta llenar la sección de la boquilla.

El gasto se puede expresar como:

$$Q = CdA\sqrt{2gh} \quad \text{Ec. 4.26 [26]}$$

Si $l = 2.5D$ y un ángulo total de abertura igual a 13.5° ; $C_d=0.947$ que son las condiciones más favorables [26].

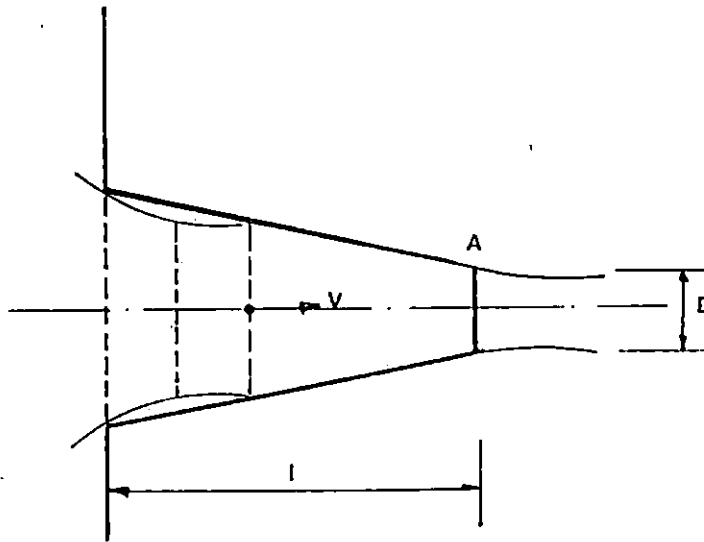


Figura 4.17

c) Vertederos

Un vertedero se puede definir de modo general como un dique o pared que intercepta la corriente, causando una elevación del nivel aguas arriba, y que se emplea para control de nivel o para medición de caudales [24].

Su aplicación consiste en:

- Control de nivel de un embalse: vertederos de presa (vertederos de excedentes)
- Medición de caudales: vertederos de medida.

El vertedero, hidráulicamente, es un orificio que no está totalmente ahogado por el nivel aguas arriba, de modo que una parte del orificio está libre y no proporciona gasto alguno.

La figura 4.18 muestra las variables a utilizar en un vertedero, además se identifica la carga H la cual define la diferencia de elevación entre la superficie libre aguas arriba,

a una distancia suficientemente grande para que no manifieste el abatimiento, y el punto más bajo de la cresta [26].

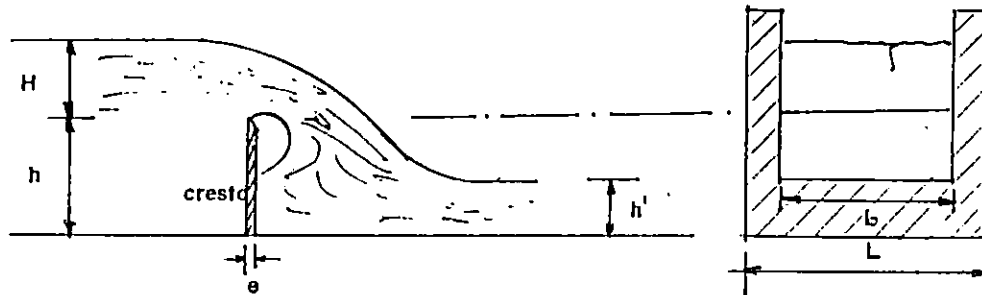


Figura 4.18 [6]

Donde:

- H = Carga del vertedero
- h = Altura de la cresta en el vertedero
- h' = Altura de la lámina aguas abajo del vertedero
- L = Longitud de la cresta
- b = Ancho del canal de acceso
- e = Espesor de la cresta

i) Clasificación de los vertederos

Los vertederos se clasifican según la forma geométrica del orificio que lo forma. La forma más frecuente es la rectangular, en la que la cresta está constituida por la arista horizontal y las caras por la arista vertical es, cuando hay contracciones laterales, o por las paredes laterales del canal si no hay contracciones laterales [26].

Con menos frecuencia se utilizan los vertederos triangulares, trapeciales y circulares.

Para mayor detalle a continuación se proporciona una clasificación más general de los tipos de vertederos más usados.

- Según la altura h' de la lámina aguas abajo.
 - Vertederos de lámina libre ($h > h'$)
 - Vertederos sumergidos o ahogados ($h < h'$)

- Según la disposición en planta del vertedero respecto a la corriente.
 - Vertederos normales
 - Vertederos inclinados
 - Vertederos quebrados
 - Vertederos curvilíneos

- Según el espesor de la pared
 - Vertederos de pared delgada (placas o madera biselada)
 - Vertederos de pared gruesa ($e > 0.66H$)

- Según la longitud de la cresta
 - Vertederos sin contracciones laterales ($L=B$)
 - Vertederos con contracciones laterales ($L < B$)

- Según al perfil de la cresta
 - Redondeados
 - De cresta viva

- Según la forma de la abertura
 - Simples; Rectangulares, trapezoidales, triangulares, parabólicos, etc.
 - Compuestos: secciones combinadas.

En la figura 4.19 se muestra un perfil de flujo sobre una vertedor de cresta afilado.

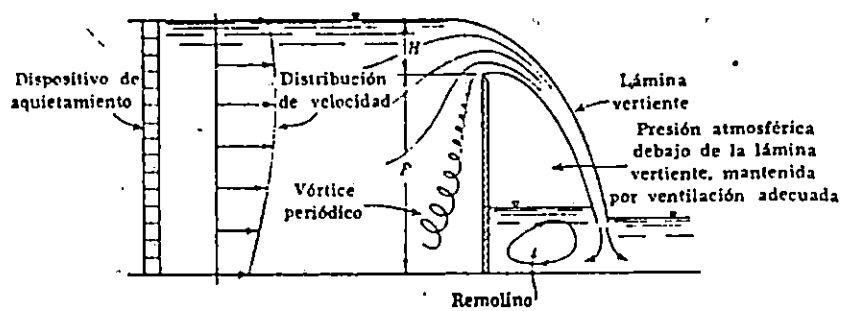


Figura 4.19: Flujo en un vertedor [4]

A continuación se dan algunas nociones generales, sobre diferentes tipos de vertederos.

1- Vertedero rectangular

En la figura 4.20 se muestra una vista frontal del flujo sobre un vertedero rectangular, donde V_{ideal} es la velocidad ideal de un filamento o una capa de corriente que sale de un vertedero rectangular a una distancia Z por debajo de la superficie ($V_{ideal} = \sqrt{2gZ}$).

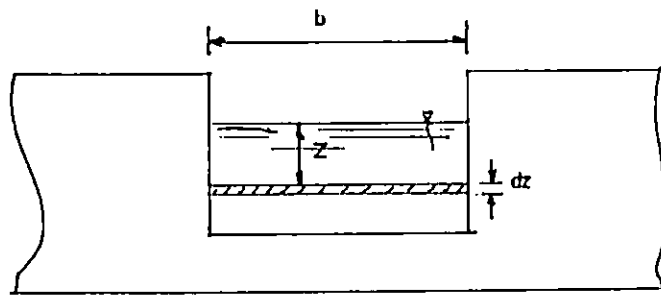


Figura 4.20 [6]

Si el espesor de la capa es dz y el ancho es b , el gasto ideal de volumen se obtiene así:

$$dQ_{ideal} = bVdz = b\sqrt{2gz}dz \quad Ec. 4.27$$

Integrando la ecuación 4.27 para los límites $z=0$ y $z=H$ se obtiene la ecuación para el gasto ideal, así:

$$Q_{ideal} = \frac{2}{3}b\sqrt{2gH^3} \quad Ec. 4.28$$

Fórmula de Du Buat-Poleni

pero agregándole el coeficiente de descarga se obtiene la ecuación siguiente para un gasto real en un vertedero rectangular de pared delgada:

$$Q = \frac{2}{3} C_d b \sqrt{2gH^3} \quad \text{Ec. 4.29 [6, 26, 27]}$$

Ahora bien convirtiendo la expresión $\frac{2}{3} C_d b \sqrt{2g}$ en un coeficiente global de flujo K' ; resulta la siguiente ecuación para un Q_{rea} .

$$Q_{rea} = K' L H^{2/3} \quad \text{Ec. 4.29a}$$

donde K' depende del sistema de unidades usado.

Varios investigadores han planteado ecuaciones para encontrar el valor de K' , con bastante aproximación. Algunos de ellos son Francis, Bazin, King y otros.

A continuación se enumeran algunas de las ecuaciones en mención y que son consideradas las más exactas.

- Con velocidad de llegada (V_1)

$$V_1 \geq 1.40 \text{ m/s donde } h \geq 0.10 \text{ mts}$$

Fórmula de Francis (sistema métrico)

$$K' = 1.825 \left[\left(1 + \frac{h}{H} \right)^{3/2} \right] \quad \text{Ec. 4.30 [3]}$$

donde:

$h = V_1^2 / 2g =$ altura de inercia en función de V_1

$H =$ Altura de agua por encima de la horizontal que pasa por la cresta del vertedero: medida a una distancia no menor de $(5 \dots 6)H$ (Fig. 4.20).

$V_1 = Q/A =$ Velocidad de llegada.

- Sin velocidad de llegada (V_1)

$$V_1 \leq 1.39 \text{ m/s y } h \leq 0.10 \text{ m}$$

Cuando $H \leq 1.00$ (pequeños vertederos), Fórmula de la sociedad de ingenieros Suizos: (sistema métrico)

$$k' = \left[1.815 + \frac{1}{92.8H + 0.49} \right] \times \left[1 + 0.5 \frac{H^2}{h^2} \right] \quad \text{Ec. 4.31}$$

Donde:

h = Altura del vertedero en el paramento de aguas arriba.
y cuando $H \geq 1.00$ m (grandes vertederos), fórmula de Rehbock (sistema métrico).

$$k'' = 1.786 + \frac{1}{60H - 0.56} + 0.428 \frac{H}{h} \quad \text{Ec. 4.31 [3]}$$

En la gráfica 4.1 y 4.2 se puede seleccionar valor k para Francis: con velocidad de llegada y Rehbock y sociedad de ingenieros suizos, sin velocidad de llegada, respectivamente.

La fórmula de caudal para un vertedero rectangular es:

$$Q = \frac{2}{3} C_d \sqrt{2g} \left[\left(H + \frac{V^2}{2g} \right)^{3/2} - \left(\frac{V^2}{2g} \right)^{3/2} \right] \quad \text{Ec. 4.33 [8]}$$

Donde:

Q = Caudal en m^3/s .

C_d = Coeficiente de descarga

b = Ancho de la cresta del vertedero

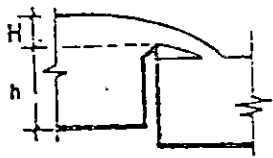
H = Carga sobre el vertedero, en m.

V = Velocidad media de aproximación m/s

Nota: Ver problema desarrollado en referencia 8 para interpretación de la fórmula.

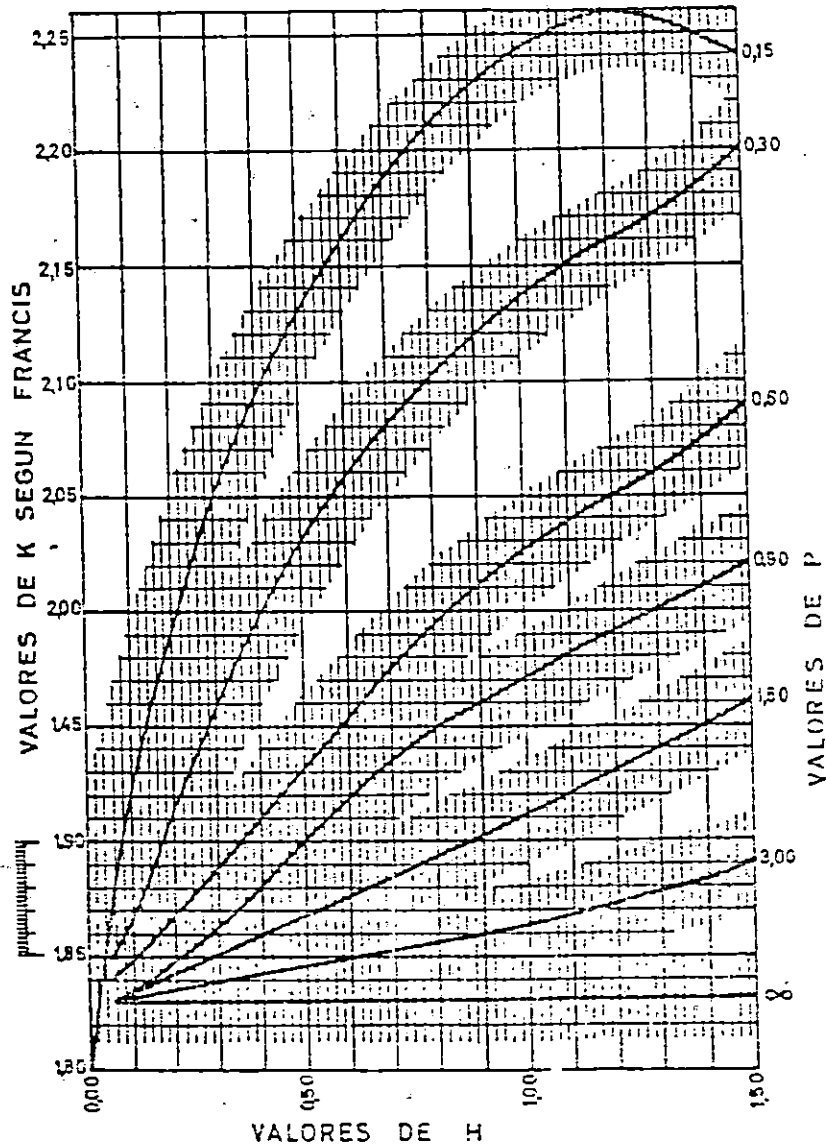
- Fórmula de Francis para un vertedero con contracciones laterales.

La fórmula de Francis se aplica a vertederos rectangulares de 1.607 m a 5.182 m de anchura, bajo un $h = 0.183$ m a 0.488 m. Se da la siguiente expresión:



$$Q = K L H^{3/2}$$

$$L = Q / K H^{3/2}$$

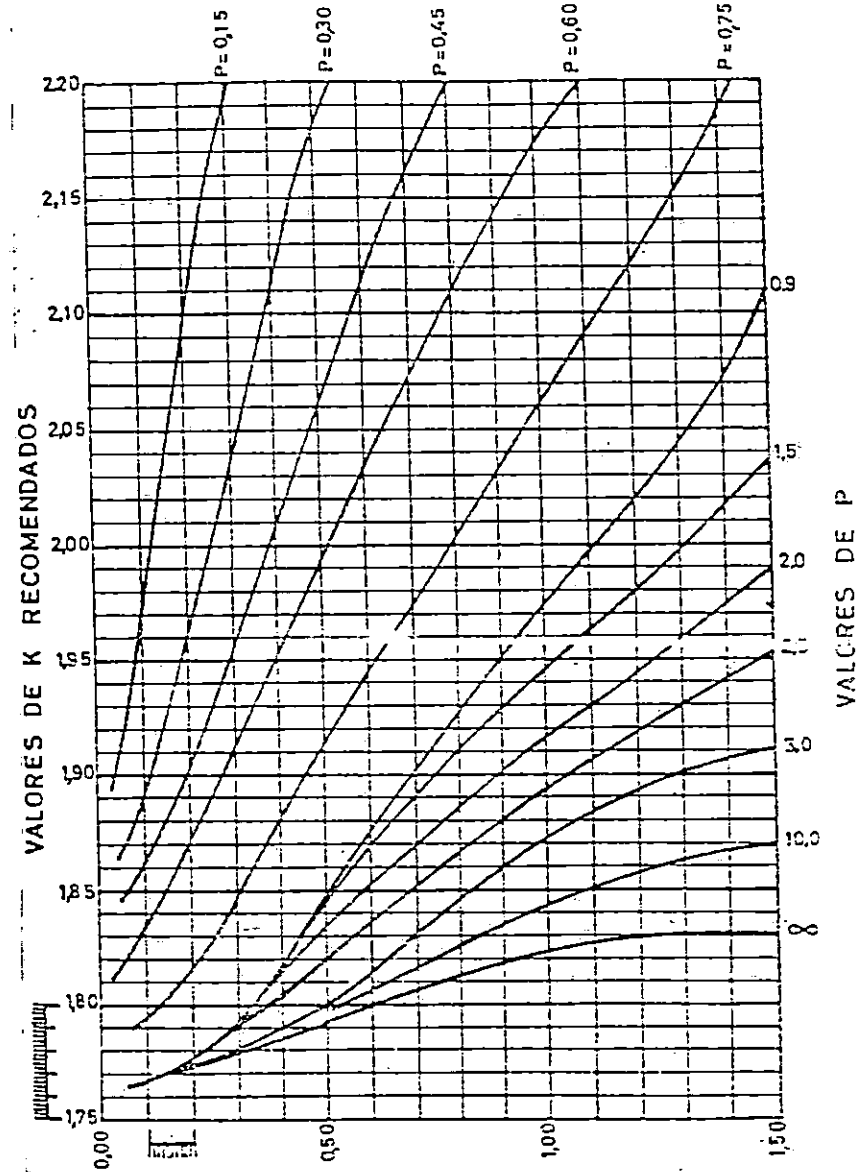


Vertederos de pared delgada. Valores de K con V de llegada.

Gráfica 4.1 [3]

$$Q = K L H^{3/2}$$

$$L = Q / K H^{3/2}$$



Vertederos de pared delgada. Valores de K sin V de llegada.

Gráfica 4.2 [3]

$$Q = 1.84 (b - 0.1nH) (H + h_o)^{3/2} - h_o^{3/2} \quad \text{EC. 4.34 [8]}$$

Donde:

$$h_o = V^2 / 2g$$

y el número (n) de contracciones laterales es:

n = 0; para un vertedero sin contracción

n = 1; para un vertedero con contracción en un extremo

n = 2; para un vertedero con contracción a ambos extremos

El caso cuando n=0 es el más frecuente, pero también se usa n=2, para mejorar la exactitud de la medición en diversas circunstancias (H pequeñas, cauces irregulares, rugosidad, etc) en cambio n=1 no es usual.

2- Vertedero triangular.

Estos vertederos se utilizan para medir pequeños caudales, inferiores a 6 l/seg. El ángulo α (ver figura 4.21) puede ser cualquiera. Frecuentemente se utilizan vertederos triangulares con $\alpha = 90^\circ$.

Estos vertederos son más precisos que el rectangular, debido a que los valores de h, para un mismo caudal son mayores [26,27].

Según la figura 4.21 se muestra la notación. Donde la descarga dQ_{rect} a través del área infinitesimal $x dz$ es:

$$dQ = x C_d \sqrt{2gz} dz$$

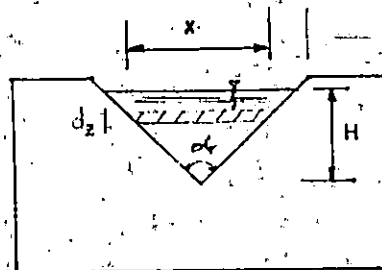


Figura 4.21

Luego por triángulos semejantes se llega a la fórmula para un vertedero triangular:

$$Q = \frac{8}{15} C_d \sqrt{2g} \tan \frac{\alpha}{2} H^{5/2} \quad \text{Ec. 4.35 [6, 8, 26]}$$

Para un vertedero particular la fórmula anterior se expresa así:

$$Q = K' g^{1/2} H^{5/2} \quad \text{Ec. 4.36 [6]}$$

Donde: $K' = \frac{8}{15} C_d \sqrt{2} \tan \frac{\alpha}{2}$ es un coeficiente de flujo adimensional.

El coeficiente C_d para $\alpha = 90^\circ$; $\text{tg } \alpha/2 = 1$; $0.05 < h$, 0.25 m vale aproximadamente 0.593 [27].

3- Vertedero trapezoidal (Cipolletti)

En este vertedero la pendiente de los lados es 1 horizontal a 4 vertical, corresponde a un ángulo lateral $\alpha \approx 14^\circ$ respecto a la vertical [8].

La fórmula para calcular el caudal en vertedero trapezoidal es:

$$Q = 1.861 L H^{3/2} \quad \text{Ec. 4.37}$$

no considerando contracciones laterales ni velocidad de llegada se tiene la siguiente expresión:

$$Q = \frac{2}{15} C_d \sqrt{2g} H^{3/2} \quad \text{Ec. 4.38}$$

Este vertedero es una combinación de los vertederos rectangular y trapezoidal la cual representa la siguiente condición:

$$Q_T = Q_1 + Q_2$$

$$\therefore Q_T = 1.84 (L - 0.1nH)^{3/2} + \frac{8}{15} C_d \sqrt{2g} \text{tg} \frac{\alpha}{2} H^{5/2} \quad \text{Ec. 4.39}$$

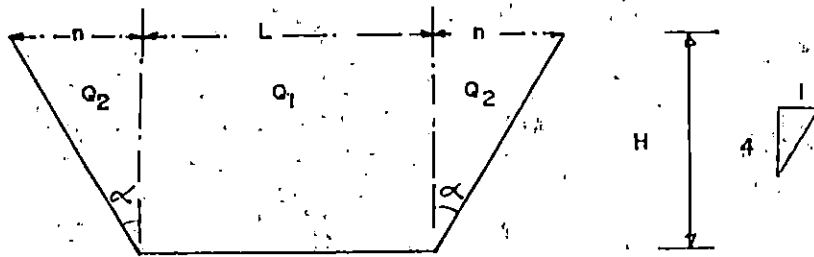


Figura 4.22

4- Vertedero ahogado o sumergido

Los efectos de sumersión se resumen en la figura 4.23 donde se observan las dos situaciones básicas de flujo: de lámina descendente sumergente a bajo sumersión, y de lámina descendente superficial, a alta sumersión [4].



a) Lámina descendente de sumersión.

b) Lámina descendente superficie

Figura 4.23 [4]

Para la condición de vertedero ahogado o sumergido, la elevación de la cresta tiene que ser menor que la elevación del punto dado aguas abajo.

La profundidad de sumergencia es la diferencia en elevación entre el nivel de la superficie corriente abajo y el nivel de la cresta.

La velocidad del agua por encima de la cresta del vertedero es mayor que la velocidad aguas abajo del vertedero.

Al no considerar contracciones laterales en las paredes

resulta la siguiente expresión para el caudal:

$$Q = C_d L \sqrt{2g(H_1 - H_2)} \left[\frac{2}{3} (H_1 - H_2) + H_2 \right] \quad \text{Ec. 4.40 [28]}$$

y al considerar contracciones laterales en la paredés del vertedero se obtiene la siguiente expresión:

$$Q = C_d [L - 0.1nH] \sqrt{2g(H_1 - H_2)} \left[\frac{2}{3} (H_1 - H_2) + H_2 \right] \quad \text{Ec. 4.41 [28]}$$

Donde:

C_d = es el coeficiente de descarga

n = Número de contracciones laterales (0,1 ó 2)

l = Ancho del vertedero

H_1 = Carga antes del vertedor

H_2 = Carga después del vertedor

Hay otras fórmulas para el calculo de vertederos debidos a otros autores como King, Bazin, etc.

Herschel determinó valores de N para vertederos ahogados, sin contracción lateral, para ser usados en la fórmula de Francis modificada,

$$Q = 1.84L(NH_1)^{3/2} \quad \text{Ec. 4.42 [28]}$$

En la tabla 4.3 se dan valores para N correspondientes a una relación H_2/H_1 . Deberá tenerse especial cuidado ya que los valores menores de 0.2 y mayores de 0.8 pueden considerarse inciertos por ser los estados de transición en los casos de vertedero libre y vertedero ahogado respectivamente [28].

Tabla 4.3 [28]

H_2/H_1	0.000	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	1.000	1.004	1.006	1.007	1.007	1.007	1.007	1.006	1.006	1.005
0.1	1.005	1.003	1.002	1.000	0.998	0.996	0.994	0.992	0.989	0.987
0.2	0.985	0.982	0.980	0.977	0.975	0.972	0.970	0.967	0.964	0.961
0.3	0.959	0.956	0.953	0.950	0.947	0.944	0.941	0.938	0.935	0.932
0.4	0.929	0.926	0.922	0.919	0.915	0.912	0.908	0.904	0.900	0.896
0.5	0.892	0.888	0.884	0.880	0.875	0.871	0.866	0.861	0.856	0.851
0.6	0.846	0.841	0.836	0.830	0.824	0.818	0.813	0.806	0.800	0.794
0.7	0.787	0.780	0.773	0.766	0.758	0.750	0.742	0.732	0.723	0.714
0.8	0.703	0.692	0.681	0.669	0.656	0.644	0.631	0.618	0.604	0.590
0.9	0.574	0.557	0.539	0.520	0.498	0.471	0.441	0.402	0.352	0.275

d) Medidor Venturi (Venturi, venturímetro)

Experimentalmente se ha comprobado que una contracción en tubo de corriente produce un flujo acelerado y un descenso de línea de gradiente hidráulico o de presión, que están directamente relacionados con el régimen del flujo y, por tanto, constituyen un medidor excelente por medio del cual se puede calcular el régimen de flujo, a partir de mediciones de presión. Tales contracciones, utilizadas como medidores de flujo, se obtienen por medio de medidores Venturi (Fig. 4.24).

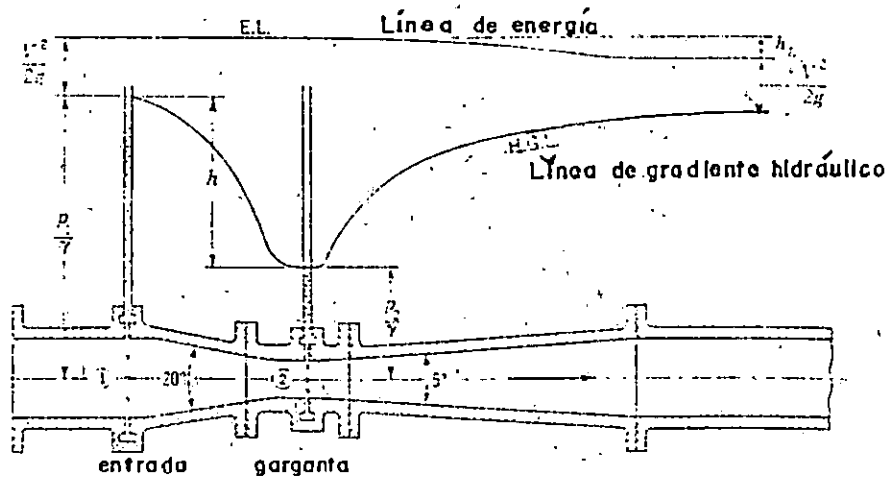


Figura 4.24 Medidor Venturi [27]

El medidor Venturi consiste en un cono de entrada liso (confusor), con un ángulo no mayor de 20° , una sección cilíndrica

corta, y un difusor de ángulo de cono de 5° a 7° con el objeto de minimizar la pérdida de carga.

La función de la porción convergente es incrementar la velocidad del fluido y reducir su presión estática. En esa forma se establece una diferencia de presiones entre la entrada y la garganta, que está relacionada con la rapidez de descargas. El difusor o cono divergente sirve para modificar el área de la corriente, hasta hacerle alcanzar el área de entrada y convertir la carga de velocidad en carga de presión.

Para una operación satisfactoria del medidor, el flujo debe ser establecido al pasar a través de la sección 1. Para asegurar esto, el medidor deberá instalarse corriente abajo de una sección de tubo recto y uniforme libre de accesorios, desalineamientos u otros fuentes de turbulencia en gran escala, y que tenga una longitud de por lo menos 20 (preferiblemente 30..50) diámetros del tubo. También se pueden colocar dispositivos de aquietamiento de flujo, corriente arriba del medidor, para reducir el movimiento rotativo del flujo.

La presión en la base del medidor (sección 1) y en la garganta (sección 2) se obtienen por medio de anillos de piezómetro, y la diferencia de presiones se mide, generalmente por medio de manómetros diferenciales o transductores de presión.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre 1 y 2 para un flujo incompresible ideal se tiene:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$

Por continuidad $V_1 A_1 = V_2 A_2$ y sustituyendo en la ecuación de Bernoulli, se obtiene la velocidad ideal:

$$(V_2)_{ideal} = \sqrt{\frac{1}{1-(A_2/A_1)^2}} \sqrt{2g \left(\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_1^2}{\gamma} + Z_2 \right)}$$

Si se toma en cuenta que hay pérdidas por fricción, en el flujo, entre la secciones 1 y 2, la velocidad real se vuelve ligeramente menor que la velocidad ideal, siendo necesario afectar su valor por un coeficiente denominado coeficiente de velocidad y la ecuación sería:

$$V_2 = \frac{C_v A_2}{\sqrt{1-(A_2/A_1)^2}} \sqrt{2g \left(\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_1^2}{\gamma} + Z_2 \right)} \quad EC. 4.42 [4, 6, 27]$$

Por continuidad $Q = V_2 A_2$

Una expresión para determinar el gasto sería:

$$Q = \frac{C_v A_2}{\sqrt{1-(D_2/D_1)^4}} \sqrt{2g \left(\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_1^2}{\gamma} + Z_2 \right)} \quad EC. 4.43 [4, 6, 27]$$

Donde C_v depende del valor del número de Reynolds y disminuye al aumentar este número.

Ya que C_v es simplemente un medio conveniente de expresar la pérdida de carga hf_{1-2} (en el confusor), deberá expresarse una relación exacta entre estas variables. Esta se puede encontrar por continuidad y la ecuación 4.43, obteniéndose

$$hf_{1-2} = \left[\left(\frac{1}{C_v^2} - 1 \right) \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right) \right] \frac{V_2^2}{2g} \quad EC. 4.44 [4]$$

Con el auxilio de la figura 4.25 se puede determinar el valor de C_v [27].

Valores de $D_2 \times V_2$ para agua a 72°F = (Diámetro en pulgadas x velocidad pies/seg).

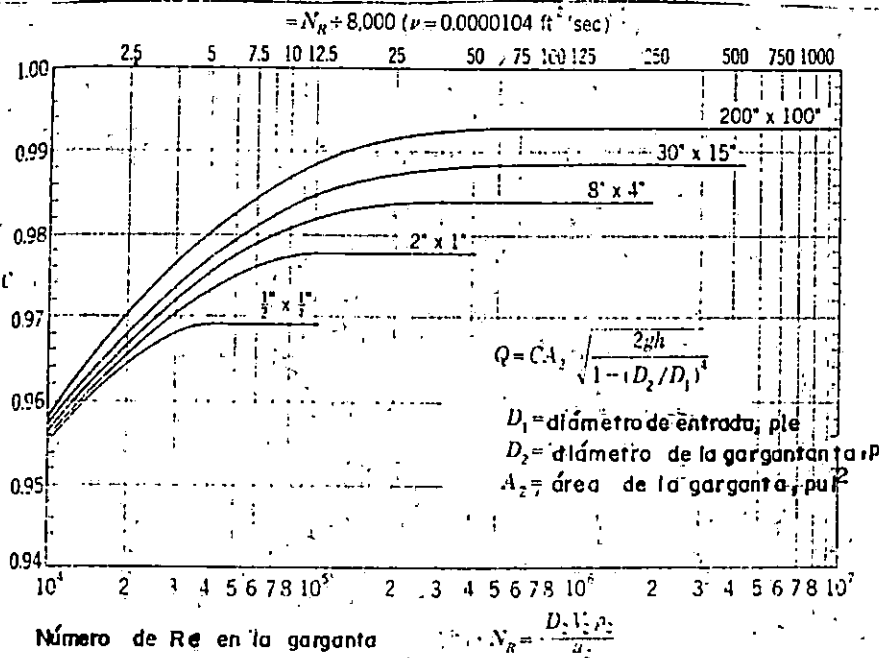


Figura 4.25: Valor de D_2 y V_2 para agua a 72°F [27]

e) Rotámetro ó Flotámetro

Es un medidor de flujo que obtiene su nombre debido a que el elemento indicador es un flotador giratorio libre, según la figura 4.26 [6].

En el interior de un tubo vertical cónico, por efecto del flujo ascendente se desplaza un flotador. La altura del flotador dentro del tubo cónico (también hay en otras formas) es proporcional al área libre de paso y por tanto al caudal. La escala suele estar dibujada sobre el mismo tubo que es de material transparente. También se construyen de tubos de acero, para medir flujos a altas presiones, que transmiten la posición del flotador al exterior mediante un sistema magnético [24].

El fluido circula verticalmente hacia arriba a través de la tubería. Cuando no pasa fluido, el flotador permanece en un tope del extremo inferior. Cuando comienza el flujo, el flotador se

eleva hacia el extremo mayor del tubo, para permitir el paso del fluido. El flotador se eleva sólo una corta distancia, si la rapidez del fluido es pequeña. Por el contrario, cuando la rapidez de cambio del flujo es más elevada, la elevación del flotador es mayor [6].

En todo caso, el flotador se estabiliza, cuando el flujo es estacionario, en la posición que corresponde a la magnitud del caudal.

En un tubo de sección cónica, para determinar la velocidad del flujo se toman en cuenta el peso del flotámetro, el empuje por efecto de Arquímedes y la fuerza de arrastre por la circulación del fluido, obteniendo la ecuación siguiente:

$$\bar{V} = \sqrt{2g \left(\frac{P_1 - P_2}{\gamma} \right)} = \sqrt{2g \frac{V_F}{A_F} \left(\frac{\gamma_F}{\gamma} - 1 \right)} \quad \text{EC. 4.46 [24]}$$

Donde

- p_1 : Presión del fluido antes del flotador
- p_2 : Presión del fluido después del flotador
- γ : Peso específico del fluido
- V_F : Volumen del flotador
- γ_F : Peso específico del flotador
- A_F : Área del flotador

Por continuidad y afectando esto por un coeficiente de descarga se determina el caudal real efectivo.

$$Q_{\text{efectivo}} = C_d \Pi (r^2 - r_F^2) \sqrt{2 \frac{g V_F}{\Pi r_F^2} \left(\frac{\gamma_F}{\gamma} - 1 \right)} \quad \text{EC. 4.46 [24]}$$

Donde:

- C_d : Coeficiente de descarga experimental, depende de la geometría del tubo, así como de Re
- r_F : Radio del flotador
- r : radio del tubo

El rango de caudales que se pueden medir con rotámetros va desde 0.1 litros/hora hasta 300 m³/hora y el rango de presión puede limitarse a valores de 10³ libras por pulgada cuadrado. Las lecturas con tubo cónico pueden alcanzar errores del orden de ±1% y con tubo cilíndrico, ±2%. Si se desea ampliar más sobre los rotámetros (formas, materiales, usos, determinación de C_d, etc) se deberá consultar la referencia [24].

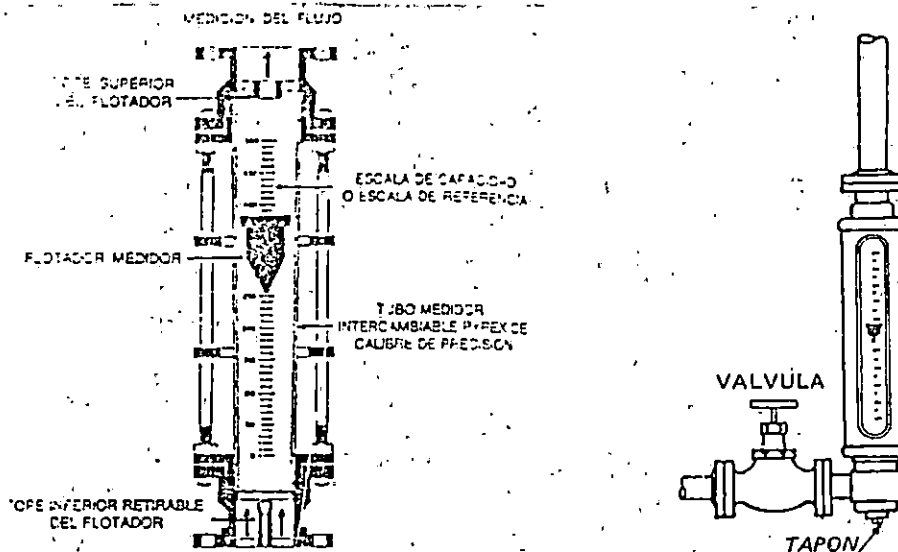


Figura 4.26: Rotámetro [6]

f) Medidores de codo

Se ha observado que los medidores de orificio y de Venturi, son fundamentalmente métodos de producir un descenso regular y reproducibles de la línea de gradiente hidráulico, que esté relacionado con dicho régimen de flujo. El medidor de codo es otro dispositivo de este tipo, que utiliza la caída de la línea de gradiente hidráulico entre el exterior y el interior de un doblez regular para tubo [4,6]

Estos dispositivos se calibran determinando experimentalmente la relación entre el descenso de la línea de gradiente hidráulico

y el régimen de flujo. Según Lansford ha llevado a cabo lo anterior para una variedad de codos bridados de 90°; permitiendo su uso como medidores de flujo precisos y económicos.

La ecuación resultante tiene la misma forma que la usadas para orificios, donde C tiene valores entre 0.56 y 0.88 [4].

La figura 4.27 muestra un medidor de codo.

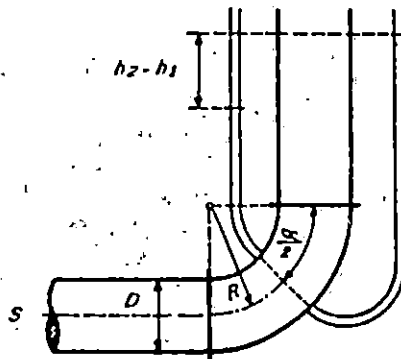


Figura 4.27: Medidor de codo [4,9]

Para determinar el caudal se usa la siguiente expresión:

$$Q = KA\sqrt{2g(h_2-h_1)} \quad \text{Ec.4.47 [9]}$$

Donde K es un factor que depende de la relación entre el radio (R) del codo y el diámetro de la tubería (D) y se muestra en la tabla 4.4

Tabla 4.4 [9]

R/D	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
K	0.701	0.849	0.992	1.112	1.224

4.5 SISTEMAS DE TUBERIAS

4.5.1 PERDIDAS DE CARGA

En la práctica, las tuberías no están constituidas exclusivamente por tubos rectilíneos y no siempre comprenden tubos del mismo diámetro. Hay también piezas especiales, tales como curvas, registros, piezas de derivación, reducción o aumento de diámetro, etc. Las pérdidas pueden ser clasificadas, así:

- a) Pérdidas por fricción
- b) Pérdidas locales.

a) Pérdidas por fricción. (h_f).

Son ocasionadas por el movimiento del agua en la propia tubería. Se admite que esta pérdida sea uniforme en cualquier tramo de tubería de dimensiones constantes, independientemente de la posición de la tubería.

i) Fórmulas para el cálculo de las pérdidas por fricción.

- 1) Fórmula de Darcy - Weisbach . (Ec. 3.29, [7])

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Donde los terminos deberan ser utilizados congruentemente en el sistema métrico o en el sistema inglés

- | | | |
|-------|---|---|
| h_f | = | Pérdida de carga (m o pie) |
| f | = | coeficiente de fricción |
| L | = | Longitud de la tubería (m o pie); |
| V | = | Velocidad media (m/s o pie/s); |
| D | = | Diámetro del tubo (m o pie) |
| g | = | Aceleración de la gravedad (9.81 m/s ² o 32.2 pie/s ²) |

Para utilizar la ecuación de Darcy-Weisbach habrá de determinarse el coeficiente de fricción f .

a) Para el caso de un flujo laminar ($Re < 2000$)

- Fórmula de Hagen-Poiseuille

$$f = \frac{64}{Re} \quad Ec. 4.48 [9]$$
$$Re = \frac{VDl}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad [9]$$

b) Para flujo turbulento ($Re > 4000$)

- Fórmula de Blasius

Para tubería hidráulicamente lisa.

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad Ec. 4.49 [9] \quad [9]$$

- Fórmula de Von Karman-Prandtl

Es la que será usada en los cálculos relativos a flujo turbulento en tubería lisas.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0.86 \ln(Re\sqrt{f}) - 0.8 \quad Ec. 4.5 [9]$$

ó

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(Re\sqrt{f}) - 0.8 \quad Ec. 4.51 [[9]$$

Re comprendido entre el valor crítico y ∞ ($f=0$)

- Fórmula de J. Nikuradse

Para tubos rugosos que funcionen en la zona de turbulencia completa.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.74 + 2 \log \frac{D}{2e} \quad Ec. 4.52$$

$$\text{ó } \frac{1}{\sqrt{f}} = 1.14 - 0.86 \ln\left(\frac{e}{D}\right) \quad Ec. 4.5 \quad [9]$$

donde: e es la rugosidad absoluta y e/D es la rugosidad relativa.

Esta fórmula no incluye el número de Reynolds, por tanto, para determinada tubería de diámetro D, el valor de f dependerá sólo de la rugosidad.

c) Para flujo en transición ($2000 < Re < 4000$)

- Fórmula de Colebrook-White

$$\frac{1}{f} = -0.86 \ln \left(\frac{\epsilon}{3.710} + \frac{2.51}{K/\sqrt{f}} \right) \quad \text{Ec. 4.53 [27]}$$

$$\frac{1}{f} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.710} + \frac{2.51}{Re/\sqrt{f}} \right) \quad \text{Ec. 4.54 [27]}$$

Las fórmulas anteriores están resumidos en el diagrama de Moody, que se explica por sí mismo, y del cual puede ser leído el valor de f, anexo 7; en función del número de Reynolds (Re) y de la rugosidad relativa (e/D). "e" es la rugosidad absoluta, que depende del material, la calidad de fabricación y de la edad, así como del mantenimiento durante la vida útil de la tubería.

2- Fórmula de Chezy.

$$V = C \sqrt{R_H S_H} \quad \text{Ec. 4.55 [9]}$$

Donde:

- C = Coeficiente de rugosidad que se obtiene de tabla. (Tabla No. 4,6)
- R_H = Radio hidráulico: definido como el área mojada dividida entre el perímetro mojado, en la sección transversal analizada (para tubos de sección circular, $R_H = D/4$)
- S_H = Pendiente de la línea piezométrica ($S_f = h_f/L$), pérdida de carga por unidad de longitud.

La fórmula de Chézy, es de carácter tan general como fórmula universal. El coeficiente de Chézy ha sido obtenido por muchos experimentadores, entre ellos Manning, Ganguillet y Kutter, que expresaron la rugosidad, no sólo por la altura

de las asperezas (e), sino por el efecto global del movimiento. La desventaja es que, mientras f es adimensional, C depende del sistema de unidades usado.

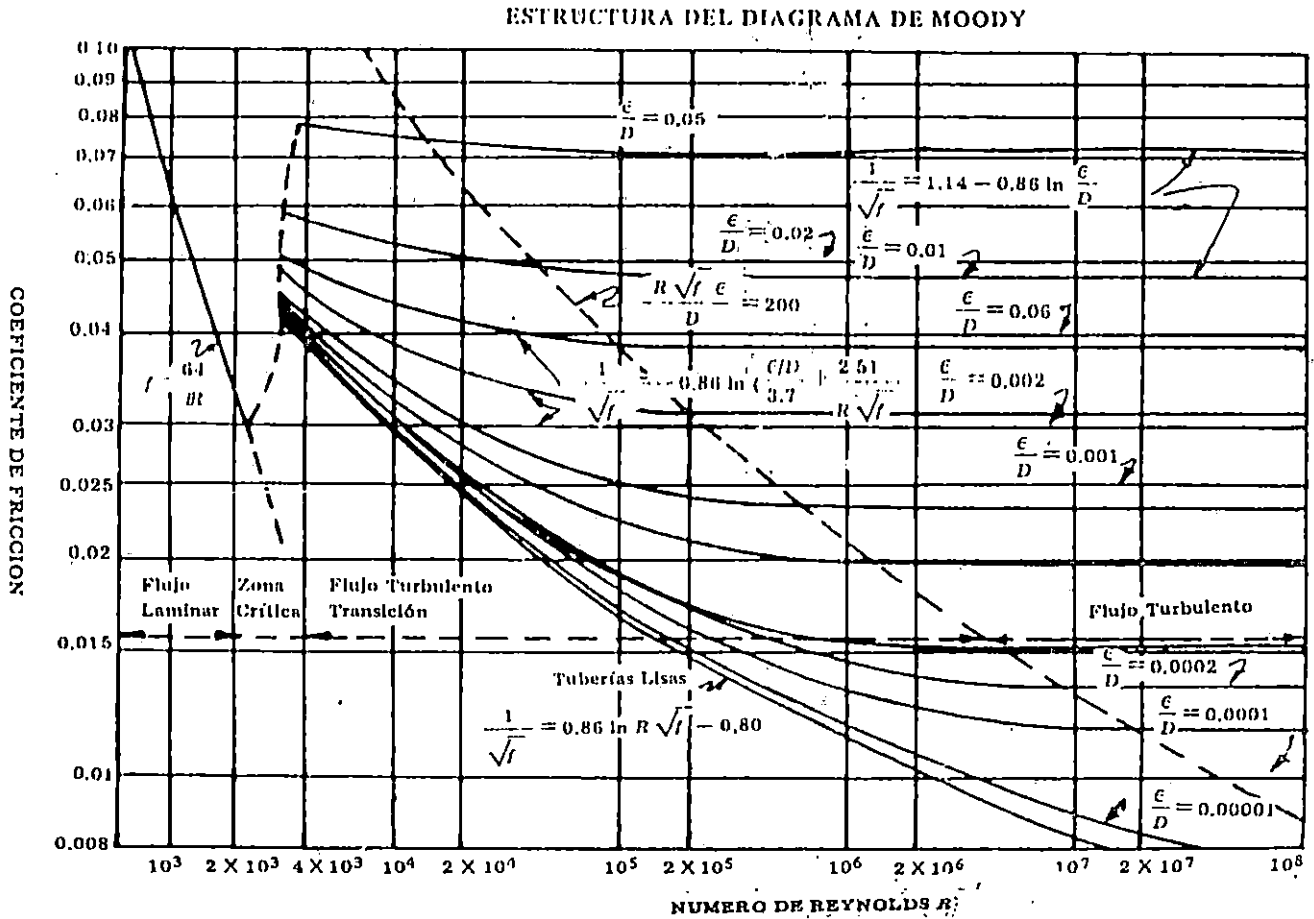


Figura 4.28: Estructura del diagrama de Moody [6]

3- Fórmula de Manning

Es utilizada en cálculo de canales abiertos, conductos forzados y conductos libres.

$$V = \frac{1.486}{n} R_H^{2/3} S_H^{1/2} \text{ (Sist. inglés); Ec. 4.56 [9]}$$

Donde:

n = coeficiente de aspereza, tabla 4.5

Para tuberías resulta más conveniente utilizar la forma:

$$V = \frac{0.59}{n} D^{2/3} S^{1/2} \quad \text{Ec. 4.57 [9]}$$

$$H_f = \frac{2.87 n^2 L V^2}{D^{4/3}} \quad \text{Ec. 4.58 [9]}$$

Tabla 4.5 Coeficiente de Aspereza n

TIPO DE TUBERIA	VARIACION DE n	
	De	a
De latón y vidrio	0.009	0.011
De cemento y asbesto	0.010	0.012
Hierro forjado y acero soldado	0.011	0.013
Duelas de madera	0.011	0.013
Hierro colocado limpio	0.011	0.011
Concreto	0.010	0.017
Tubos de drenaje de arcilla común	0.012	0.014
Tubería vitrificado de drenaje	0.013	0.015
De acero remachado	0.015	0.017
Hierro colado sucio	0.015	0.036
Hierro Corrugado	0.020	0.022

4- Relación fórmula de Chézy con el Coeficiente de Manning, adoptando el coeficiente de rugosidad de Ganguillet y Kutter, llegó a la siguiente expresión para el coeficiente C de Chézy:

$$C = \frac{1}{n} R_H^{1/6} \quad (\text{Sistema Métrico}) \quad \text{Ec 4.59 [9]}$$

Sustituyendo la ecuación 4.59, en la ecuación 4.55 y aplicando la ecuación de continuidad, $Q = AV$, se tiene:

$$\frac{nQ}{\sqrt{S_H}} = AR_H^{2/3} \quad \text{Ec. 4.60 [9]}$$

5- Fórmula de Hagen-Poiseuille.

Es aplicable solo para flujo laminar

$$h_f = \frac{32\mu LV}{\gamma D^2} = \frac{32 LV\nu}{g D^2} \quad \text{Ec. 4.61 [9]}$$

La fórmula de Hagen Poiseuille, es válida para $Re < 2000$ pero, debido a perturbaciones en el movimiento, la misma debe ser aplicada con mayor seguridad para $Re < 1000$.

6- Fórmula de Hazen-Williams

Es válida para flujo turbulento y se utiliza ampliamente para el diseño de sistemas de abastecimiento de agua.

$$H_f = \frac{10.647 Q^{1.85} L}{C_1^{1.85} D^{4.87}} \quad (\text{Sist. Metrico}) \quad \text{Ec.4.62 [9]}$$

Donde Q : Caudal en m^3/s

L : Longitud de la tubería en m

D : Diámetro de la tubería en m

$$H_f = \frac{4.725 Q^{1.85} L}{C_1^{1.85} D^{4.87}} \quad (\text{Sist. Inglés}) \quad \text{Ec. 4.63 [9]}$$

Donde Q : Caudal en pie^3/s

L : Longitud de la tubería en pie

D : Diámetro interno de la tubería en pie

$$H_f = \frac{1747.632 Q^{1.85} L}{C_1^{1.85} D^{4.87}} \quad \text{Ec. 4.64 [9]}$$

Donde H_f : en metros

L : metros

D : Pulgadas

Q : Lts/segundo

Los valores de C_1 son dados en función del material de los tubos y del tiempo de uso. La tabla 4.6, contiene los valores de C_1 recomendados por los autores de las fórmulas para flujo de agua en tubería.

TABLA No. 4.6

DESCRIPCIÓN DE LA TUBERÍA	C _f
Tuberías rectas y muy lisas	140
Tuberías de fundición lisas y nuevas	130
Tuberías de madera lisas o duelas de madera	120
Tuberías de fundición usadas o acero remachado nuevo	110
Tuberías de alcantarillado vitrificado	110
Tuberías de fundición con algunos años de uso	100
Tuberías de fundición en malas condiciones.	80

b- Pérdidas Locales (h_k)

Los sistemas de tuberías incluyen piezas especiales y conexiones que, por la forma y disposición, elevan la turbulencia, provocan fricción y causan desviación del flujo, dando origen a pérdidas de carga. Además se presentan, en las tuberías, válvulas, medidores, etc., también responsables de pérdidas de esta naturaleza.

Estas pérdidas son denominadas locales, localizadas, secundarias o accidentales, por el hecho de resultar específicamente de puntos o partes bien determinadas de la tubería, al contrario de lo que ocurre con las pérdidas a consecuencia del rozamiento del flujo a lo largo de la misma (formación gradual).

Las pérdidas locales pueden obtenerse por dos métodos:

- 1- Por medio de la fórmula . (Ec. 3.30)

$$h_k = K \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

V = velocidad media.

K = Coeficiente adimensional.

El valor de K es prácticamente constante para valores del número de Reynolds superior a 50,000. Para fines de aplicación práctica, se puede considerar constante el valor de K para determinada pieza,

independientemente del diámetro de la tubería, de la velocidad y la naturaleza del fluido.

En la tabla 4.7, se presentan los valores aproximados de K para las piezas y pérdidas más comunes.

TABLA 4.7 Valores aproximados de K (Pérdidas Locales) [9]

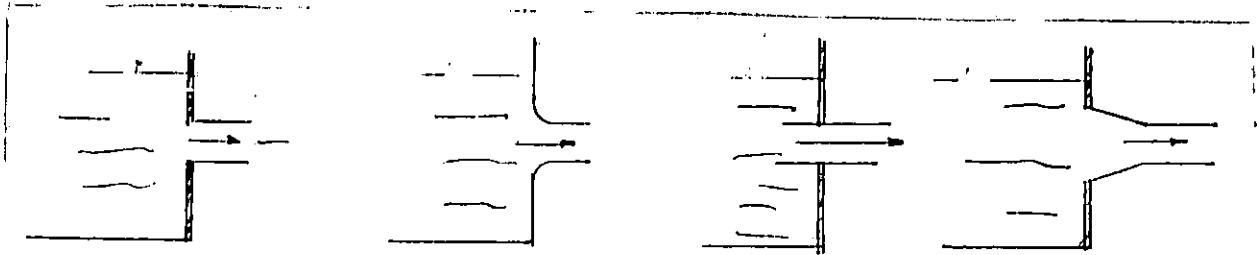
ACCESORIOS	K
Ampliación gradual	0.30 *
Boquillas	2.75
Compuerta, abierta	1.00
Controlador de caudal	2.50
Codo de 90°	0.90
Codo de 45°	0.40
Rejilla	0.75
Curva de 90°	0.40
Curva de 45°	0.20
Curva de 22° 30'	0.10
Entrada normal en tubo	0.50
Entrada de borda	1.00
Existencia de pequeña derivación	0.03
Confluencia	0.40
Medidor Venturi	2.50 **
Reducción gradual	0.15 *
Válvula de ángulo, abierto	5.00
Válvula compuerta, abierto	0.20
Válvula tipo globo, abierto	10.00
Salida de tubo	1.00
T, pasaje directo	0.60
T, Salida Bilateral	1.30
Válvula de pie	1.80
Válvula de retención	1.75
Velocidad	2.50

* Con base en la velocidad mayor (sección menor)

** Relativa a la velocidad en la tubería

Para cálculos más precisos se podrán emplear los siguientes valores de "K"

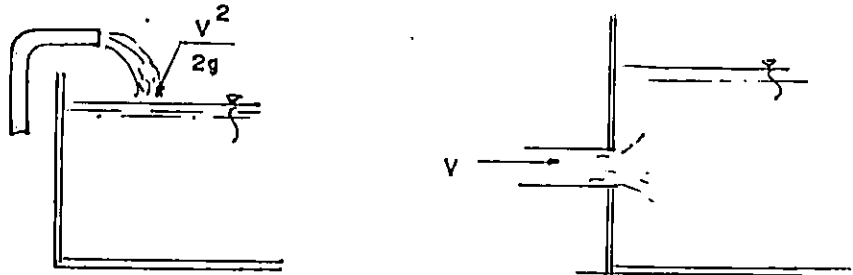
- Pérdidas de carga a la entrada de la tubería.
- Entrada de una tubería [1]



- a) Normal $K = 0.5$
- b) Forma de campana $k = 0.01-0.05$
- c) Reentrante o de borda $K = 0.8-1.0$
- d) Concordancia con una pieza adicional $K = 0.10$

Figura 4.29 [9]

- Pérdida de carga a la salida de la tubería



- a) Descarga al aire libre $K=1$
- b) Entrada en un depósito, reservorio o tanque $K = 0.9-1.0$

Figura 4.30 [9]

- Pérdidas de carga por ensanchamiento en la tubería.

- a) Ensanchamiento brusco.

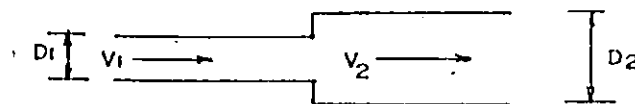


Figura 4.31 [9]

Los valores de "K", se dan de acuerdo a la relación de diámetros y velocidad de entrada (V_1), en tabla No. 4.8 [24].

Tabla N° 4.5

V1	D1/D2									
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
2	1.0	1.0	0.96	0.86	0.74	0.60	0.44	0.29	0.15	0.04
5	0.96	0.95	0.89	0.80	0.69	0.55	0.41	0.27	0.14	0.04
10	0.91	0.89	0.84	0.76	0.65	0.52	0.39	0.26	0.13	0.04
20	0.86	0.84	0.80	0.72	0.62	0.50	0.37	0.24	0.12	0.04
40	0.81	0.80	0.75	0.68	0.58	0.47	0.35	0.22	0.11	0.03

b) Ensanchamiento gradual

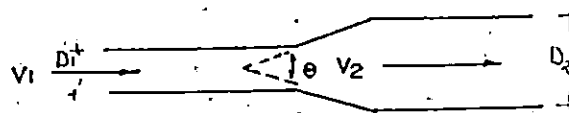


Figura 4.32 [9]

Tabla No. 4.9 Valores de "K" para Ensanchamiento Gradual [24]

Angulo de valores	D1/D2									
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
5°	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.02	0.01
15°	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.15	0.13	0.10	0.06
30°	0.49	0.49	0.48	0.48	0.46	0.46	0.43	0.37	0.27	0.16
45°	0.64	0.63	0.63	0.63	0.60	0.60	0.55	0.49	0.38	0.20
60°	0.72	0.71	0.71	0.71	0.67	0.67	0.62	0.54	0.43	0.24

- Pérdidas de carga por estrechamiento.

a) Estrechamiento brusco

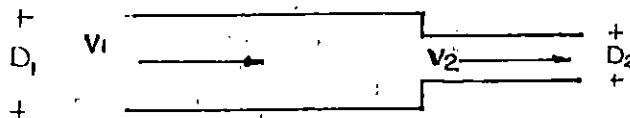


Figura 4.33 [9]

En este caso, el valor de K, generalmente, está comprendido

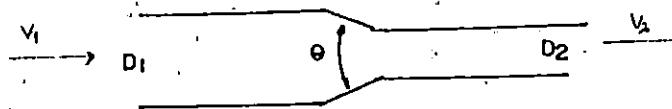
entre 0.04 y 0.15, para cálculos más precisos se dan los valores de la tabla No. 4.10.

Tabla No. 4.10 [24]

v1	D ₂ /D ₁									
	0.0 *	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
2	0.49	0.49	0.48	0.45	0.42	0.38	0.28	0.18	0.07	0.03
5	0.48	0.48	0.47	0.44	0.41	0.37	0.28	0.18	0.09	0.04
10	0.47	0.46	0.45	0.43	0.40	0.36	0.28	0.18	0.10	0.04
20	0.44	0.43	0.42	0.40	0.37	0.33	0.27	0.19	0.11	0.05
40	0.38	0.36	0.35	0.33	0.31	0.29	0.25	0.20	0.13	0.06

La razón $D_2/D_1 = 0.0$, se aplica cuando el diámetro D_1 es mucho mayor que el D_2 .

b) Estrechamiento gradual.



$$0.04 \leq K \leq 0.15$$

Figura 4.34 [9]

- Pérdidas por accesorios

- Uniones y derivaciones en 90°, llamadas Tes (sin reducciones)

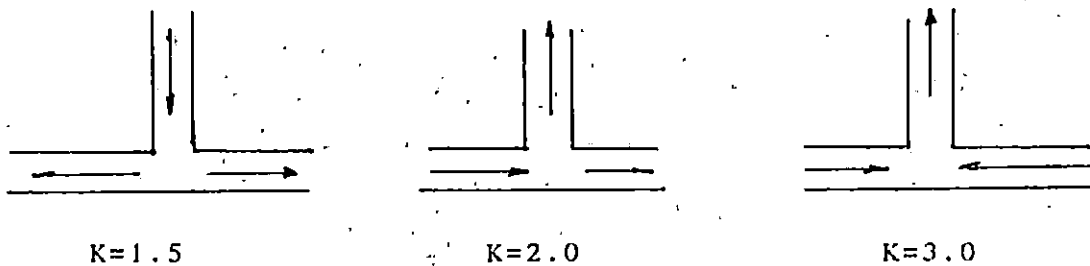


Figura 4.35 [24]

- Codos (Sin reducciones)

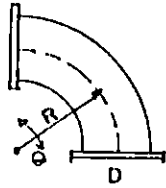


Figura 4.36 [24]

Tabla No. 4.11 [24]

VALORES DE K PARA CODOS DE 90° DE TUBERÍA LISA

R/D	1	2	4	6	10	15	20
K	0.35	0.19	0.16	0.22	0.32	0.38	0.42

Para:

Codos de tubería rugosa, $k = 2 k_{\theta} = 90^{\circ}$

Codos de $\theta = 45^{\circ}$, $K = 0.5 K_{\theta} = 90^{\circ}$

Codos de $\theta = 180^{\circ}$, $K = 1.25 K_{\theta} = 90^{\circ}$

- Válvula de compuerta

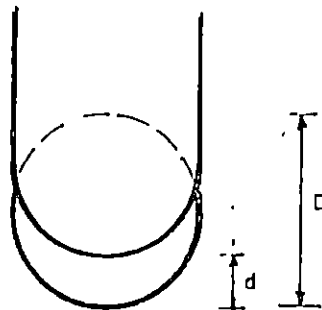


Figura 4.37 [9]

Tábla No. 4.12 [24]

VALORES DE K, EN FUNCIÓN DE LA RAZÓN DE LA ABERTURA DE LA VÁLVULA

Diámetro nominal de la válvula (plg)	d/D					
	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1
1/2	450	60	22	11	2.2	1.0
3/4	310	40	12	5.4	1.1	0.29
1	230	32	9.0	4.1	0.9	0.23
1½	170	23	7.2	3.3	0.75	0.18
2	140	20	6.5	3.0	0.68	0.16
4	92	16	5.5	2.6	0.55	0.14
6	73	14	5.3	2.4	0.49	0.12
8	66	13	5.2	2.3	0.46	0.10
12	56	12	5.1	2.2	0.42	0.07

- Válvulas tipo mariposa

El valor de K dependerá del ángulo δ , siendo aplicables los valores de la tabla.

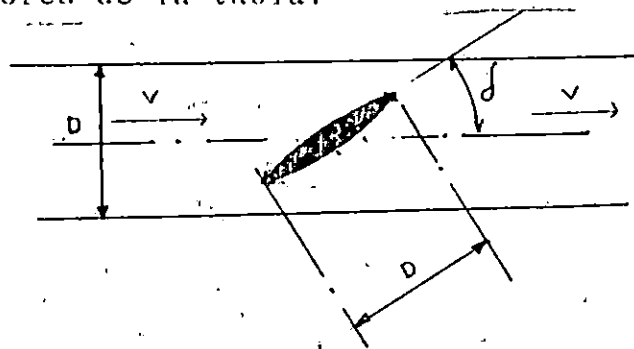


Figura 4.38 [9]

Tábla 4.13

VALORES DE K PARA VÁLVULAS TIPO MARIPOSA [9]

δ	a/A*	K	δ	a/A*	k
5°	0.913	0.24	40°	0.357	10.8
10°	0.826	0.52	45°	0.293	18.7
15°	0.741	0.90	50°	0.234	32.6
20°	0.658	1.54	55°	0.181	58.8
25°	0.577	2.51	60°	0.134	118.0
30°	0.500	3.91	65°	0.094	256.0
35°	0.426	6.22	70°	0.060	750.0

* a/A es la relación de áreas efectivas de la abertura de paso y de la tubería de sección circular.

2- Métodos de las Longitudes Equivalentes

Consiste en sumar a la extensión efectiva del tramo del tubo, para simple efecto de cálculo, extensiones ficticias tales que causará numéricamente la misma pérdida de carga que causarían las piezas especiales existentes en la tubería. A cada pieza especial corresponde una cierta extensión ficticia y adicional. Teniéndose en consideración todas las piezas especiales y demás causas de pérdidas se llega a una extensión virtual de tubería, para un determinado diámetro usado como referencia.

La extensión equivalente de tubo, que corresponde a una pérdida de carga equivalente a la pérdida local, se obtiene de la siguiente fórmula:

$$L_e = \frac{KD}{f}$$

Ec. 4.65 [9]

En la tabla No. 4.14 se presentan los factores de longitud equivalente expresada en diámetros; "Le" podrá obtenerse, así:

$$L_e = \text{factor tabla No. 4.14} \times D$$

Tabla 4.14. Pérdidas locales expresadas en diámetros de tubería rectilínea (longitudes equivalentes) [9]

Accesorios	Long. expresadas en diámetros (Num. de diámetro)
Ampliación gradual	12
Codo de 90°	45
Codo de 45°	20
Curva de 90°	30
Curva de 45°	15
Entrada de borda	17
Junta	35
Reducción gradual	30
Válvula de compuerta, abierta	6
Válvula tipo globo, abierta	8
Válvula de compuerta con ángulo, abierta	350
Salida de tubería	170
T. pasa directo	35
T. salida de lado	20
T. salida bilateral	50
Válvula de pie	65
Válvula de retención	250
	100
Curvas de acero en segmentos	
30° - 2 segmentos	7
45° - 2 segmentos	1.5
45° - 3 segmentos	1.0
60° - 2 segmentos	25
90° - 2 segmentos	65
90° - 3 segmentos	25
90° - 4 segmentos	15

La tabla No. 4.15, incluye valores para las extensiones ficticias correspondientes a las piezas y pérdidas más frecuentes en tuberías; "Le" se lee directamente en metros de tubería rectilínea.

Tabla 4.15 [9]

Longitudes equivalentes a pérdidas locales. (expresadas en metros de tubería rectilínea)*

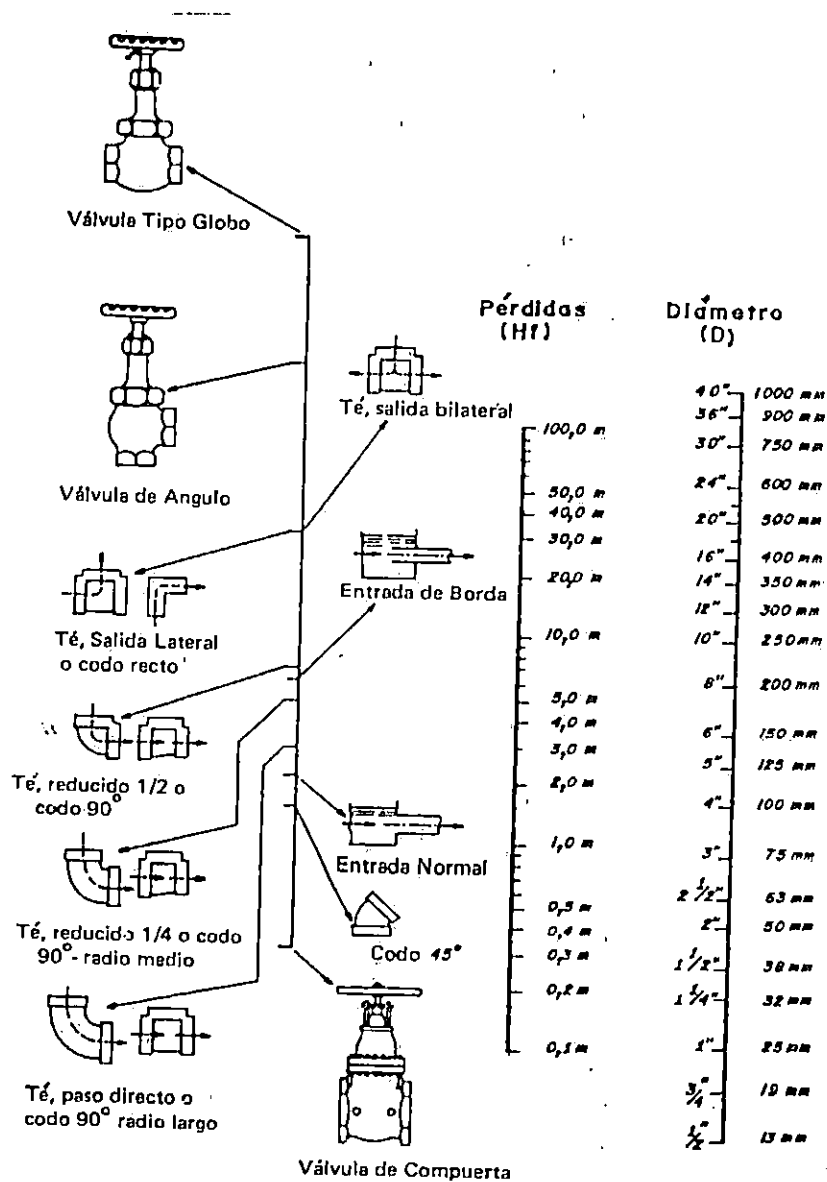
DIAMETRO D mm pulg.																			
13	0.3	0.4	0.5	0.2	0.2	0.3	0.2	0.2	0.4	0.1	4.9	2.6	0.3	1.0	1.0	3.6	0.4	1.1	1.6
19	0.4	0.6	0.7	0.3	0.3	0.4	0.2	0.2	0.5	0.1	6.7	3.6	0.4	1.4	1.4	5.6	0.5	1.6	2.4
25	0.5	0.7	0.8	0.4	0.3	0.5	0.2	0.3	0.7	0.2	8.2	4.6	0.5	1.7	1.7	7.3	0.7	2.1	3.2
32	0.7	0.9	1.1	0.5	0.4	0.6	0.3	0.4	0.9	0.2	11.3	5.6	0.7	2.3	2.3	10.0	0.9	2.7	4.0
38	0.9	1.1	1.3	0.6	0.5	0.7	0.3	0.5	1.0	0.3	13.4	6.7	0.9	2.8	2.8	11.6	1.0	3.2	4.8
50	1.1	1.4	1.7	0.8	0.6	0.9	0.4	0.7	1.3	0.4	17.4	8.5	1.1	3.5	3.5	14.0	1.5	4.2	6.4
63	1.3	1.7	2.0	0.9	0.8	1.0	0.5	0.9	1.9	0.4	21.0	10.0	1.3	4.3	4.3	17.0	1.9	5.2	8.1
75	1.6	2.1	2.5	1.2	1.0	1.3	0.6	1.1	2.2	0.5	26.0	13.0	1.6	5.2	5.2	20.0	2.2	6.3	9.7
100	2.1	2.8	3.4	1.5	1.3	1.6	0.7	1.6	3.2	0.7	34.0	17.0	2.1	6.7	6.7	23.0	3.2	8.4	12.9
125	2.7	3.7	4.2	1.9	1.6	2.1	0.9	2.0	4.0	0.9	43.0	21.0	2.7	8.4	8.4	30.0	4.0	10.4	16.1
150	3.4	4.3	4.9	2.3	1.9	2.5	1.1	2.5	5.0	1.1	51.0	26.0	3.4	10.0	10.0	39.0	5.0	12.5	19.3
200	4.3	5.5	6.4	3.0	2.4	3.3	1.5	3.5	6.0	1.4	61.0	34.0	4.3	13.0	13.0	52.0	6.0	16.0	25.0
250	5.5	6.7	7.9	3.8	3.0	4.1	1.8	4.5	7.5	1.7	83.0	43.0	5.5	16.0	16.0	65.0	7.5	20.0	32.0
300	6.1	7.9	9.5	4.6	3.6	4.8	2.2	5.5	9.0	2.1	102.0	51.0	6.1	19.0	19.0	78.0	9.0	24.0	38.0
350	7.2	9.5	10.5	5.3	4.4	5.4	2.5	6.2	11.0	2.4	120.0	60.0	7.3	22.0	22.0	90.0	11.0	28.0	45.0

* Los valores indicados para válvulas tipo globo se aplican también a llaves para regaderas y válvulas o llaves de descarga.

Otra forma de determinar "Le", es por ejemplo, mediante el ábaco de Crane Co., donde la longitud equivalente de el accesorio se lee del gráfico, tomando como referencia el diámetro del accesorio, según la figura 4.39.

Figura 4.39: Abaco de Crane Co. [9]

PERDIDAS DE CARGA LOCALES.



Ejemplo 4.2

Entre dos depósitos se bombea agua, $\rho = 1.49 \text{ Slugs/pie}^3$ y $\nu = 0.000011 \text{ pie}^2/\text{s}$, a razón de $0.25 \text{ pie}^3/\text{s}$ a través de una tubería de 2 pulgadas de diámetro y 750 pie de longitud con varios elementos intermedios, como se muestra en la figura 4.40. La rugosidad relativa del tubo es e/D . Calcular la potencia requerida para el bombeo.

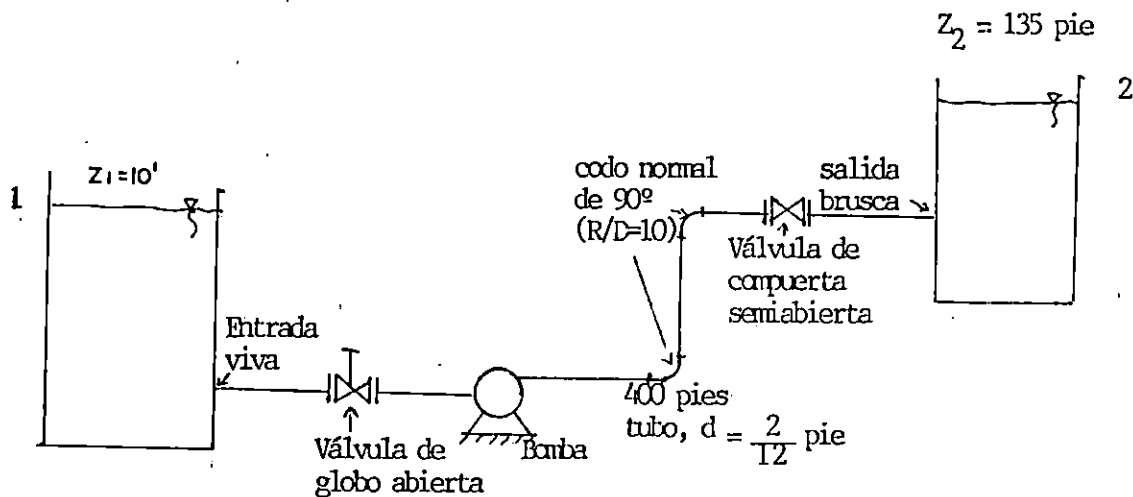


Figura 4.40

Solución:

Aplicando la ecuación de Energía entre 1 y 2

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{1}{2g} V_1^2 + Z_1 + H_B - h_{p1-2} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{1}{2g} V_2^2 + Z_2$$

Condiciones del sistema:

$$P_1 = P_2 = P_{atm} ; V_1 = V_2 \approx 0$$

Luego:

$$H_B = Z_2 - Z_1 + h_{p1-2} \quad (1)$$

Donde: H_B = Carga total de la bomba

$Z_2 - Z_1$ = Diferencia de niveles libres estáticos

h_{p1-2} = Suma de pérdidas en tuberías, depósitos y accesorios

$$h_{pl-2} = h_f + h_k$$

$$h_{pl-2} = \frac{V^2}{2g} \left(\frac{fL}{d} + \sum K \right)$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.25 \text{ pie}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \pi \left(\frac{2}{12} \text{ pie} \right)^2} = 11.46 \text{ pie}/\text{s}$$

Se determinan coeficientes (K) de pérdidas por accesorios.

- Entrada normal	$1 \times 0.5 = 0.50$
- Valvula de golbo abierta	$1 \times 10 = 10.00$
- Dos codos de 90°, R/D=10 Tabla N° 4.8	$2 \times 0.32 = 0.64$
- Valvula de compuerta semiabierta D=2"; suponiendo d/D= 1/2 Tabla N° 4.9	$1 \times 3.0 = 3.00$
- Salida brusca	$1 \times 1.0 = 1.00$
	$\Sigma K = 15.14$

Si

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(11.46)(2/12)}{0.000011} = 173636.36 \approx 1.736 \times 10^5 ; \text{ y } e/D = 0.001$$

Del diagrama de Moody: $f = 0.022$ (anexo 7) sustituyendo en (1)

$$H_B = 135 - 10 + \frac{(11.46 \text{ pie}/\text{s})^2}{2(32.2 \text{ pie}/\text{s}^2)} \left[\frac{0.022(750)}{\left(\frac{2}{12}\right)} + 15.14 \right]$$

$$H_B = 357.77 \text{ pie carga de la bomba}$$

La bomba debe comunicar el agua una potencia de

$$P = \rho g Q H_B = (1.49 \frac{\text{lb. seg}^2}{\text{pie}^3}) (32.2 \text{ pie}/\text{seg}^2) (0.25 \text{ pie}^3/\text{s}) (357.77 \text{ pie})$$

$$P = 4291 \frac{\text{pie-lb}}{\text{s}} \approx 7.8 \text{ H.P.}$$

4.5.2 SISTEMAS DE TUBERÍAS

a) Sistema de tuberías en serie [12]

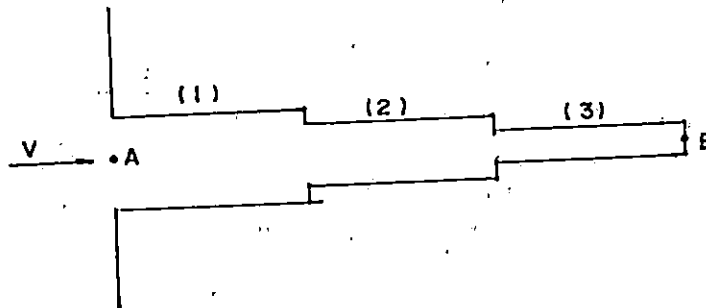


Figura 4.41

Tomando como referencia la figura 4.41, las reglas que rigen el análisis de sistemas de tuberías en serie son:

1- El caudal en todas las tuberías es el mismo

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \text{Constante} \quad \text{Ec. 4.66 [12]}$$

$$V_1 D_1^2 = V_2 D_2^2 = V_3 D_3^2 \quad \text{Ec. 4.67 [12]}$$

2- La pérdida de carga total es igual a la suma de las pérdidas de carga en cada tramo.

$$\Delta h_{A-B} = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 \quad \text{Ec. 4.68 [12]}$$

Las pérdidas de carga se descomponen en pérdidas por fricción y pérdidas localizadas, por lo que se puede escribir:

$$\Delta h_{A-B} = \frac{V_1^2}{2g} \left(\frac{F_1 L_1}{D_1} + \Sigma K_1 \right) + \frac{V_2^2}{2g} \left(\frac{F_2 L_2}{D_2} + \Sigma K_2 \right) + \frac{V_3^2}{2g} \left(\frac{F_3 L_3}{D_3} + \Sigma K_3 \right) \quad \text{Ec. 4.69 [12]}$$

Como V_2 y V_3 son proporcionales a V_1 por la ecuación 4.66, la ecuación 4.69 toma la forma.

$$\Delta h_{A-B} = \frac{V_1^2}{2g} (C_0 + C_1 f_1 + C_2 f_2 + C_3 f_3) \quad \text{Ec. 4.70 [12]}$$

Donde:

$C_i =$ Son constantes adimensionales. Si se conoce el caudal, todo el segundo miembro es conocido y se puede calcular la pérdida de carga. Si lo que se conoce es la pérdida de carga, hay que iterar, ya que en principio f_1 , f_2 y f_3 dependen de V_1 a través del número de Reynolds. Sin embargo, para Re suficientemente alto, es posible que los valores de f dependen esencialmente sólo de la rugosidad relativa, y para efectos prácticos sean constantes sobre Re . Se suele comenzar suponiendo constante f_1 , f_2 y f_3 , como si el flujo estuviera dominado por la rugosidad relativa y la solución converge a la primera o segunda iteración, mediante el uso del diagrama de Moody.

Ejemplo 4.3 [12]

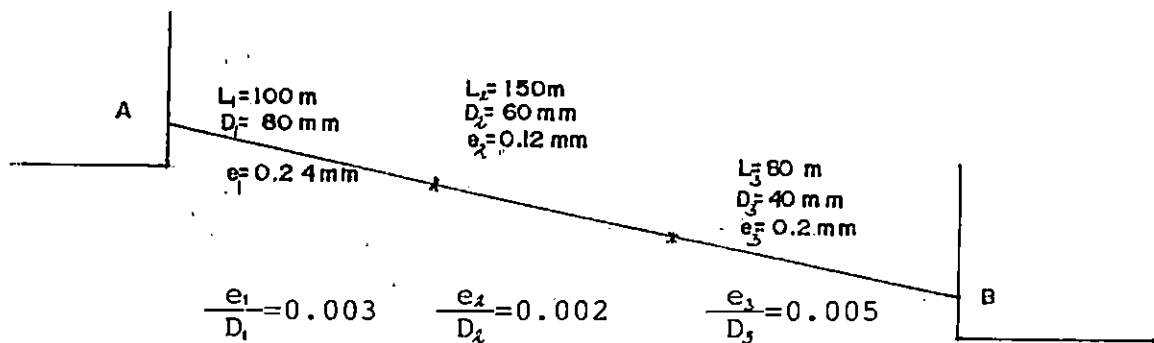


Figura 4.42

En el sistema de la figura 4.42, la caída de presión total es $P_A - P_B = 150,000 \text{ Pa}$, y la diferencia de nivel $Z_A - Z_B = 5 \text{ m}$. El fluido es agua, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ y $\nu = 1.02 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Calcular el caudal Q en metros cúbicos por hora.

Solución:

En este caso se desprecia la diferencia $\left(\frac{V_A^2 - V_B^2}{2g} \right)$ como

aproximación razonable, según las condiciones del problema.

$$\Delta h_{A-B} = \frac{P_A - P_B}{\rho g} + Z_A - Z_B = \frac{150,000}{(1,000)(9.81)} + 5m = 20.3m$$

De la ecuación 4.67

$$V_2 = \frac{D_1^2}{D_2^2} V_1 = \frac{16}{9} V_1 ; V_3 = \frac{D_1^2}{D_3^2} V_1 = 4V_1$$

$$Re_2 = \frac{V_2 D_2}{V_1 D_1} Re_1 = \frac{4}{3} Re_1 ; Re_3 = 2Re_1$$

Despreciando las pérdidas localizadas y sustituyendo en la ecuación 4.69.

$$\Delta h_{A-B} = \frac{V_1^2}{2g} \left[1250 f_1 + 2500 \left(\frac{16}{9} \right)^2 f_2 + 2000 (4)^2 f_3 \right]$$

$$20.3 \text{ m} = \frac{V_1^2}{2g} (1250 f_1 + 7900 f_2 + 32000 f_3) \quad (1)$$

Este es el caso que adopta la ecuación 4.70. Parece estar dominada por la pérdida del tercer tubo, $32000 f_3$. Se suponen constantes f_1, f_2, f_3 para flujo dominado por la rugosidad.

$$\text{Con } e_1/D_1 = 0.003, e_2/D_2 = 0.002, e_3/D_3 = 0.005$$

Se obtiene del diagrama de Moody $f_1 = 0.026, f_2 = 0.023, f_3 = 0.030$

Sustituyendo en (1)

$$V_1^2 \approx 2g (20.3) / (32.5 + 181.70 + 960)$$

La primera estimación da.

$$V_1 = 0.58 \text{ m/s} \quad Q = 10.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Re_1 \approx 4.55 \times 10^4 ; Re_2 = 6.07 \times 10^4 ; Re_3 = 9.1 \times 10^4$$

Del diagrama de Moody, utilizando Re y e/D , se tiene:

$$f_1 = 0.029; \quad f_2 = 0.026; \quad f_3 = 0.031$$

Sustituyendo en (1)

La segunda estimación da.

$$V_1 = 0.57 \text{ m/s} \quad \rightarrow \quad Q = 10.3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Como el cambio en el valor de Q , obtenido en las dos iteraciones es pequeño, se toma este dato como correcto.

Ejemplo 4.4

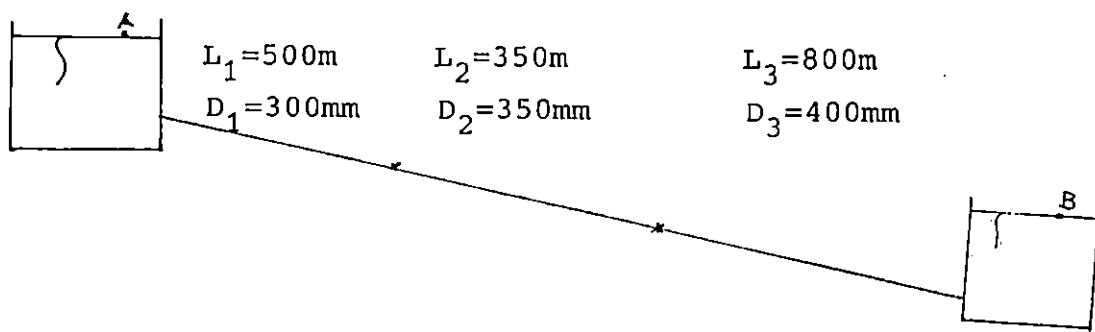


Figura 4.43

Despreciando las pérdidas locales, calcular la diferencia de nivel entre los puntos A y B, si el caudal que circula por el sistema es $0.15 \text{ m}^3/\text{s}$ de agua, $\nu = 9.493 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$.

$e = 0.30 \text{ mm}$.

Solución:

$$P_A = P_B = P_{atm.}$$

$$V_A = V_B$$

Aplicando Bernoulli entre A y B

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A}{2g} + Z_A - \Delta h_{(A-B)} = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B$$

$$Z_A - Z_B = \Delta h_{(A-B)}$$

y despreciando las perdidas locales

$$\Delta h_{(A-B)} = f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} + f_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g} + f_3 \frac{L_3}{D_3} \frac{V_3^2}{2g}$$

Determinando Δh_{A-B} , con el diagrama de Moody. $f=f(Re, e/D)$

Tubería	L (m)	D (mm)	$V = \frac{Q}{A}$ (m/s)	$R = \frac{Vd}{\nu}$ (D en m)	e/D (D en cm)	f	$\Delta h = f \frac{L}{D}$ (m)
1	500	300	2.12	6.70×10^5	0.001	0.02	7.64
2	350	350	1.56	5.75×10^5	0.0009	0.02	2.48
3	800	400	1.19	5.10×10^5	0.0008	0.02	2.89
$\Delta h_{(A-B)}$							13.01

Luego $Z_A - Z_B = \Delta h_{A-B} = 13 \text{ m}$.

b) Sistemas de Tuberías en paralelo

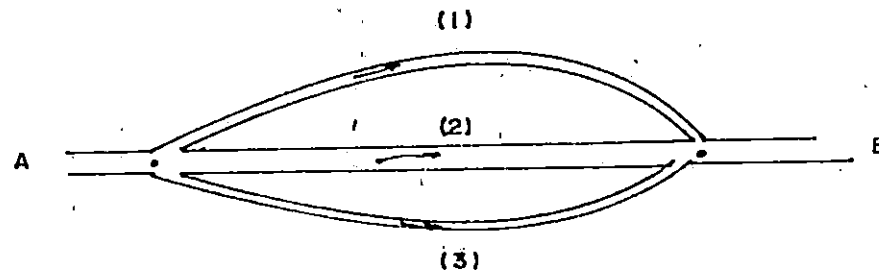


Figura 4.44

El sistema de la figura 4.44, tiene las tuberías en paralelo. Las pérdidas de carga son las mismas para todos los tubos y el caudal total es la suma de los caudales individuales.

$$\Delta h_{(A-B)} = \Delta h_1 = \Delta h_2 = \Delta h_3 \quad \text{Ec. 4.71 [12]}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad \text{Ec. 4.72 [12]}$$

Si se conoce la pérdida de carga total, es muy sencillo calcular Q_i y el caudal total. El problema inverso, Q conocido, si se conocen valores de rugosidad relativa o "f", puede usualmente requerir iteración para determinar cómo se divide el caudal entre las diversas ramas. Se pueden suponer los valores de $f_1 \approx f_2 \approx f_3 \approx f$. La distribución de caudales cumple, con $\Delta h_1 = \Delta h_2 = \Delta h_3 =$:

$$f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} = f_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g} = f_3 \frac{L_3}{D_3} \frac{V_3^2}{2g}$$

$$f_1 \frac{L_1}{D_1^5} Q_1^2 = f_2 \frac{L_2}{D_2^5} Q_2^2 = f_3 \frac{L_3}{D_3^5} Q_3^2$$

entonces

$$Q_1 : Q_2 : Q_3 = \sqrt{\frac{D_1^5}{f_1 L_1}} : \sqrt{\frac{D_2^5}{f_2 L_2}} : \sqrt{\frac{D_3^5}{f_3 L_3}}$$

y para iguales f_1 :

$$Q_1:Q_2:Q_3 = \sqrt{\frac{D_1^5}{L_1}} : \sqrt{\frac{D_2^5}{L_2}} : \sqrt{\frac{D_3^5}{L_3}}$$

asi se puede determinar la proporción para repartir Q.

Ejemplo 4.5

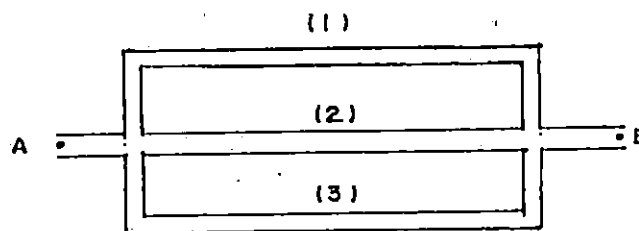


Figura 4.45

El sistema de tuberías en paralelo de la figura 4.45; tiene una pérdida de carga total de 20.3 m. Calcular el caudal total Q, despreciando las pérdidas localizadas. Los datos de los tubos son:

Tubo	L m	D mm	e mm	e/d	f aproximado
1	100	80	0.24	0.003	0.026
2	150	60	0.12	0.002	0.023
3	80	40	0.20	0.005	0.030

$$v = 1.02 \times 10^{-6} \text{ m/s.}$$

Solución:

De la ecuación 4.71 se puede obtener cada V.

$$20.3 \text{ m} = \frac{V_1^2}{2g} 1250 f_1 = \frac{V_2^2}{2g} 2500 f_2 = \frac{V_3^2}{2g} 2000 f_3$$

Tubería (1)

Con $f_1 = 0.026$ supuesto

$V_1 = 3.50$ m/s

$$Re_1 = \frac{V_1 D_1}{\nu} = 2.75 \times 10^5$$

Del diagrama de Moody $f(e/D, Re_1)$

$$f_1 \approx 0.0264 \rightarrow V_1 \approx 3.47 \text{ m/s} \rightarrow Q_1 \approx 62.8 \text{ m}^3/\text{h} \approx 17.44 \text{ lt/s.}$$

Tubería (2)

con $f_2 \approx 0.023$ supuesto

$V_2 = 2.53$ m/s

$$Re_2 = 1.5 \times 10^5$$

Del diagrama de Moody $f(e/D, Re_2)$

$$f_2 \approx 0.0246 \rightarrow V_2 = 2.54 \text{ m/s} \rightarrow Q_2 = 25.9 \text{ m}^3/\text{h} \approx 7.18 \text{ lt/s.}$$

Tubería (3)

Suponiendo:

$f_3 \approx 0.030 \rightarrow V_3 = 2.58$ m/s

$$Re_3 = 1.01 \times 10^5$$

Del diagrama de Moody $f(e/D, Re_3)$

$$f_3 = 0.031 \rightarrow V_3 = 2.53 \text{ m/s} \rightarrow Q_3 = 11.4 \text{ m}^3/\text{h} \approx 3.18 \text{ lt/s.}$$

El caudal total es

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q = 62.8 + 25.9 + 11.4 \approx 100.1 \text{ m}^3/\text{h}$$

Cuando se desconocen las pérdidas de cargas y el caudal total Q para las tuberías en paralelo, se recomienda el siguiente procedimiento de solución, utilizando la figura 4.45. [1]

- 1- Supóngase un caudal Q' en la tubería 1.
- 2- Calcúlense hf_1 , considerando el supuesto anterior.

- 3- Calcúlense Q'_2 y Q'_3 usando hf_1 ; se cumple que $Q'_1+Q'_2+Q'_3=Q'$
- 4- Para estos tres caudales parciales, con pérdida de carga común, supóngase que el caudal total Q dado se distribuye en las tuberías en la misma proporción que Q'_1 , Q'_2 , Q'_3 ; por tanto:

$$Q_1 = \frac{Q'_1}{\Sigma Q'} Q; \quad Q_2 = \frac{Q'_2}{\Sigma Q'} Q; \quad Q_3 = \frac{Q'_3}{\Sigma Q'} Q \quad \text{Ec. 4.73 [1]}$$

- 5- Compruébese la validez de los nuevos caudales parciales, mediante el cálculo de hf_1 , hf_2 , hf_3 para los Q_1 , Q_2 , Q_3 calculados.

Este procedimiento funciona para un número cualquiera de tuberías conectadas en paralelo.

Ejemplo 4.6 [1]

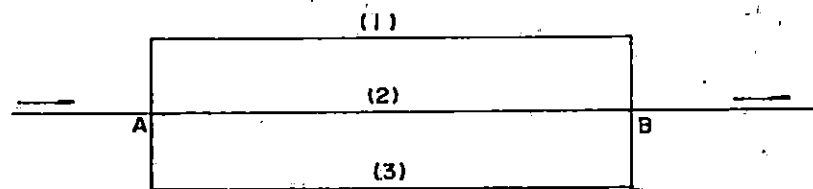


Figura 4.46

Determinése el flujo a través de cada tubería del sistema de la figura 4.46, y la presión en B.

TUBERIA	LONGITUD L (PIE)	DIAMETRO D (PIG)	Rugosidad e
1	3000	12	0.001
2	2000	8	0.0001
3	4000	16	0.00008

$$v_{agua} = 0.00003 \text{ pie}^2/\text{s}, \quad P_A = 80 \text{ psi}, \quad Z_A = 100 \text{ pie}, \quad Z_B = 80 \text{ pie}.$$

Solución :

Tubería 1

Se supone $Q_1' = 3.0 \text{ pie}^3/\text{s}$, $V_1' = 3.82 \text{ pie/s}$; $Re_1' = 1.27 \times 10^5$

$$e_1/D_1 = 0.001$$

Del diagrama de Moody $f_1' = 0.021$

$$h_{f1} = 0.021 \frac{(3000)}{1.0} \cdot \frac{(3.82)^2}{2(32.2)} = 14.3 \text{ pie}$$

Tubería 2

$$14.3 = f_2' \frac{2000}{8/12} \frac{V_2'^2}{2(32.2)} \quad [1]$$

$e/D = 0.00015$. Se supone $f_2' = 0.02$

De diagrama de Moody $Re_2' = 8.9 \times 10^4$

$V_2' = Re_2' \frac{V}{D} = 4.01$, sustituyendo en (1)

$$f_2' = 0.019$$

De diagrama de Moody $Re_2' = 9.0 \times 10^4$

$V_2' = 4.05 \text{ pie/s}$; sustituyendo en (1)

$f_2' = 0.019$; luego;

$$Q_2' = (4.05 \text{ pie/s})(\pi/4)(8/12 \text{ pie})^2 = 1.4 \text{ pie}^3/\text{s}$$

Tubería 3.

$$14.97 = f_3' \frac{4000}{1.333} \frac{V_3'^2}{2g} \quad (2)$$

$e/D = 0.00006 = 6 \times 10^{-5}$, se supone $f_3' = 0.019$

De diagrama de Moody $Re_3' = 1.8 \times 10^5$

$V_3' = 4.05 \text{ pie/s}$, sustituyendo en (2)

$f_3' \approx 0.019$; luego:

$$Q_3' = (4.05 \text{ pie/s})(\pi/4)(16/12 \text{ pie})^2 = 5.7 \text{ pie}^3/\text{s}$$

$$\Sigma Q' = 3.0 + 1.4 + 5.7 = 10.1 \text{ pie}^3/\text{s}$$

De ecuaciones

$$Q_1 = \frac{3.00}{10.1} (12) = 3.56 \text{ pie}^3/\text{s}$$

$$Q_2 = \frac{1.4}{10.1} (12) = 1.66 \text{ pie}^3/\text{s}$$

$$Q_3 = \frac{5.7}{10.1} (12) = 6.77 \text{ pie}^3/\text{s}$$

$$Q_T = \Sigma Q = 11.99 \approx 12.0 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

Se verifican los valores de hf_1 , hf_2 , hf_3 , con Q reales.

Tubería	V(pie/s)	Re	e/D	f	hf (pie)
1	4.53	1.5×10^5	0.0010	0.021	≈ 21.1
2	4.76	1.1×10^5	0.00015	0.019	≈ 21.1
3	4.85	2.2×10^5	0.0006	0.019	≈ 20.8

$$hf_{\text{promedio}} = 21 \text{ pie}$$

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B + hf$$

$$\frac{P_B}{\gamma} = \frac{P_A}{\gamma} + Z_A - Z_B - hf$$

$$\frac{P_B}{\gamma} = \frac{80(144)}{62.4} + 100 - 80 - 21 = 183.6 \text{ pies}$$

Depósitos Interconectados

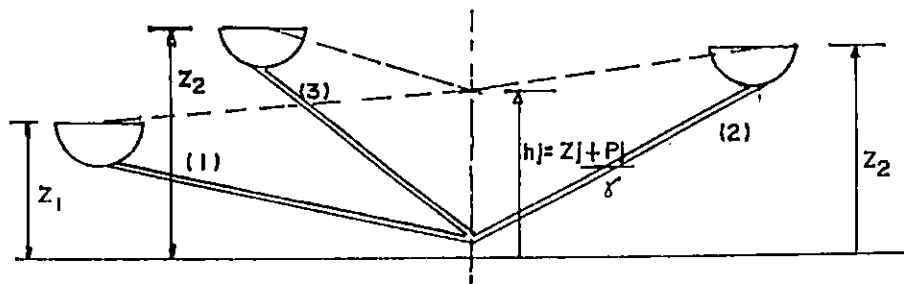


Figura 4.47: Unión de tres depósitos

En un sistema de depósitos interconectados, como el de la figura 4.47, se puede suponer que todos los caudales se dirigen hacia un punto de unión, cumpliéndose que:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = 0 \quad \text{Ec 4.74 [12]}$$

Esto implica que alguno de los caudales deberá ir en sentido inverso al indicado. También se puede suponer inicialmente, que el ramal con la cota más alta alimenta a los otros dos. Por ejemplo en la figura 4.47, se podría suponer $Q_3 = Q_1 + Q_2$.

Las variaciones de presión deben ser tales que la carga en la unión debe ser única. En otras palabras, la línea piezométrica debe tener una lectura única.

$$h = z_j + \frac{p_j}{\gamma} \quad \text{Ec. 4.75 [12]}$$

Donde p es la presión manométrica en ese punto. La pérdida de carga en cada rama, si se supone que $p_1 = p_2 = p_3 = 0$ (manométrica) en la superficie de los depósitos, debe ser tal que:

$$\Delta h_1 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{f_1 L_1}{d_1} = z_1 - h$$

$$\Delta h_2 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{f_2 L_2}{d_2} = z_2 - h$$

$$\Delta h_3 = \frac{V_3^2}{2g} + \frac{f_3 L_3}{d_3} = z_3 - h$$

$$\text{Ec. 4.76 [12]}$$

Este tipo de sistema se resuelve suponiendo un valor de h y se calculan V_1 , V_2 , V_3 por medio de las ecuaciones 4.74 y 4.76; el proceso es iterativo hasta que se cumpla la ecuación 4.74. Si se

ha puesto h muy alto, la suma algebraica $Q_1+Q_2+Q_3$ saldrá negativa y se tendrá que bajar h , o viceversa.

Ejemplo 4.7

Calcular los caudales que circulan por cada tubo de la figura, despreciando las pérdidas locales :

$v_{agua} = 1.02 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $e_1/D_1 = 0.003$, $e_2/D_2 = 0.002$. $e_3/D_3 = 0.005$

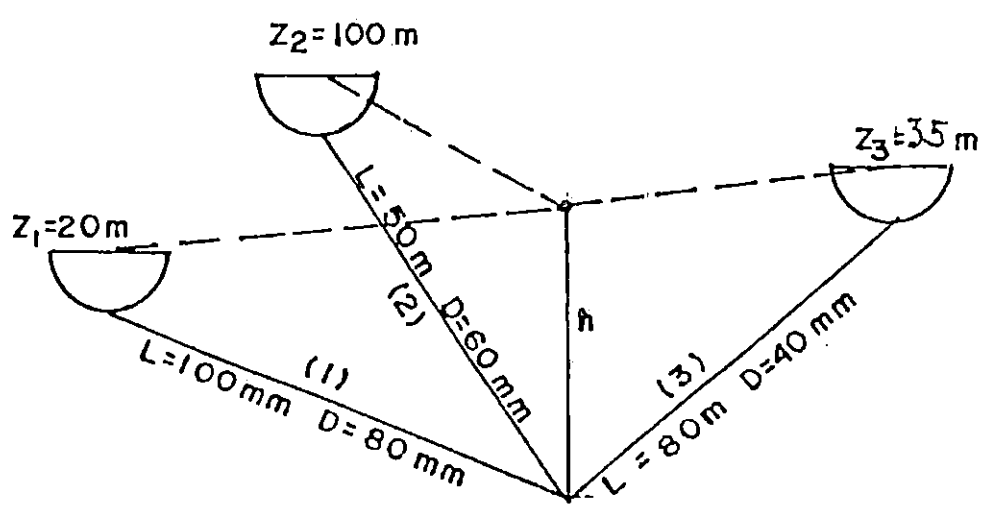


Figura 4.48

Solución:

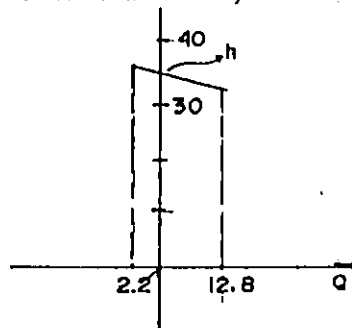
Se supondrá que h está casi al nivel de la superficie del depósito 3: $h=35 \text{ m}$ y $Re = 2,0 \times 10^5$. Obteniendo lo siguiente:

Depósito	L/D	e/D	h m	Z-h m	f	V m/s	Q _i m ³ /h
1	1250	0.003	35	-15	0.031	-2.76	-49.9
2	2500	0.002	35	65	0.03	4.12	41.9
3	2000	0.005	35	5	0.03	1.28	5.8
							ΣQ=-2.2

Como la suma de los caudales es negativa, se debe bajar h. Poniendo h en 30m, se tiene.

Depósito	L/D	e/D	h m	Z-h m	Re	f	V m/s	Q _i m ³ /h
1	1250	0.003	30	-10	2.2×10^5	0.027	-2.42	-43.7
2	2500	0.002	30	70	2.4×10^5	0.024	4.78	48.6
3	2000	0.005	30	10	5.0×10^5	0.032	1.75	7.9
							ΣQ = 12.8	

Interpolando linealmente, se tiene:



$$\frac{h-30}{12.8} = \frac{35-30}{12.8+2.2}$$

$$h \approx 34.26m$$

Figura 4.49

Depósito	L/D	e/D	h m	Z-h m	Re	f	V m/s	Q _i m ³ /h
1	1250	0.003	34.3	-14.7	1.9×10^5	0.027	-2.44	-44.1
2	2500	0.002	34.3	65.7	2.8×10^5	0.024	4.80	42.9
3	2000	0.005	34.3	5.7	6.9×10^5	0.031	0.42	1.9
							ΣQ=0.7	

De esta última iteración se tiene que al depósito 1 le llegan aproximadamente de 44.1 m³/h; 42.9 m³/h procedentes del 2 y 1.9 m³/h del 3; considerándose que ΣQ=0.7 no es un valor significativo, debido a las aproximaciones hechas en los valores

calculados, por lo que queda a criterio del docente el seguir iterando o no.

Otra forma de mejorar la exactitud final es por medio de una gráfica (h en función de ΣQ), como la utilizada, trazada en papel milimetrado a una escala que permita una buena lectura.

4.5.3 TUBERÍAS EQUIVALENTES.

En teoría, dos o más tuberías componentes de un sistema pueden ser sustituidas por una tubería que tiene el mismo caudal y la misma pérdida total de carga. A esta tubería se le llama tubería equivalente [1].

- Un conducto equivalente a otro. [9].

Se consideran dos conductos, el primero de diámetro D_1 , longitud L_1 y coeficiente de rugosidad f_1 ; y el segundo, de diámetro D_2 , longitud L_2 y coeficiente de rugosidad f_2 . Para que el segundo conducto sea equivalente al primero, es necesario que la pérdida de carga total hf sea la misma, para el mismo valor de caudal Q .

De la fórmula de Darcy-Weisbach. (Ec. 3.29).

$$hf = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Aplicada a ambas tuberías, con las condiciones $hf_1 = hf_2$ y $Q_1 = Q_2$, la expresión que permite calcular la extensión L_2 de un conducto equivalente a otro de diámetro diferente es:

$$L_2 = L_1 \frac{f_1}{f_2} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad \text{Ec 4.77 [1]}$$

Si fuese adoptada la fórmula de Hazen-Williams, resultaría la siguiente relación:

$$L_2 = L_1 \left(\frac{C_2}{C_1} \right)^{1.85} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{4.87}$$

Ec 4.78 [9]

Ejemplo 4.8

Se desea reemplazar una tubería de 1200m y $D_1=200$ mm, por una longitud equivalente de tubería de $D_2=175$ mm. Si $f_1=0.019$ y $f_2=0.015$. Determinar L_2 .

Solución

De ecuación 4.77

$$L_2 = 1200m \left(\frac{0.015}{0.019} \right) \left(\frac{175}{200} \right)^5 = 485.9m$$

- Tuberías en serie: regla de Dupuit.

Dada una tubería con dos secciones transversales, una longitud L_1 y diámetro D_1 y otra de longitud L_2 y D_2 , el valor del diámetro único (D_e) para un conducto equivalente, de longitud L_e , se determina de la siguiente forma:

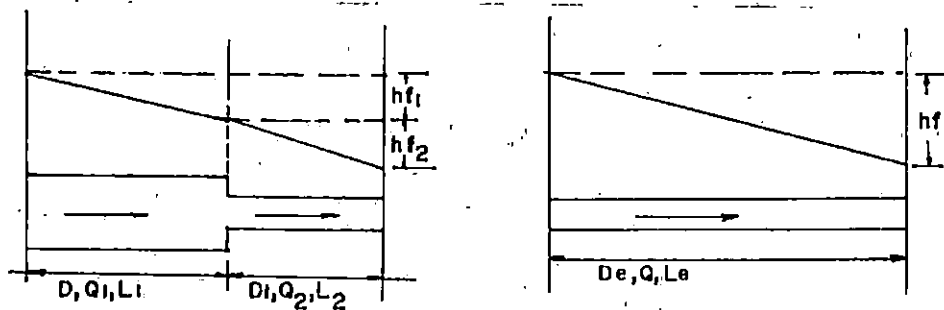


Figura 4.50

$$h_f = h_{f1} + h_{f2} \quad \text{y} \quad Q_1 = Q_2 = Q$$

Aplicando la fórmula de Darcy, se tiene que para el conducto de la figura 4.50

$$\frac{L_e f_e}{D_e^5} = \frac{L_1 f_1}{D_1^5} + \frac{L_2 f_2}{D_2^5} \quad \text{EC 4.79 [9]}$$

Para un sistema de "n" tuberías en serie, se tiene:

$$\frac{L_e f_e}{D_e^5} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{L_i f_i}{D_i^5} \quad \text{EC. 4.80 [9]}$$

Aplicando Hazen-Williams

$$\frac{L_e}{D_e^{4.87} C_e^{1.85}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{L_i}{D_i^{4.87} C_i^{1.85}} \quad \text{EC.4.81 [9]}$$

Ejemplo 4.9

Encontrar la longitud equivalente de una tubería, si se ha seleccionado un diámetro $D_e=300$ mm y $f_e=0.015$, para sustituir el sistema de tuberías en serie cuyos datos se dan en el siguiente cuadro.

Tubería	L, m	D, mm	f
1	300	300	0.012
2	125	250	0.017
3	80	450	0.011

Solución:

Aplicando la ecuación 4.80

$$L_e = \frac{D_e^5}{f_e} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{L_i f_i}{D_i^5}$$

Aplicando la fórmula de Darcy-Weisbach, para un conducto equivalente a "n" conductos en paralelo, suponiendo que $f_1=f_2=f_e$, se tiene:

$$h_f = h_{f_1} = h_{f_2} ; Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \quad \text{Ec.4.82 [9]}$$

En el sistema de tuberías en paralelo de la figura 4.51 la pérdida de carga, es la misma para los dos conductos, mientras que el caudal total es la suma de los caudales de ambos. Para "n" conductos se tiene que:

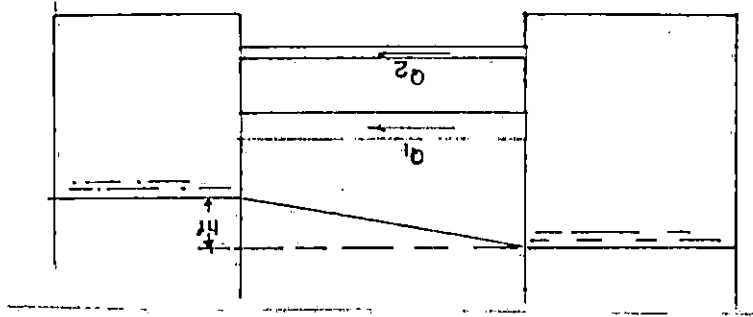


Figura 4.51

- Tuberías en paralelo

$$L_q = 505 \text{ m} , L_e = 600.2 \text{ m}$$

tuberías conectadas en serie, para el ejemplo: Como se ve en el resultado, el valor obtenido de L_e no tiene que ser necesariamente el valor de la longitud total de las

$$L_e = 600.2 \text{ m}$$

$$L_e = \frac{(0.3)^5}{(0.015)^5} \left[\frac{300(0.012)}{(0.3)^5} + \frac{125(0.017)}{(0.25)^5} + \frac{80(0.011)}{(0.45)^5} \right]$$

$$\sqrt{\frac{D_o^5}{L}} = \sum_{i=1}^{i=n} \sqrt{\frac{D_i^5}{L_i}} \quad \text{Ec. 4.83 [9]}$$

Si la deducción fuese hecha con la fórmula de Hazen-Williams, se encontraría que para $C_1 = \text{constante}$.

$$\frac{D_o^{2.63}}{L^{0.54}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{D_i^{2.63}}{L_i^{0.54}} \quad \text{Ec. 4.84 [9]}$$

Ejemplo 4.10

Si en la figura 4.51, $L_1=22\text{m}$, $L_2=37\text{m}$, $D_1=150\text{mm}$, $D_2=250\text{mm}$ con la fórmula de Hazen-Williams, para $C_1=100$, encontrar D_e para una longitud equivalente de 50 metros.

De ecuación 4.84,

$$D_o^{2.63} = L_e^{0.54} \left[\frac{(D_1)^{2.63}}{(L_1)^{0.54}} + \frac{(D_2)^{2.63}}{(L_2)^{0.54}} \right]$$

$$D_e^{2.63} = (50)^{0.54} \left[\frac{(0.15)^{2.63}}{(22)^{0.54}} + \frac{(0.25)^{2.63}}{(37)^{0.54}} \right]$$

$$D_e = 0.298\text{m} \approx 298\text{mm}$$

4.5.4 REDES DE TUBERÍA (Hardy Cross).

En los sistemas de tuberías interconectadas, el flujo en una salida determinada proviene de varios circuitos. Estos sistemas se llaman redes de tuberías. Por lo general, el análisis del flujo en este tipo de tuberías con interconexiones y ramificaciones es complejo y se hace uso de soluciones iterativas con ayuda de computadoras, en donde se balancean primero los circuitos elementales hasta que se satisfagan todas las condiciones de flujo (Por ejemplo: el método iterativo de Newton-Raphson).

En una red de tuberías las siguientes condiciones deben

satisfacerse; [1]:

1. La suma algebraica de las caídas de presión en cada circuito debe ser cero.
2. El flujo que entra a una unión debe ser igual al que sale de ella.
3. La ecuación de Darcy-Weisbach, o una fórmula experimental de fricción equivalente, debe satisfacerse en cada tubería; es decir, debe mantenerse una relación adecuada entre pérdida de carga y gasto en cada tubería.

El método de cálculo para solución de redes de tuberías, puede resumirse de la siguiente forma [8]:

- 1- Se supone una serie de caudales iniciales, procediendo circuito por circuito; por ejemplo en la figura 4.52, los lazos, anillos o circuitos son I, II, III y IV. Se debe tener cuidado de que los caudales que llegan a cada nudo sean igual en valor a la suma de los caudales salientes del mismo nudo (principio de continuidad).
- 2- Para cada lazo se calcula la pérdida de carga en cada una de las tuberías del circuito (analíticamente) por ejemplo por medio de la ecuación de Hazen-Williams:

$$h_f = 10.64 \frac{L}{D^{4.87}} \left(\frac{Q}{C_1} \right)^{1.85}, (m).$$

- 3- Se suman las pérdidas de carga en cada circuito en el sentido de las agujas del reloj, teniendo en cuenta la colocación correcta de los signos (si la suma de las pérdidas de carga fuera nula, los caudales Q_1 supuestos serían los correctos).

- 4- Se suman los valores de h_f/Q , calculando a continuación al término ΔQ de corrección de los caudales de cada lazo..

$$\Delta Q = -\frac{\sum h_f}{1.85 \sum (h_f/Q)} \quad \text{Ec. 4.85 [8]}$$

La razón negativa, dada por la ecuación 4.85 genera la corrección que se suma algebraicamente a cada flujo en el circuito para corregirlo. Cuando la fórmula para el cálculo de h_f es cualquier otra diferente a la de Hazen-Williams, la corrección ΔQ está dada por:

$$\Delta Q = -\frac{\sum h_f}{n \sum \left| \frac{h_f}{Q} \right|} \quad \text{Ec. 4.86 [1]}$$

La ecuación 4.86, se adapta a las fórmulas industriales para la fricción en tuberías que por lo general son empíricas y tienen la forma:

$$\frac{h_f}{L} = \frac{RQ^n}{D^m} \quad \text{Ec. 4.87}$$

- 5- Se corrige el caudal en cada una de las tuberías en ΔQ con lo que se aumenta o disminuye en esa cantidad cada caudal Q supuesto. Para el caso en que una tubería pertenece a dos circuitos, debe aplicarse como corrección al caudal supuesto en esa tubería la diferencia entre las dos ΔQ . Ejemplo para una tubería que pertenece al circuito 1 y al circuito 2, cuando se corrige el circuito 1: $\Delta Q = \Delta Q_1 - \Delta Q_2$
- 6- Se repite el procedimiento hasta que los valores de los ΔQ sean depreciables.

Ejemplo 4.11

En el sistema de tuberías de la figura 4.52, fluye agua, siendo algunos de los valores de los caudales conocidos. En el punto A, la elevación es de 60.0 m y la altura de presión de 45.0 m. La elevación en I es de 30.0 m. Determinar (a) los caudales a través de la red y (b) la altura de presión en I.

Solución:

a) Suponiendo Q_1 en tuberías

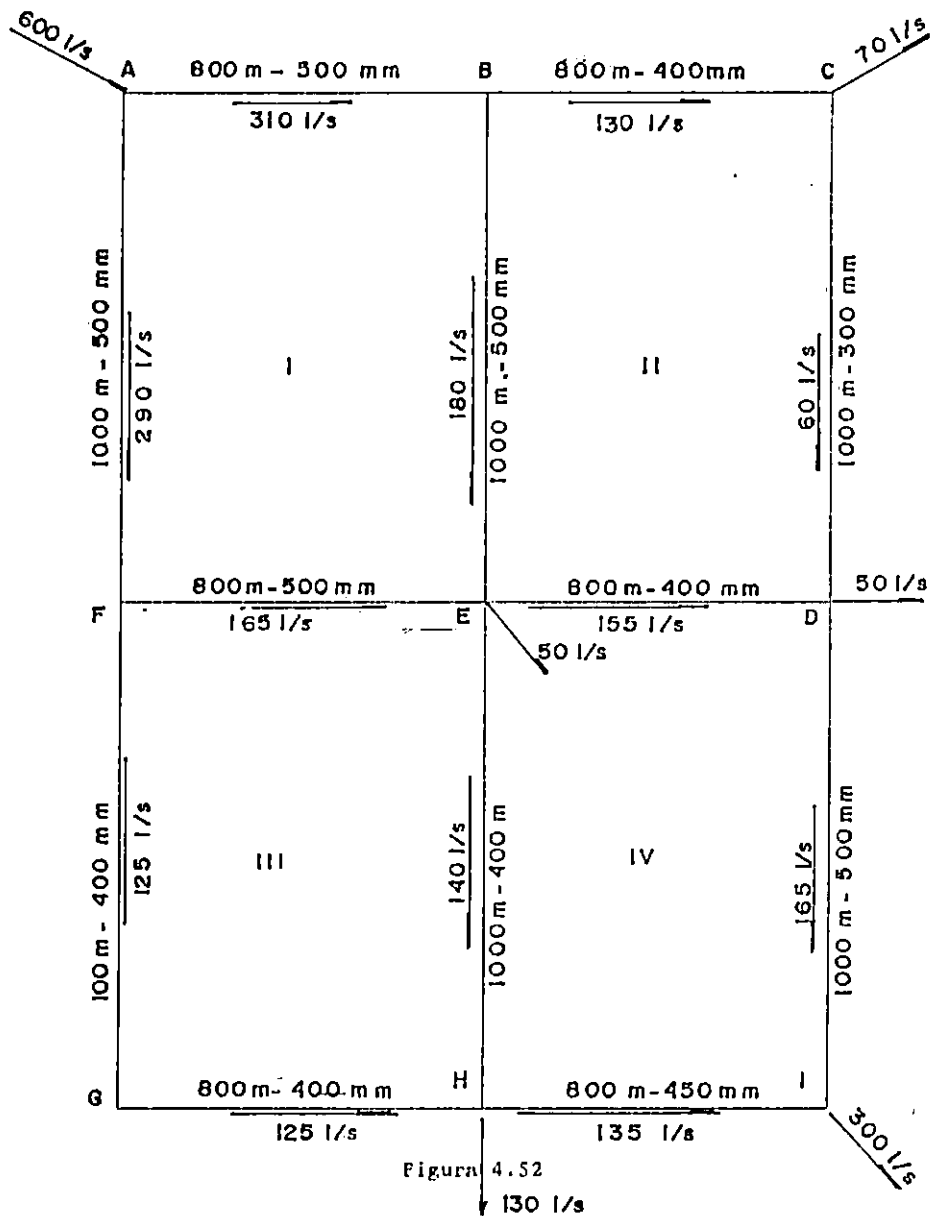


Figura 4.52

Tabla de cálculos correspondiente a la figura 4.52

CIRCUITO	TRAMO	D mm	L m	Q1 l/s	$hf = \frac{10.667Q^{1.85}L}{C^{1.49}D^{4.75}}$ m	$\left \frac{hf}{Q_1}\right $ m ² /s	$\Delta Q = \frac{\sum hf}{1.05 \sum \left \frac{hf}{Q_1}\right }$ l/s	$Q_2 = Q_1 + \Delta Q$ l/s
I	AB	500	800	310	5.69	0.018	-1.94	308.1
	DE*	500	1000	180	2.60	0.014	-1.94+0.78=-1.16	178.8
	EF*	500	800	-165	-1.77	0.011	-1.94-2.46=-4.40	-169.4
	FA	500	1000	-290	-6.29	0.022	-1.94	-291.9
	Σ				0.23	0.064		
II	BC	400	800	130	3.38	0.026	-0.78	129.2
	CD	300	1000	60	4.10	0.068	-0.78	59.2
	DE*	400	800	-155	-4.68	0.030	-0.78+0.06=-0.72	-155.7
	EB*	500	1000	-180	-2.60	0.014	-0.78+1.94=1.16	-178.8
	Σ				0.20	0.138		
III	FE*	500	800	165	1.77	0.010	2.46+1.94=4.40	169.4
	EH*	400	1000	140	4.85	0.035	2.46+0.06=2.52	142.5
	HG	400	800	-125	-3.15	0.025	2.46	-122.5
	GF	400	1000	-125	-3.93	0.031	2.46	-122.5
	Σ				-0.46	0.101		
IV	ED*	400	800	155	4.68	0.031	-0.06+0.78=0.72	155.7
	DI	500	1000	165	2.22	0.013	-0.06	164.9
	IH	450	800	-135	-2.04	0.015	-0.06	-135.1
	HE*	400	1000	-140	-4.85	0.035	-0.06-2.46=-2.52	-142.52
	Σ				0.01	0.094		

* Tuberias correspondiente a dos circuitos, ΔQ para estas tuberías es la diferencia de los ΔQ correspondientes a cada circuito, por ejemplo:
 $\Delta Q_{EF} = \Delta Q_I + \Delta Q_{III} = -1.94 - 2.46 = -4.40 \text{ m}^3/\text{s}$

Como los valores de ΔQ son pequeños, se tomarán los valores de Q₂ como caudales reales. Si los valores de ΔQ hubieran sido considerables se repetiría el proceso (tomando Q₁ como caudal inicial), hasta obtener la exactitud deseada.

b) Presion en I ?

$$(H_L)_{A-I} = (H_L)_{A-B} + (H_L)_{B-E} + (H_L)_{E-H} + (H_L)_{H-I}$$

$$= 5.69 + 2.60 + 4.85 + 2.04 \approx 15.18 \text{ m}$$

tambien

$$\begin{aligned}(H_L)_{A-I} &= (H_L)_{A-B} + (H_L)_{B-E} + (H_L)_{E-D} + (H_L)_{D-I} \\ &= 5.59 + 2.60 + 4.68 + 2.22 \approx 15.19 \text{ m}\end{aligned}$$

Cálculando $(H_L)_{A-I}$ promedio

$$(H_L)_{A-I} \approx 15.2 \text{ m}$$

La altura piezométrica en I, es: $105 - 15.2 = 89.8 \text{ m}$

La altura de presión en I, es : $89.8 - 30.0 = 59.8 \text{ m}$.

4.5.5 CAVITACIÓN

Cuando un líquido fluye por una región donde la presión es menor que su presión de vapor, el líquido hierve y forma burbujas de vapor. Estas burbujas son transportadas por el líquido hasta llegar a una región de mayor presión, donde el vapor regresa al estado líquido de manera súbita, aplastándose bruscamente las burbujas (colapso, implosión).

Efectos de la cavitación [1]

- Si las burbujas de vapor se encuentran cerca o en contacto con una pared sólida cuando cambian de estado, las fuerzas ejercidas por el líquido al aplastar la cavidad dejada por el vapor dan lugar a presiones localizadas muy altas, ocasionando picaduras sobre la superficie sólida.
- El fenómeno de cavitación generalmente va acompañado de ruido y vibraciones, dando la impresión de que se trata de grava que golpea en las diferentes partes de la máquina.
- Algunos materiales dúctiles pueden resistir el bombardeo por un período, llamado período de incubación, mientras que materiales frágiles pueden perder parte de su peso inmediatamente. En la tabla No. 4.15, se muestra la pérdida de peso en los materiales utilizados en máquinas hidráulicas, obtenidos por Rehingans, mediante pruebas efectuadas con un oscilador de magnetostricción.

Tabla No. 4.15 [1]

Material	Pérdida en peso después de 2 h, en mg
Estelita laminada*	0.6
Bronce de aluminio soldado**	3.2
Bronce de aluminio fundido***	5.8
Acero inoxidable soldado (en 2 capas, 17% Cr, 7% Ni)	6.0
Acero inoxidable laminado en caliente (26% Cr, 13% Ni)	8.0
Acero inoxidable laminado y templado (12% Cr)	9.0
Acero inoxidable fundido (18% Cr, 8% Ni)	11.0
Acero inoxidable fundido (12% Cr)	20.0
Bronce manganesico fundido	80.0
Acero dulce soldado	97.0
Acero niquelado	98.0
Acero fundido	105.0
Aluminio	124.0
Latón	156.0
Hierro fundido	224.0

* Este material no se usa comúnmente, pese a su alta resistencia, debido a su costo alto y a las dificultades en su maquinado.

** Ampeco-Frode 200: 83% Cu, 10.3% Al, 5.8 Fe.

*** Ampeco 20: 83.1% Cu, 12.4% Al, 4.1% Fe.

La formación de burbujas de vapor en una máquina hidráulica disminuye el espacio disponible para la conducción del líquido, dando como resultado la disminución de la eficiencia de la máquina, además de producir ruido y vibraciones.

Para caracterizar la susceptibilidad de un sistema que maneja un líquido, se utiliza el parámetro de cavitación σ , definido por:

$$\sigma = \frac{P - P_v}{\rho \frac{v^2}{2}} \quad \text{Ec. 4.88 [1]}$$

Donde:

p = Presión absoluta en el punto de interés.

p_v = Presión de vapor del líquido.

ρ = Densidad del líquido

v = Velocidad de referencia.

Medidas para evitar la cavitación [1]

- Diseño hidráulico del sistema, de modo que se eviten en lo posible las presiones bajas.
- Cuando sea inevitable la presencia de la cavitación, el efecto sobre la superficie se puede reducir mediante el recubrimiento de materiales especiales de alta resistencia. El empleo de pequeñas cantidades de aire introducidas en el agua reduce notablemente el daño causado por la cavitación.
- Selección apropiada de la turbomáquina y su localización respecto al nivel del agua de descarga, mediante el uso del índice de cavitación σ . Teniendo en cuenta que la presión mínima en una bomba o turbina se presenta a lo largo del lado convexo de los álabes, cerca del lado de la succión del impulsor. En la figura 4.53, e es el punto de presión mínima. La ecuación de Bernoulli aplicada entre el punto e y la superficie libre del líquido corriente abajo, despreciando pérdidas entre los dos puntos, es:

$$\frac{P_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} + Z_s = \frac{P_a}{\gamma} + 0 + 0 +$$

Donde:

- P_a = Presión atmosférica.
- P_e = Presión absoluta en e.
- Z_s = Altura de colocación, referida al nivel
- h_p = Pérdida de carga

El fenómeno de cavitación ocurre en "e" cuando $p_e = p_v$, la relación entre la energía disponible y la columna de energía total H, (salto neto para turbinas, y carga total para bombas), se define por la cifra de Thoma:

$$\sigma = \frac{Ve^2}{2gH} = \frac{Pa - Pv - \gamma Z_s \pm \gamma \Delta H \text{ succión}}{\gamma H} \quad \text{Ec. 4.89}$$

Donde : Z_s = Altura de succión

$\Delta H_{\text{succión}} = \text{suma de pérdidas en la succión}$

Donde el signo positivo es para turbinas y el signo negativo es para bombas. El signo a utilizar es de importancia ya que en el caso de las bombas al no restar las pérdidas en la succión, se podría creer erróneamente que se tiene un índice o número de cavitación σ mayor que el que realmente está disponible. El valor crítico σ_c se puede determinar mediante pruebas en un modelo homólogo de la turbomáquina. Para obtener un funcionamiento sin cavitación el impulsor se debe instalar a una altura Z_s tal que el valor resultante de σ' no sólo sea mayor que σ_c , sino también mayor que σ requerido por la turbomáquina.

Para especificar las condiciones de succión mínima de una turbomáquina frecuentemente se emplea la carga positiva neta de succión (N.P.S.H), que se define como:

$$NPSH = \frac{V_e^2}{2g} = \frac{p_a - p_v - \gamma Z_s \pm \Delta H_s}{\gamma} \quad \text{Ec. 4.89a [1]}$$

y se cumple, que $NPSH = \sigma \cdot H$

Para calcular la NPSH de una máquina, se efectúa una prueba con el fin de determinar el máximo valor de Z_s operando la máquina sin que disminuya notablemente su eficiencia y sin que se produzcan ruidos molestos o daños inconvenientes. Cualquier posición de la máquina para la cual la carga neta positiva de succión requerida sea menor que el valor de NPSH calculado mediante la ecuación 4.89a es aceptable. Z_s es positivo cuando el nivel del líquido en el depósito de la succión está por debajo de la máquina, como en la figura 4.53. Se puede también formular una velocidad específica de succión N_s para unidades homólogas, como sigue:

$$N_s = \frac{n \sqrt{Q}}{(NPSH)^{3/4}} \quad \text{Ec. 4.90 [1]}$$

Si se tienen diferentes unidades de una serie que operan bajo condiciones de cavitación, valores iguales de N_s indican grados

similares de cavitación. Esta ecuación falla cuando no se presenta cavitación.

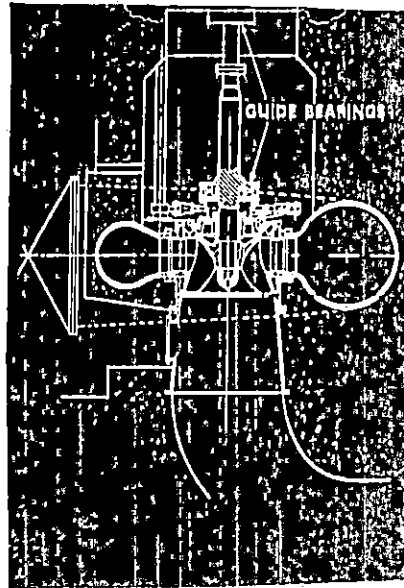


Figura 4.53

4.5.6 GOLPE DE ARIETE

Cualquier cambio en el caudal que fluye en una conducción forzada, por ejemplo una tubería (cierre de una válvula, fractura de un tubo, paro de una bomba, etc) origina un cambio de la cantidad de movimiento del flujo, esto creará una fuerza perjudicial al sistema, que se conoce comúnmente como golpe de ariete.

La teoría del golpe de ariete fue desarrollada por N. J. Joukowsky, de la manera siguiente. Considérese una tubería en la cual está situada una válvula abierta, a una distancia L (en pies) aguas abajo de un depósito, figura 4.54.

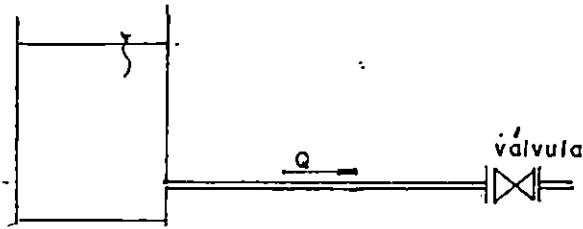


Figura 4.54

En el sistema mostrado en la figura 4.54, el fluido corre inicialmente a una velocidad V y la presión del fluido en la válvula varía de un modo instantáneo al cerrar la válvula. El fluido golpea contra la válvula cerrada, descelerándose hasta cero velocidad y creando por consiguiente un choque de presión. Según Newton, los choques de presión en fluidos de extensión infinita viajan como ondas a una velocidad dada por la fórmula:

$$C^* = \sqrt{E/\rho} \quad \text{Ec. 4.91 [11]}$$

que se conoce como celeridad. E en esta ecuación es el módulo de elasticidad de volumen de fluido (por ejemplo Lb/pie^2 o Kg/m^2); ρ es la densidad del fluido (por ejemplo slug/pie^3 o Kg/m^3). Para algunos líquidos comunes, los valores de C^* , E y ρ se dan en la tabla 4.16.

Si se comprime el fluido elástico contenido en un tubo elástico, este último se expandirá. El módulo de elasticidad E_c de un sistema compuesto de un fluido elástico y de un tubo elástico, se puede calcular por la ecuación:

$$\frac{1}{E_c} = \frac{1}{E} + \frac{D}{E_p e} \quad \text{Ec. 4.92 [11]}$$

y se obtiene así:

$$C = \sqrt{\frac{E_c}{\rho}} = \sqrt{\frac{E}{\rho \left(1 + \frac{E}{E_p} \frac{D}{e}\right)}} \quad \text{EC. 4.93 [10]}$$

Donde D es el diámetro del tubo, "e" es el espesor de la pared del tubo, E_p el módulo de elasticidad del material del tubo y E, el módulo volumétrico del fluido. En la tabla 4.17 se da una lista de valores E_p para diferentes materiales de los tubos. La ecuación 4.92 se refiere solamente a tubos circulares. El valor de E_c para conductos no circulares es considerablemente menor, debido a su limitada rigidez estructural.

Tabla 4.16 Celeridad C^* , módulo de elasticidad de volumen E, y densidad ρ para algunos líquidos comunes a 60° F [11]

LIQUIDO	C^* pie/s	E Lb/pie ²	ρ Slug/pie ³
Agua	4950	45×10^6	1.94
Agua de mar	4750	45×10^6	1.99
Benceno	3510	21×10^6	1.71
Petróleo crudo	4600	35.9×10^6	1.70
Mercurio	1460	56.2×10^6	26.30
Tetracloruro de carbono	3060	28.9×10^6	3.095

Tabla 4.17 Módulo de elasticidad E_p de varios materiales de tuberías, (Módulo de elasticidad de Young) [11]

MATERIAL DEL TUBO	EN MILLONES DE Lb/plg ²	EN Lb/pic ₂
Plomo	0.045	6.48×10^6
Lucita (a 73°F)	0.4	57.6×10^6
Hule (vulcanizado)	2	288×10^6
Aluminio	10	1440×10^6
Vidrio (sílice)	10	1440×10^6
Latón, bronce	13	1872×10^6
Cobre	14	2016×10^6
Hierro colado, fundición gris	16	2304×10^6
Hierro colado, moleable	23	3312×10^6
Acero	28	4032×10^6

La celeridad de la onda de choque, C , se puede calcular entonces a partir de:

$$\frac{C}{C^*} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{E D}{E_p e}}} \quad \text{Ec. 4.94 [11]}$$

que está trazada en la figura 4.55

La velocidad de propagación de la onda o celeridad " C ", según Allievi, es:

Donde:

D : Diámetro del tubo en m

e : Espesor del tubo en m

K : Coeficiente que tiene en cuenta los módulos de elasticidad del volumen de líquido y el material del tubo (tabla 4.18).

$$C = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + K \frac{D}{e}}} \quad \text{Ec. 4.95 [9]}$$

Tabla 4.18

VALORES DE K, PARA TUBOS DE DIFERENTES
MATERIALES [9]

MATERIAL	K
Acero	0.5
Fierro fundido	1.0
Concreto	5.0
Asbesto - cemento	4.4
Plástico	1.8
Concreto armado	0.5

Tabla No. 4.19 VALORES DE LA CELERIDAD $C = \frac{9,900}{\sqrt{48.3 + K\frac{D}{e}}}$ [9], en
m/s

D/e	ACERO, K = 0.5	FIERRO FUNDIDO K = 1.0	CONCRETO K = 5.0
500	574.2	425.7	247.5
400	623.7	465.7	277.2
300	702.9	524.7	316.8
250	752.4	574.2	346.8
200	811.8	623.7	386.1
180	841.5	653.4	405.9
160	871.2	683.1	425.7
140	910.8	722.7	455.4
120	950.4	762.3	485.1
100	999.9	811.8	524.7
80	1049.4	871.2	584.1
60	1118.7	950.4	653.4
50	1158.3	999.9	702.9
40	1197.9	1049.4	762.3
30	1247.4	1118.7	841.3
20	1296.9	1197.9	950.4
10	1356.3	1296.9	1118.7

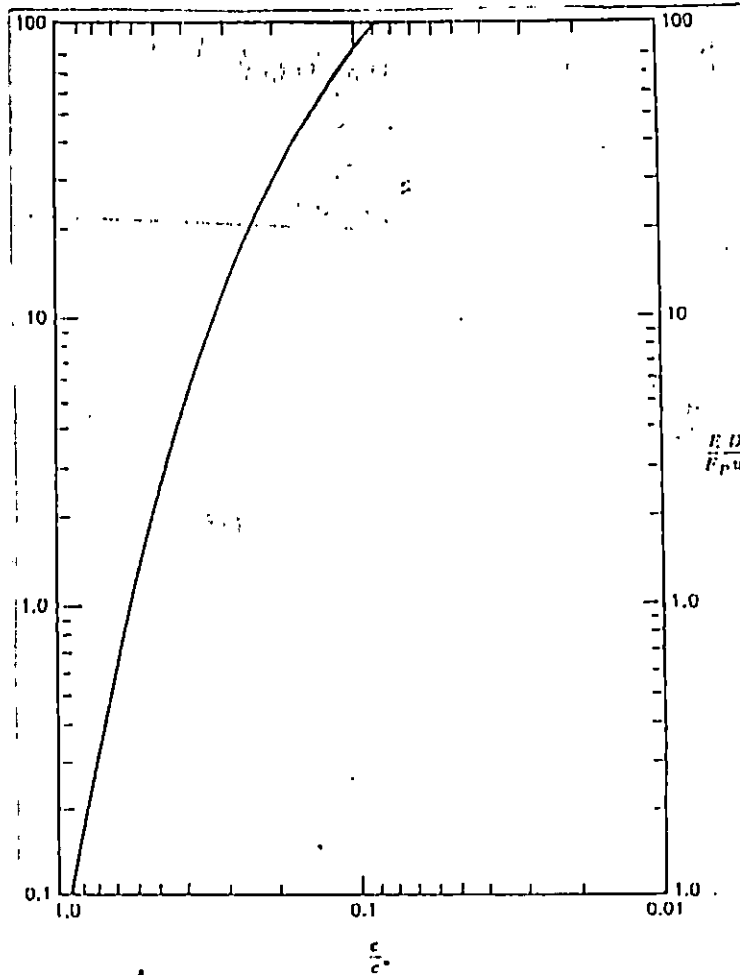


Figura 4.55: Celeridad de las ondas de presión en las tuberías; C es igual a la celeridad en un tubería elástica; C^* es igual a la celeridad en un fluido de extensión infinita.

Las ondas de choque que viajan aguas arriba y aguas abajo desde la válvula ajustada llegarán finalmente a los extremos del tubo, donde las presiones son controladas por niveles estacionarios de energía, por ejemplo, depósito de agua. El tiempo t_L que requiere la onda de choque para llegar a un punto que está a una distancia L de la válvula es:

$$t_L = L/C \quad \text{Ec. 4.96 [11]}$$

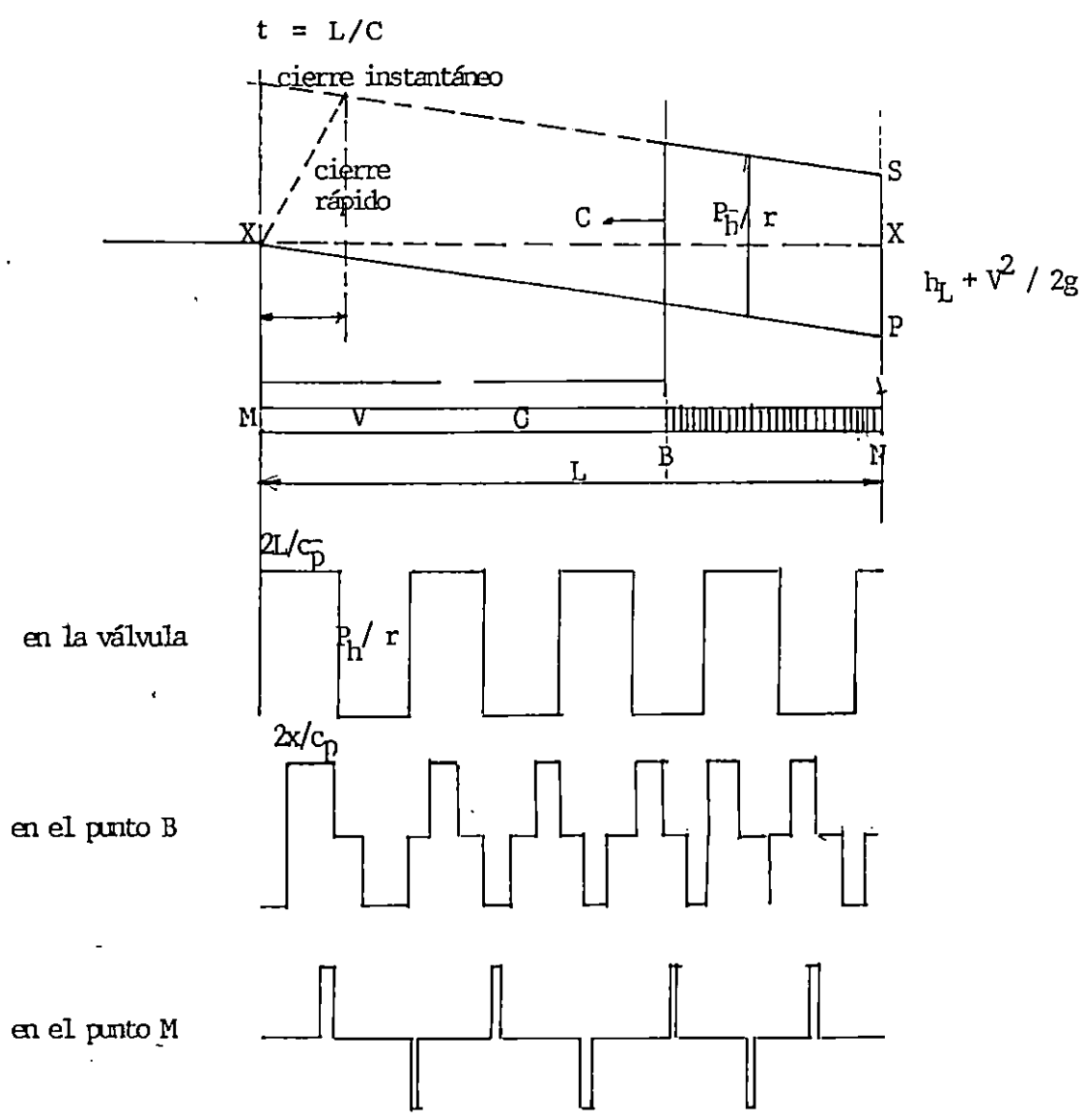
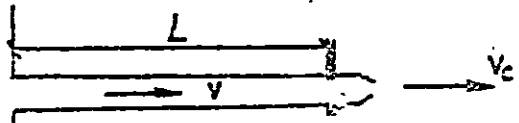
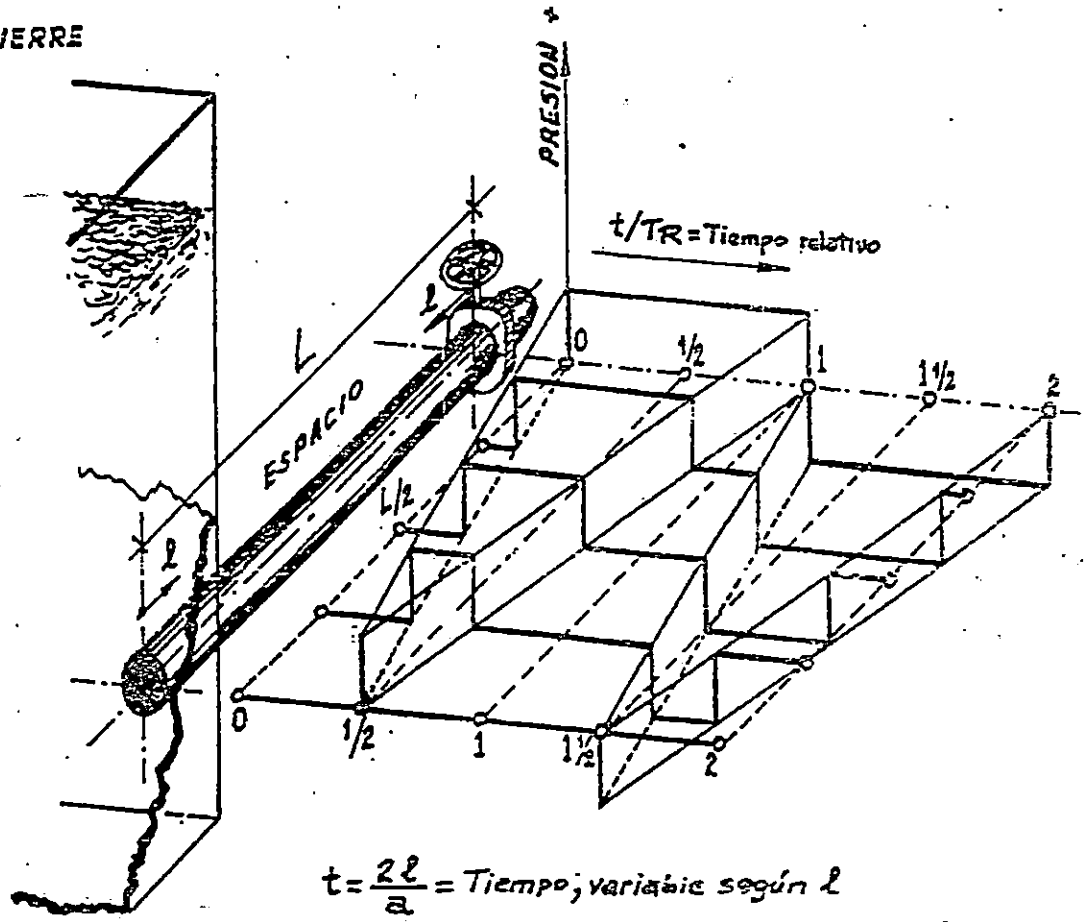
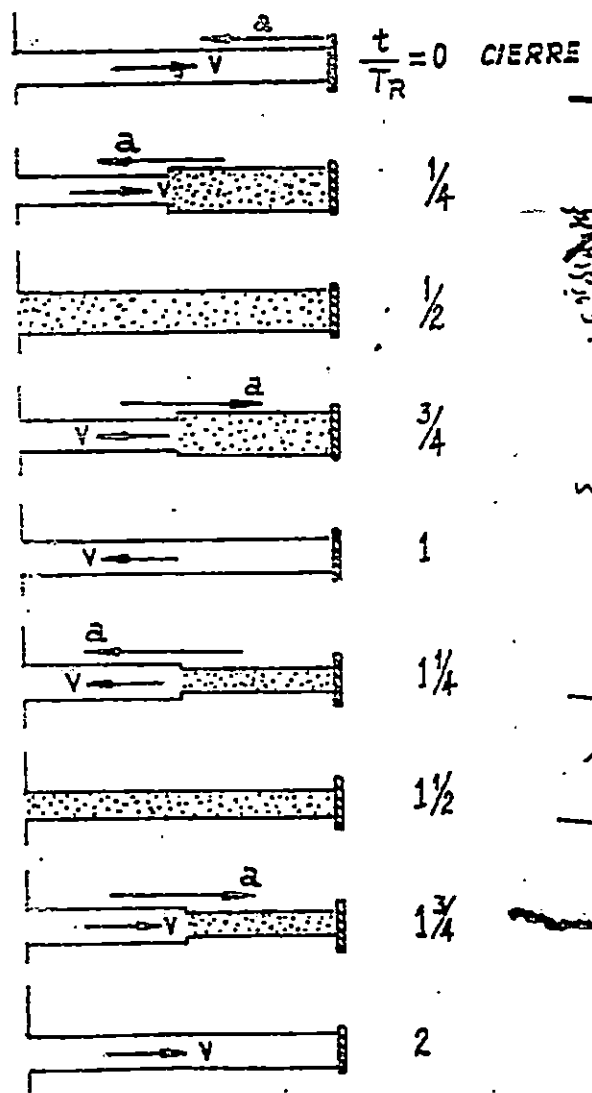


Figura 4.56: Golpe de ariete. (a) Válvula al final de la tubería. (b) Ondas de sobrepresión generadas por el cierre instantáneo de una válvula. Sin fricción ni amortiguación [11].

En la figura 4.57, se muestra un grafico en el cual se puede apreciar el comportamiento de la presión generado al cerrar bruscamente una valvula (sobrepresión) y al abrir la bruscamente (depresión).



GOLPE DE ARIETE EN TUBERIA HORIZONTAL:
 CIERRE INSTANTANEO TOTAL, SIN ROZAMIENTO.



$t = \frac{2l}{a} = \text{Tiempo; variable según } l$
 $T = \frac{2L}{R} = \text{Tiempo de reflexión de la tubería}$

Figura 4.57 | 33 |
 364

En el punto ubicado a una distancia L de la válvula desaparece el choque. En este instante, el fluido comprimido, detenido en el tubo, no estará balanceado en dicho extremo. Por lo tanto, para aliviar la compresión, empieza a fluir en dirección opuesta. Esto crea un choque de presión de alivio que viaja de nuevo a la válvula. El tiempo de reflexión T_R , en que la onda se genera, viaja, se refleja y vuelve al origen es:

$$T_R = 2t_L = 2L/C \quad \text{Ec. 4.97 [11]}$$

El proceso descrito tendrá lugar aguas arriba, siendo el choque inicial positivo en este lado y negativo en el lado aguas abajo. Si no se considera amortiguación, por rozamiento y efectos elásticos, las ondas de presión se propagan en ciclos entre la válvula y los puntos de reflexión (cambios grandes de sección transversal) con características periódicas. En el caso real, las ondas son amortiguadas y las amplitudes se reducen gradualmente, figura 4.58.

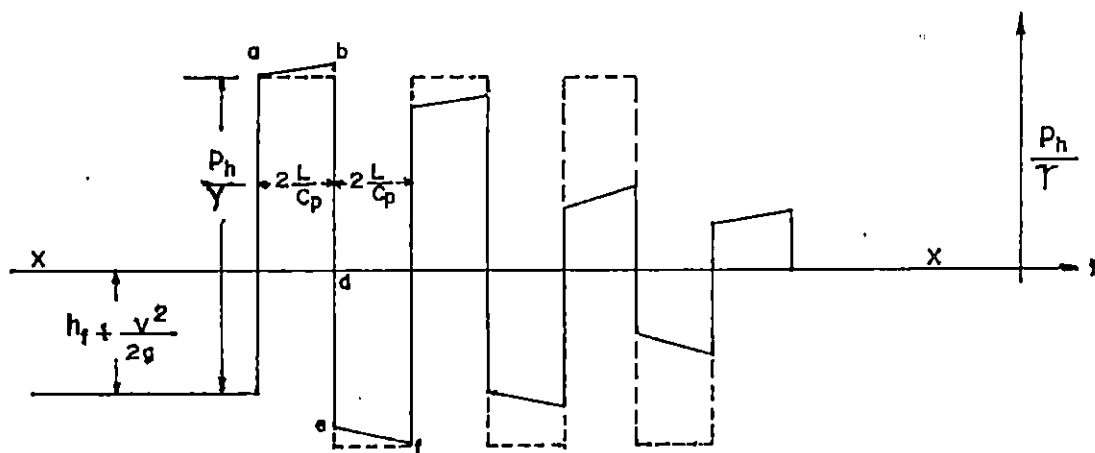


Figura 4.58: Ondas de sobrepresión generadas por el cierre instantáneo de una válvula, considerando amortiguación y fricción.

La magnitud del choque de presión en el cierre instantáneo de la válvula es:

$$p^* = \rho C v \quad \text{Ec. 4.98 [11]}$$

v = Velocidad media del agua al inicio de la maniobra de cierre total.

La presión en el tubo oscilará dentro del intervalo:

$$P = p_0 \pm p^* \quad \text{Ec. 4.99 [11]}$$

Cualquiera de estos valores podrá ser perjudicial para la tubería. En la figura 4.59 se muestra una solución nomográfica de la ecuación 4.98.

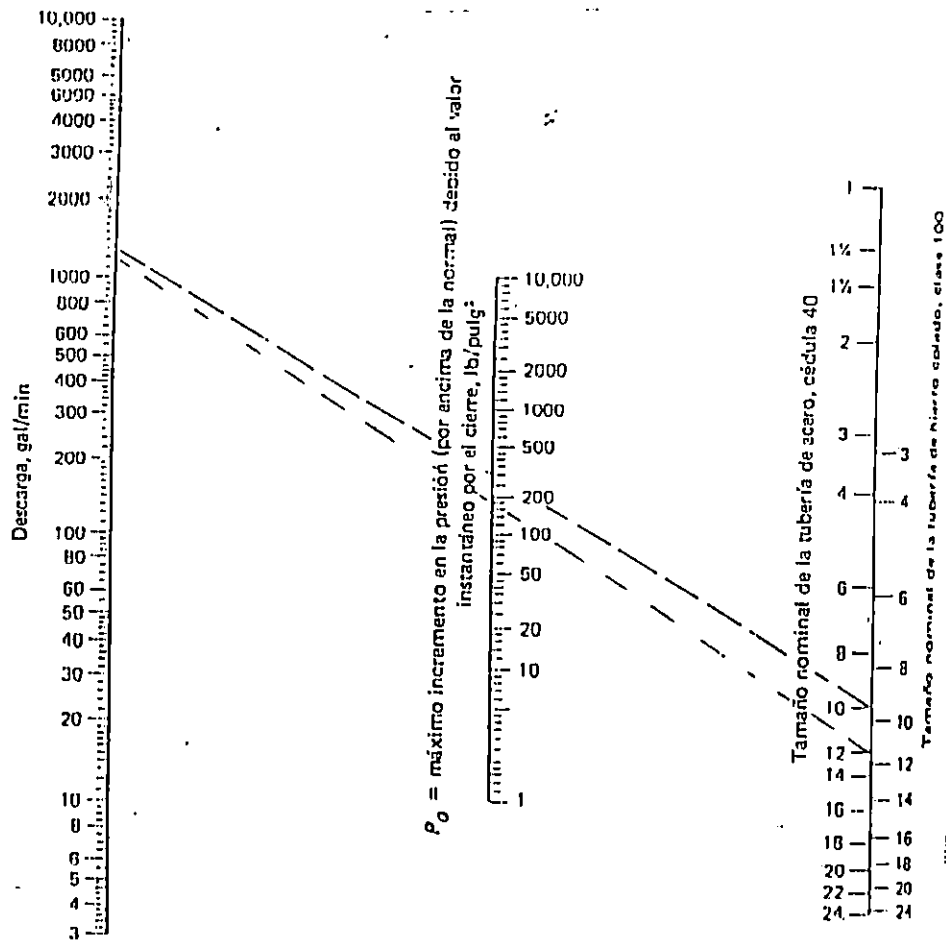


Figura 4.59: Nomograma del golpe de ariete [11]

El tiempo de cierre de la válvula es un factor importante. Si el cierre es muy rápido, la válvula quedará completamente cerrada antes de actuar la onda de depresión, originando sobrepresiones demasiado altas que dañarán el sistema de tubería. Por el contrario, si la válvula es cerrada lentamente, habrá tiempo para que actúe la onda de depresión, antes de la obturación completa.

El tiempo de cierre de la válvula no es realmente igual a cero sino a un cierto período finito, T_c . La presión del golpe de ariete aumenta gradualmente con la velocidad de cierre de la válvula. Dependiendo de que T_c sea menor o mayor que T , así:

Si $T_c < \frac{2L}{C}$; la maniobra es rápida

Si $T_c > \frac{2L}{C}$; la maniobra es lenta

Si T_c es menor que T_R , la presión de choque alcanzará su máximo p^* . Por lo tanto, el cierre rápido es equivalente al cierre instantáneo. La sobrepresión máxima teórica en el extremo de la línea, puede ser calculada por la expresión.

$$H^* = \frac{Cv}{g} \quad \text{Ec. 4.100 [9]}$$

Donde H^* es el aumento de presión en m de H_2O .

A lo largo de la tubería la sobrepresión se distribuye conforme al diagrama de la figura 4.60.

Cuando el cierre es lento, se puede aplicar la fórmula aproximada de Michaud.

$$H^* = \frac{2Lv}{gT_c} \quad \text{Ec. 4.101 [9]}$$

A lo largo de la tubería la sobrepresión se distribuye conforme al diagrama de la figura 4.60.

Si T_c excede a T_R , no se desarrollará totalmente p^* debido a que las ondas negativas reflejadas que llegan a la válvula después del tiempo T_R , la contrarrestarán. Para tales cierres lentos de la válvula, se puede calcular la presión máxima por la fórmula de Allievi:

$$P^* = P_o \left[\frac{N}{2} + \sqrt{\frac{N^2}{4} + N} \right] \quad \text{Ec. 4.102 [11]}$$

en donde

$$N = \left(\frac{LV\rho}{P_o T_c} \right)^2 \quad \text{Ec. 4.103 [11]}$$

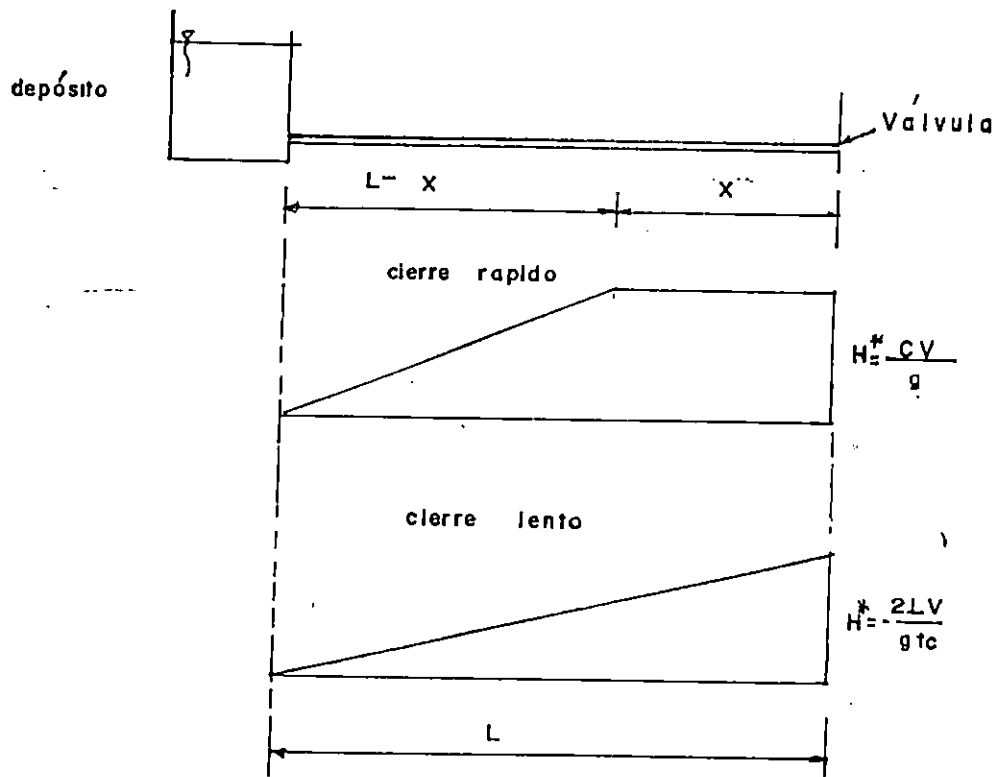


Figura 4.60: Distribución de la sobrepresión provocado por el golpe de ariete en una tubería de conducción.[9]

Medidas para evitar el golpe de ariete.

- Limitación de velocidad en las tuberías y la conducción en general.

- Cierre lento de válvulas y registros, construcción de piezas que no permitan la obstrucción muy rápida.
- Empleo de válvulas o dispositivos mecánicos especiales, válvulas de alivio, cuyas descargas impiden valores excesivos de presión (válvulas de retención o válvulas check).
- Construcción de pozos de oscilación (cámaras o tanques de equilibrio) capaces de absorber los golpes. Esta solución es adoptada siempre que las condiciones topográficas sean favorables y las alturas geodésicas pequeñas. Los pozos de oscilación deben ser localizados tan próximos como sea posible de la casa de máquinas.
 - Empleo de cámaras de aire comprimido.
 - Utilización de dispositivos especiales, tales como instalación de volante en los conjuntos elevadores.

Ejemplo 4.12

Cuando una tubería de 1000 pies de largo y 12 plg. de diámetro con un espesor de pared de 0.375 plg. va de un depósito hasta un nivel a 250 pies por debajo de la compuerta de control totalmente abierta, el agua fluye libremente (figura 4.61). Calcúlense el caudal y la pérdida de presión, en el sistema. ¿Cual será la máxima presión si la válvula se cierra en 0.5 segundos?
 . Datos:

$$\varepsilon = 1.5 \times 10^{-4} \text{ pie} ; v_{\text{agua}} = 1.217 \times 10^{-5} \text{ pie}^2/\text{s} \text{ y } K_1 = 0.5$$

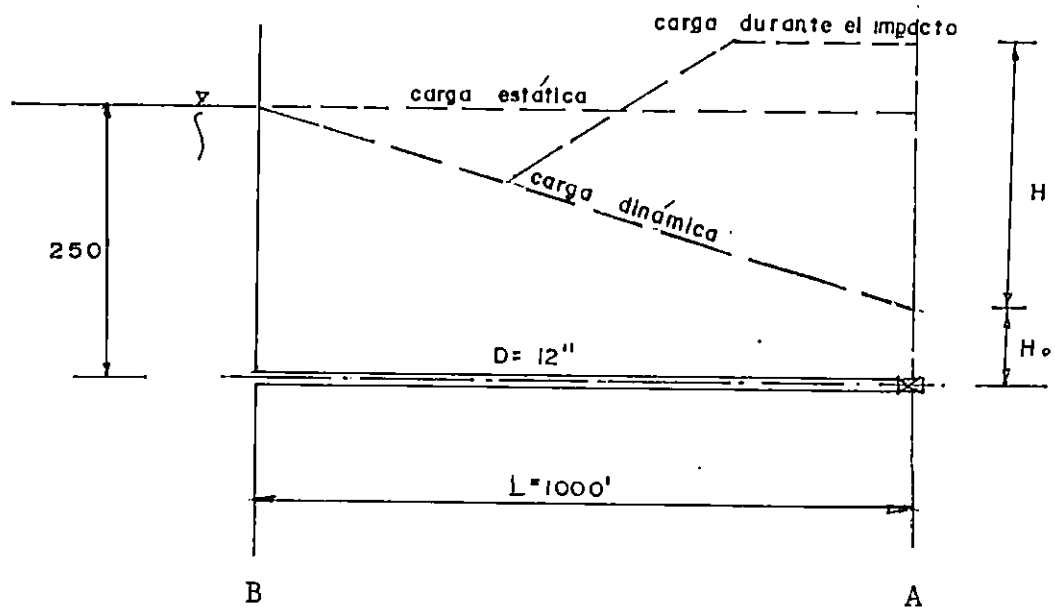


Figura 4.61

Solución:

Se supondrá que el punto "A" está ubicado en la compuerta de descarga y "B" es el nivel libre, referido al eje de la tubería.

$$D = 12 \text{ plg.}$$

$$e = 0.375 \text{ plg}$$

$$\epsilon = 1.5 \times 10^{-4} \text{ pie}$$

$$v_{\text{agua}} = 1.217 \times 10^{-5} \text{ pie}^2/\text{s}$$

$$K_1 = 0.5$$

Aplicando Bernoulli

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{V_A^2}{2g} + K_1 \frac{V_A^2}{2g} = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g}$$

Sustituyendo valores

Suponiendo $f = 0.013$, $Re = 2.74 \times 10^6$

$$0+0+\frac{V_A^2}{2g} \cdot (1+1000f+0.5) = 0+250+0$$

$$V = \frac{126.88}{\sqrt{1.5+1000f}} \text{ pie/s}$$

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{126.88 \times 1}{\sqrt{1.5+1000f} (1.217 \times 10^{-5})}$$

$$Re = \frac{104.256 \times 10^5}{\sqrt{1.5+1000f}}$$

Del diagrama de Moody con $\epsilon/D = 0.00015$ y Re se tiene $f = 0.013$.
Por consiguiente:

$$V = \frac{126.88}{\sqrt{1.5+1000(0.013)}} = 33.32 \text{ pie/s}$$

Las pérdidas de carga en el sistema son la pérdida por fricción y la pérdida de entrada:

$$h_p = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K_1 \frac{V^2}{2g} = (0.013 \times 1000 + 0.5) \frac{(33.32)^2}{2(32.2)}$$

$$h_p = 233 \text{ pies}$$

El caudal en estado permanente es

$$Q = \pi/4 (1)^2 (33.32) = 26.17 \text{ pie}^3/\text{s}$$

Si la válvula se cierra súbitamente, el golpe de ariete afectará la presión en el tubo.

$$C^* = \sqrt{E/\rho}$$

$$C^* = \sqrt{\frac{45 \times 10^6}{1.94}} \text{ pie/s} = 4816 \text{ pie/s}$$

Aplicando ecuación 4.92

$$\frac{C}{C^*} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{E}{E_p} \frac{D}{e}}} \quad \text{Ec. 4.92 [11]}$$

$$E_p = 4.032 \times 10^9 \text{ Lb/pie}^2 \text{ (acero)}$$

$$C = \frac{4816}{\sqrt{1 + \frac{45 \times 10^6}{4.032 \times 10^9} \left(\frac{12}{0.375} \right)}} = 4134 \text{ pie/s}$$

$$t_L = \frac{L}{C} = \frac{1000}{4134} = 0.24 \text{ s}$$

$T_R = 2t = 0.48 \text{ s} \approx T_C = 0.5 \text{ s}$, se tiene que el cierre de la válvula prácticamente todavía es rápido.

Del nomograma del golpe de ariete (figura 4.59) con $D = 12 \text{ plg}$ y $Q = (26.17)(449) = 11674 \text{ gal/min}$, se estima $p_{\max} = 2000 \text{ lb/plg}^2 = 1.7 \times 10^6 \text{ lb/pie}^2$. Resulta un valor de sobrepresión demasiado alto, sostenido durante 0.48 s , que dañaría la tubería a menos que se aumente bastante el tiempo de cierre de la válvula. Suponiendo $T_c = 3 \text{ min} > T = 0.5 \text{ s}$ (cierre lento)

$$p^* = p_o \left[\frac{N}{2} + \sqrt{\frac{N^2}{4} + N} \right] \quad [1]$$

en donde

$$N = \left(\frac{LV\rho}{p_o T_c} \right) = \left[\frac{LV\rho}{\rho g H_o T_c} \right]^2 = \left[\frac{LV}{g H_o T_c} \right]^2$$

$$H_o = 250 - 232.73 = 17.27 \text{ pie}$$

$$T_c = 180 \text{ s}$$

$$N = \left[\frac{1000 \times 33.32}{32.2 \times 17.27 \times 180} \right]^2 = 0.11$$

Sustituyendo en [1]

$$p^* = p_o \left[\frac{0.11}{2} + \sqrt{\frac{0.012}{4} + 0.11} \right] = p_o (0.391)$$

$$p^* = \gamma H_o (0.391) = (62.4 \text{ lb/pie}^3) (17.27 \text{ pie}) (0.391)$$

$$P^* = 421.36 \text{ lb/pie}^2$$

Como puede observarse al aumentar el tiempo de cierre de la válvula, se tiene una considerable disminución en el valor de la sobrepresión.

Tabla 4.20 Cálculo de la celeridad en casos especiales [11]

CASO ESPECIAL	FORMULA
<p>1- Conducto de concreto armado. La celeridad de onda se recurre a un tubo de acero equivalente, con un espesor ficticio e.</p>	$e = e_s \left(1 + \frac{1}{n} \frac{e_c}{e_s} \right)$ <p>donde: e_c = espesor del tubo de concreto. n = relación del módulo de elasticidad del acero al del concreto e_s = espesor que tendría una placa continua de acero equivalente al refuerzo en el concreto.</p>
<p>2- Tubos de pared gruesa</p>	$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{E} + \frac{2}{E_p} \frac{(R+e)^2 + R^2}{(R+e)^2 - R^2}}}$ <p>donde: E_p = Módulo de elasticidad del material del conducto. E = Módulo de elasticidad del líquido R = Radio interior del tubo e = Espesor del tubo</p>
<p>3- Túnel excavado en roca con un revestimiento de concreto.</p>	$c = \frac{1}{\sqrt{\rho \left[\frac{1}{E} + \frac{1}{E_p} \frac{2R_i}{e} (1-\mu) \right]}}$ <p>Donde: R_e = Radio exterior del revestimiento de concreto. R_i = Radio interior del revestimiento de concreto.</p> $\mu = \frac{R_i/e}{\frac{R_i}{e} + \frac{E_a}{E_c} \left(\frac{R_e^2 - R_i^2}{2R_i R_e} \right) \frac{E_a}{E_r} \frac{m+1}{m}}$ <p>e = Espesor de la camisa de acero E_a = Módulo de elasticidad del acero E_c = Módulo de elasticidad del concreto E_r = Módulo de elasticidad de la roca m = Recíproco del módulo de Poisson de la rocas</p>

4.6 PRACTICA DE LABORATORIO

LABORATORIO 4.1

EL TUBO DE VENTURI

Objetivo:

Que el estudiante pueda determinar experimentalmente el coeficiente de fricción y la distribución de presión a través del medidor Venturi.

Introducción:

El medidor Venturi es un aparato que ha sido utilizado por muchos años para la medición de flujos a través de tuberías. Básicamente el medidor Venturi consiste de tres secciones; a saber, una sección convergente, (CONFUSOR), una sección cilíndrica (garganta) y una sección divergente (DIFUSOR). El fluido es conducido a través de la sección convergente hacia la garganta, esta disminución en la sección transversal de la tubería ocasiona que la velocidad del fluido se incremente mientras que la presión del mismo disminuye. Es midiendo esta variación de presión como el caudal circulando por la tubería, podrá ser calculado.

Descripción del Aparato

La figura 4.62 muestra un esquema del aparato donde se ha instalado el tubo de Venturi. Es de mencionar que con el objeto de medir la variación de presión a lo largo del medidor, se han instalado una serie de tubos piezométricos calibrados en milímetros. Estos están conectados a un distribuidor donde la cantidad de aire presente puede ser controlada, utilizando la pequeña válvula ubicada en su extremo.

Teoría del Tubo de Venturi

Considérese el flujo de un fluido incompresible a través del tubo de Venturi de la fig. 4.62. El área en la sección transversal 1 es A_1 ; en la garganta el área es A_2 y en cualquier otra sección n el área es A_n . Los tubos piezométricos instalados en estas secciones indican h_1 , h_2 y h_n respectivamente.

Si asume que no existen pérdidas por fricción a lo largo del medidor y que la velocidad en las respectivas secciones es uniforme, el teorema de Bernoulli establece que:

$$\frac{V_1}{2g} + h_1 = \frac{V_2^2}{2g} + h_2 = \frac{V_n^2}{2g} + h_n \quad (1)$$

Donde:

V_1 , V_2 y V_n = Son las velocidades medias, en las respectivas secciones.

Además, la ecuación de continuidad establece que:

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 = V_n A_n = Q \quad (2)$$

En donde Q es el flujo volumétrico.

Sustituyendo las Ec. 2. en la Ec. 1 y resolviendo para V_2 , se encuentra:

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g (h_1 - h_2)}{1 - (A_2/A_1)^2}} \quad (3)$$

Por lo que el caudal será:

$$Q = A_2 V_2 = \sqrt{\frac{2g (h_1 - h_2)}{1 - (A_2/A_1)^2}} \times A_2 \quad (4)$$

En la práctica, existe alguna pérdida de energía entre las secciones 1 y 2, y la velocidad no es absolutamente uniforme, por lo que los valores medidos de Q difieren un poco de los calculados utilizando la ecuación 4 para corregir esta discrepancia es común escribir la ecuación 4 como sigue:

$$Q = CA_2 \sqrt{\frac{2g(h_1 - h_2)}{1 - (A_2/A_1)^2}} \quad \text{Ec. 4}$$

Donde:

C : - Es el coeficiente del medidor, cuyo valor es determinado experimentalmente.

DETERMINACION EXPERIMENTAL DEL COEFICIENTE DEL TUBO DE VENTURI

El coeficiente del tubo de Venturi se determinará experimentalmente siguiendo el procedimiento siguiente:

- 1- Se ajusta el caudal de tal manera que la lectura del tubo piezométrico A (h_1) indique aproximadamente 250 mm.
- 2- Se anota en tabla 1, la altura del tubo piezométrico D (h_2).
- 3- Siguiendo el procedimiento de los experimentos anteriores se mide el caudal.
- 4- Repetir por lo menos diez veces los pasos anteriores, variando la altura h_1 aproximadamente 10 mm en cada medición.
- 5- Utilizando la ecuación 5 se encuentra el valor de C.

Q (m ³ /s)	h_1 (mm)	h_2 (mm)	$h_1 - h_2$ (m)	C

DISTRIBUCION DE PRESION A LO LARGO DEL TUBO DE VENTURI

Distribución Ideal de Presión

La distribución de presión ideal a través del tubo de Venturi, puede ser evaluada en la ecuación de Bernoulli, así:

$$h_n - h_1 = \frac{V_1^2 - V_n^2}{2g} \quad (6)$$

Con el propósito de comparar el resultado de la ecuación anterior con el resultado experimental, es conveniente expresar $(h_n - h_1)$ como una fracción de la carga de velocidad en la garganta del medidor, esto es:

$$\frac{h_n - h_1}{V_2^2/2g} = \frac{V_1^2 - V_n^2}{V_2^2} \quad (7)$$

Sustituyendo, con base en la ecuación de continuidad, la relación de velocidades por una relación de áreas se tiene:

$$\frac{h_n - h_1}{V_2^2/2g} = \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - \left(\frac{A_2}{A_n}\right)^2 \quad (8)$$

De la ecuación anterior, se encuentra que conociendo las dimensiones del medidor, la distribución ideal de presión puede ser evaluada.

Se anotan las dimensiones de medida en la tabla 2 y se calcula la distribución ideal de presión.

Tubo Piezométrico	Diámetro (mm)	$(A_2/A_n)^2$	$(A_2/A_1)^2 - (A_2/A_n)^2$
A(1)			
B			
C			
D(2)			

Tabla 2. Distribución ideal de presión como una fracción de la carga de velocidad en la garganta.

DISTRIBUCION DE PRESION

La distribución real de la presión a lo largo del tubo de Venturi se determinará siguiendo el siguiente procedimiento:

- 1) Se ajusta el caudal de tal manera que la lectura en el tubo piezométrico A, indique aproximadamente 240 mm.
- 2) Se anota la lectura de los otros tubos en la tabla 3.
- 3) Se determina el caudal siguiendo el procedimiento de los experimentos anteriores.
- 4) Se encuentra la velocidad en la garganta del Venturi.
- 5) Se modifica el caudal de tal manera que la lectura del tubo piezométrico A indique aproximadamente 180 mm y luego se continúan los pasos 2 y 4.

Tubo Piezométrico	(h _n) (mm)	(h _n -h ₁) (m)	(h _n -h ₁) V ₂ ² /2g	(h _n) (mm)	(h _n -h ₁) (m)	(h _n -h ₁) V ₂ ² /2g
A (1)						
B						
C						
D (2)						

$$Q = \quad m^3 \quad Q = \quad m^3$$

$$V_2^2 = \quad m \quad V_2^2 = \quad m$$

Tabla 3 : "Distribución real de presión como una fracción de la carga de velocidad en la garganta".

TAREAS PROPUESTAS

1) Comentar:

- ¿Qué efecto tendría sobre los resultados el hecho de que el tubo de Venturi no estuviese horizontal?
- ¿Qué corrección habría que incluir si el tubo de Venturi estuviese en posición vertical?

2) Calcular:

Utilizando el valor promedio calculado de C , encontrar el diámetro de la garganta de un tubo de Venturi, cuando el caudal que circula es de $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$, el diámetro de la tubería es 0.6 m y la diferencia de carga es de 0.80 m .

3) Dibujar los siguientes gráficos:

- Variación de C respecto al caudal Q
- La variación de presión real e ideal a través del medidor.

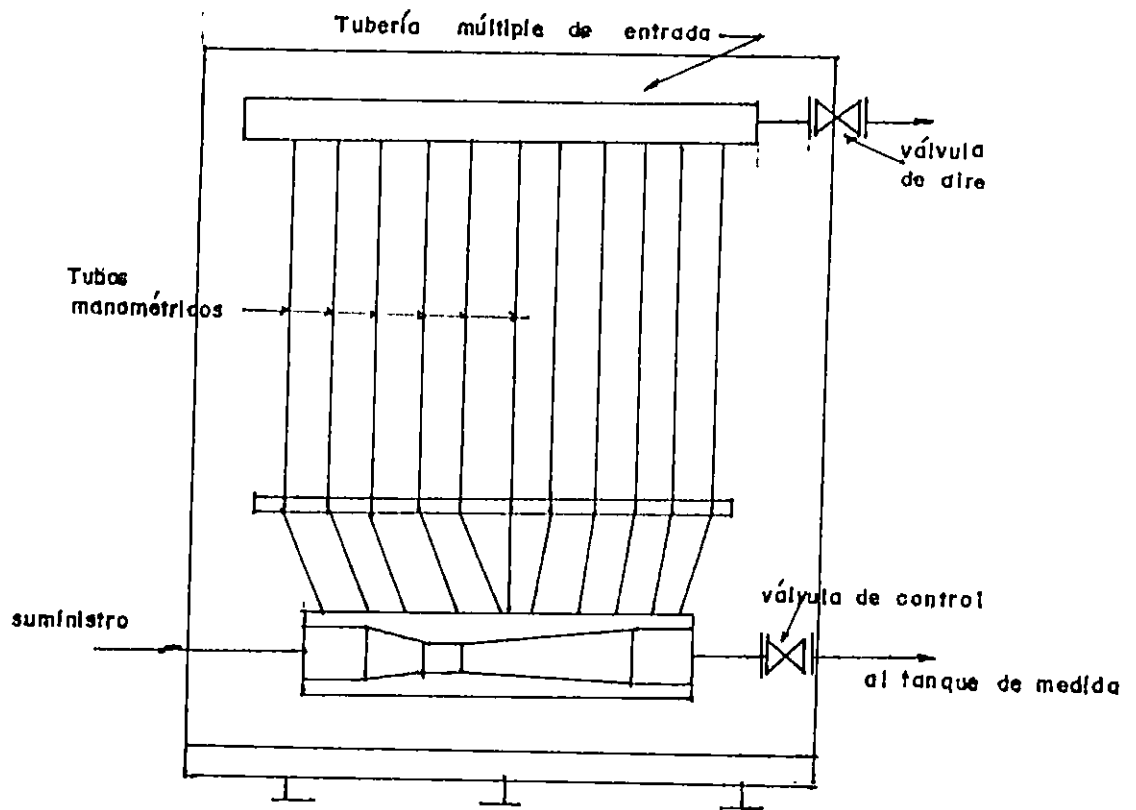


Figura 4.62(a): Diagrama de colocación del Venturímetro

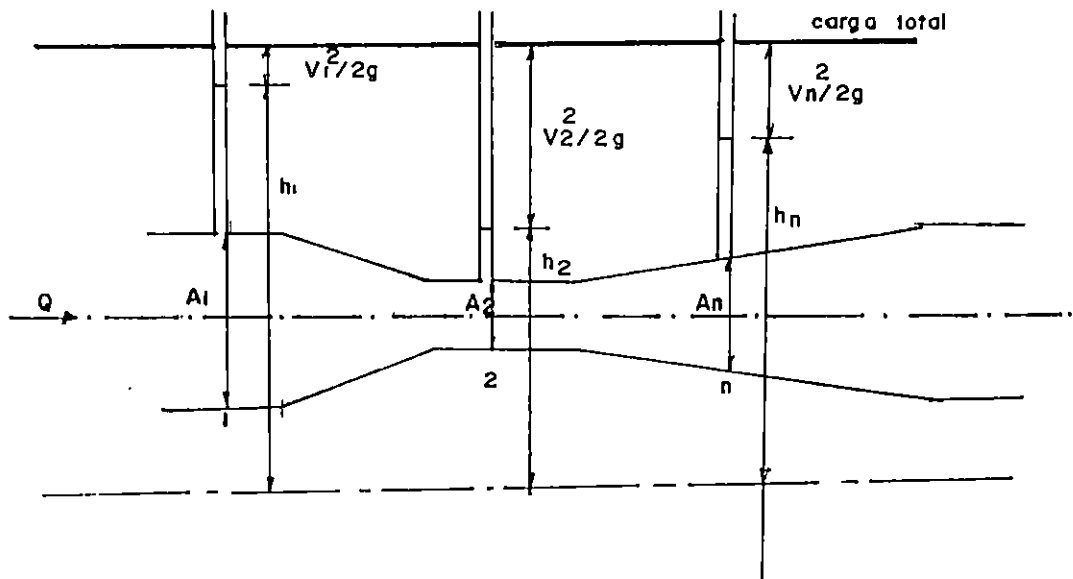


Figura 4.62(b): Condiciones ideales en un Venturímetro

LABORATORIO 4.2

MEDICION DE PERDIDAS DE CARGA

OBJETIVOS: Que el alumno pueda determinar, experimentalmente, los coeficientes f y K , los cuales serán utilizados para calcular las pérdidas por fricción y pérdidas localizadas en, accesorios en tubería y sistemas de tuberías (sistemas de tubería en serie y sistemas de tuberías en paralelo).

EQUIPO UTILIZADO

- Equipo de circuitos hidráulicos.

INTRODUCCIÓN: Las pérdidas de presión que ocurren como resultado de la fricción, pueden ser catalogadas como pérdidas "mayores" (pérdidas graduales de presión, por rozamiento en un conducto recto de área constante) y pérdidas "menores" (pérdidas localizadas de presión como resultado del flujo a través de válvulas, tes, codos, expansiones y reducciones repentinas, etc.).

Para una tubería recta de sección uniforme horizontal, las pérdidas de presión están representadas por la diferencia de presión entre dos puntos de la tubería.

$$h_p = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \quad (\text{tubería recta horizontal})$$

Esta pérdida de presión aparece como un aumento de la energía interna del fluido (calor que se va al ambiente y con el fluido y no es utilizable).

En flujo turbulento, las pérdidas de presión Δh debidas a la fricción en una tubería recta de área constante, dependen del diámetro de la tubería D , la longitud L , la rugosidad e , la velocidad media del \bar{V} ; la densidad del fluido ρ y la viscosidad μ . En forma funcional:

$hf = hf(D, L, e, \bar{V}, \rho, \mu)$

Tubería recta de área constante,
flujo turbulento.

Para determinar las pérdidas mayores, se utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$hf = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

Donde:

f : Coeficiente de fricción, que se determina experimentalmente. Para flujo laminar completamente desarrollado se puede calcular, según la fórmula de Hagen-Poiseuille, como:

$$f = \frac{64}{Re}$$

y para tubería lisa, en el rango de $Re = 3000 \dots \times 10^5$, según Blasius:

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$$

El flujo en un sistema de tubería puede pasar a través de juntas, cambios abruptos de área o de dirección, entonces existirán pérdidas de presión adicionales a las pérdidas primarias o mayores. Estas pérdidas serán menores y en un sistema de tuberías particular, las pérdidas menores son expresadas como:

$$h_r = K \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

k = Coeficiente de pérdidas, que se determina experimentalmente.

PRELABORATORIO

- De qué factores depende el coeficiente de pérdidas (f)?
- De qué factores depende el coeficiente de pérdidas k?
- Qué características presentan los sistemas de tuberías en serie.
- Qué características presentan los sistemas de tuberías en paralelo.

Experimento No. 1: MEDICIÓN DE PÉRDIDAS DE CARGA EN TUBERÍAS

OBJETIVO: Que el alumno pueda determinar experimentalmente el factor de fricción f, así como analizar el comportamiento de las pérdidas de presión a medida que varía el caudal.

Dimensiones de las tuberías

Longitud de prueba = 5 pies.

Diámetro nominal	1"	3/4"	1/2"	3/8"
Diámetro interior	1.025"	0.785"	0.545"	0.430"

MÉTODO

- Se ajusta el sistema de tal manera que el agua descargada por la bomba circule por la tubería de una pulgada de diámetro y por los medidores de flujo.
- Se desconectan las mangueras de uno de los medidores y se conectan en los tubos de medición, distantes 5 pies en la

tubería de una pulgada.

- Se varía el caudal de tal forma que la altura piezométrica del manómetro en "U", se va disminuyendo de 2 en 2 pulgadas de agua desde la mayor cota obtenible y se miden las pérdidas de presión entre los dos puntos de la tubería, hasta tener como mínimo 6 valores para trazar una gráfica. Cada uno de estos valores debe ir acompañado por su respectivo valor de pérdida de presión en el medidor seleccionado, el cual servirá para determinar el caudal que pasa por el circuito en ese momento.
- Se repite el procedimiento para las otras tres tuberías: 3/4", 1/2" y 3/8". Los datos obtenidos se anotan en la siguiente tabla.

	4/4"		3/4"		1/2"		1/8"	
	Δh medidor	hf	Δh medidor	hf	Δh medidor	hf	Δh medidor	hf
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								

- Se encuentra el valor de K en $h_x = K \frac{V^2}{2g}$ para cada uno de los caudales, para lo cual se construye una tabla que lleve la

siguiente información por elemento: h medidor, Q , V , h_f y f .

- se encuentra la longitud equivalente de tubería para cada accesorio $k = f \frac{l_{eq}}{D}$
- Se determina la curva $h_k - Q$.

EXPERIMENTO No. 2 PÉRDIDAS DE UN CODO (EN UNA "T")

DIMENSIONES:

Diámetro nominal 1"

Diámetro interior 1.025".

MÉTODO:

- Se conectan las mangueras de un medidor a los tubos de medición del codo.
- Se varía el caudal al igual que el experimento No.1.
- Se repite para la "T". Se anotan los datos obtenidos en la siguiente tabla.

	Codo		"T"	
	h medidor	hK	h medidor	hK
1				
2				
3				
4				
5				
6				

- Se determina el valor de K y la longitud equivalente de

tubería para cada uno de los caudales.

- Se representan las cuatro curvas $h_k - Q$.

EXPERIMENTO No. 3 : PERDIDAS EN UNA VÁLVULA DE 1"

MÉTODO

- Se conectan las mangueras en los tubos medidores de la válvula de 1".
- Se varía la abertura de la válvula en cuatro pasos (4/4, 3/4, 1/2 y 1/4) y se miden las pérdidas en ella al variar el caudal.

	Tubería 1"		Tubería 3/4"		Tubería 1/2"		Tubería 3/8"	
	Δh medidor	h_f	Δh medidor	h_f	Δh medidor	h_f	Δh medidor	h_f
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								

- Se obtiene "f" a partir de los datos obtenidos para cada uno de los caudales medidos en cada una de las tuberías, para lo cual se construye una tabla que lleve las siguientes columnas por tubería: Δh medidor, Q, V, h_f , y f.
- Se hacen gráficas con los datos obtenidos $\Delta h-Q$ (pérdidas de presión en función del caudal).

EXPERIMENTO No. 4: CÁLCULO DE CAUDAL Y PÉRDIDAS EN TUBERÍAS EN SERIE.

MÉTODO

- Se ponen en serie las tuberías de 1/2", 3/4" y 1".
- Se desconectan los medidores.
- Se ajusta el caudal de tal forma que la diferencia de presión entre el punto más cercano a la bomba y el último punto del circuito sea de unas 20 a 30 pulgadas de agua.
- Se conecta el medidor del orificio y se lee su caída de presión.
- Con el Δh medido se encuentra el caudal que circula por el sistema (se utiliza la ecuación de calibración del medidor de orificio). Con este caudal se determinan la velocidad y la pérdida de carga en cada tramo de tubería.
- Se compara la diferencia de presión experimental con la diferencia de presión obtenida de la suma de las pérdidas de carga en cada tramo de tubería más las pérdidas en los accesorios del circuito.

EXPERIMENTO No. 5: CÁLCULO DE CAUDALES EN TUBERÍAS EN PARALELO

MÉTODO

- Se ponen en paralelo las tuberías de 3/4" y 1".
- Se lee la caída de presión en el medidor de orificio para unos tres valores determinados de caudal.
- Se determinan los caudales que van a pasar por cada rama, para cada uno de los caudales totales.

Para el caso de tuberías en paralelo, las pérdidas de presión tienen el mismo valor en cada una de las ramas.

Entonces:

$$hf = f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} = f_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g}$$

Despejando la relación de velocidades se tiene:

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{f_2 L_2 D_1}{f_1 L_1 D_2} \right)^{1/2} \quad (I)$$

El caudal total que circula por el circuito se determina a partir del valor obtenido Δh medido. Por otra parte, el caudal total se puede expresar en función de la suma de los caudales parciales.

$$\begin{aligned} Q_T &= Q_1 + Q_2 \\ Q_T &= V_1 A_1 + V_2 A_2 \end{aligned} \quad (II)$$

Despejando V_1 en la Ec. (I) y sustituyendo en Ec. (II), se obtiene V_2 , luego V_1 se obtiene de la misma Ec. (I). Con las áreas respectivas, se determina el caudal en cada tramo de tubería.

4.7 PROBLEMA

DISCUSION DE PROBLEMA 4.1

- 1- En el centro de un tubo de 1.5 mts. de diámetro en el que existe un flujo establecido de tetracloruro de carbono a 20°C se coloca un tubo combinado Pitot-estático. El manómetro diferencial conectado, que contiene mercurio y tetracloruro de carbono, muestra una diferencia de presión de 0.75 m. Calcular el Q que existe en la línea.
- 2- Un tubo combinado Pitot-estático instalado en un ducto de aire, muestra una lectura del manómetro diferencial de 0.5 m de agua. Si la presión y la temperatura en el ducto son de 103 KPa y 25°C, respectivamente, calcular la velocidad. Despréciense los efectos de compresibilidad.
- 3- Un orificio de bordes afilados con conexiones de presión convencionales, se va a instalar en una línea para agua de 30 mm de diámetro. Para un régimen de flujo de 0.28 m³/s, la

pérdida de carga máxima permisible es de 7.6 m. ¿Cuál es el orificio más pequeño que se puede usar para un $C_v = 1.0$?

- 4- Un orificio de 100 mm de bordes afilados, en el extremo de una línea de agua de 150 m tiene un coeficiente de velocidad de $C_v = 0.97$. Calcúlese el régimen de flujo (Q) cuando la presión en la línea es de 275 KPa.
- 5- Desde un tanque fluye agua hacia otro tanque adyacente, a través de un orificio de bordes afilados de 75 mm de diámetro. La carga en un lado del orificio es de 1.8 m y el otro lado es de 0.6 m. Calcúlese el caudal Q , tomando $C_c = 0.62$ y $C_v = 0.95$.
- 6- Un orificio de bordes afilados convencional, de 50 mm de diámetro, descarga hacia la atmósfera desde un tanque grande. Se mide la altura de la línea de energía en un punto de chorro por medio de un tubo Pitot, y se encuentra que está a 0.90 m, por debajo del nivel de la superficie libre en el tanque. Calcúlese el régimen de flujo (Q) y la carga sobre el orificio.
- 7- La carga sobre un vertedero rectangular de cresta afilada de 1200 mm de largo y 900 mm de alto es de 100 mm. Calcúlese el régimen de flujo (Q) y la velocidad de aproximación.
- 8- Bajo una carga de 300 mm pasa un cierto régimen de flujo sobre un vertedero rectangular de cresta afilada de 0.60 m de altura. Calcúlese la carga sobre un vertedor similar de 300 mm de altura para el mismo régimen de flujo.
- 9- Que profundidad de agua deberá existir detrás de un vertedero rectangular de cresta afilada de 1500 mm de largo y 1.2 m de alto, cuando pasa sobre el mismo un flujo de $0.28 \text{ m}^3/\text{s}$? ¿Cuál es la velocidad de aproximación?

- 10- Calcúlese el régimen de flujo sobre el vertedero de la figura 4.63 que tiene cresta afilada, suponiendo un coeficiente de 0.62.

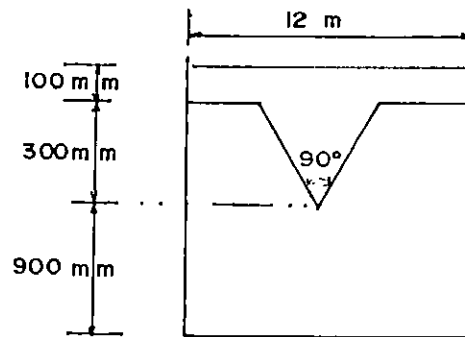


Figura 4.63

- 11- Un vertedero de cresta ancha de 900 mm de alto, tiene una cresta plana y un coeficiente de 0.55. Si el vertedero tiene 6 m de largo y la carga sobre el mismo es de 460 mm, qué régimen de flujo ocurrirá ?

DISCUSION DE PROBLEMA 4.2

-SISTEMA DE TUBERIAS

- 1- Una tubería de hierro galvanizado de 750 m de longitud y 300 mm de diámetro, une dos depósitos de agua, tiene cuatro codos estándar y una válvula de compuerta. La salida del tanque A es con aristas vivas y la entrada al tanque B, es con tubería entrante.

¿Cuál es la diferencia de elevación de las superficies de los dos depósitos cuando el caudal de la tubería es $7.5 \text{ m}^3/\text{min}$ de agua a 15°C ?

- 2- Cuando fluyen $0.14 \text{ m}^3/\text{s}$ de agua (20°C) en una tubería lisa de 150 mm de diámetro, la pérdida de carga en cierto tramo es de 4.5 m.
- a) Qué pérdida de carga se puede esperar en el tramo para un régimen de flujo de $0.28 \text{ m}^3/\text{s}$.

b) Repita el problema para un tubo de concreto.

- 3- Una bomba está colocada a 15 pies de distancia y 12 pies arriba de un reservorio (figura 4.64). La bomba es diseñada para una razón de flujo de 100 gal/min. Para una operación satisfactoria la carga de succión a la entrada de la bomba no debe ser menor de -20 pies de agua. Determine la tubería de acero comercial estándar más pequeña, la cual dará el funcionamiento requerido.

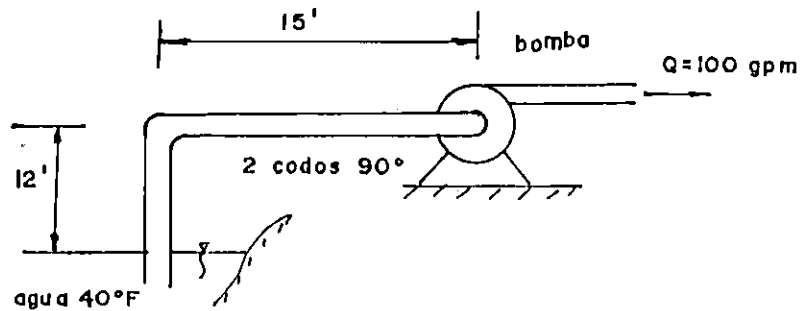


Figura 4.64

- 4- Una bomba extrae agua a 12 pies de un depósito. La bomba se encuentra a 15 pies de la tubería vertical, como se muestra en la figura 4.65. En la línea de descarga se coloca una válvula de globo. La bomba descarga por una tubería de acero comercial de 2 pulgadas de diámetro y 100 pies de longitud a un depósito que se mantiene a un nivel constante de 20'. Si debe mantenerse la succión de la bomba a una presión de 6 lb/plg² (absoluta) para un gasto de 100 gal/min, encuentre:

a) El diámetro de la tubería de succión.

b) La potencia demandada por la bomba para mantener dicho flujo. Si su eficiencia de funcionamiento es del 70%. (figura 4.65)

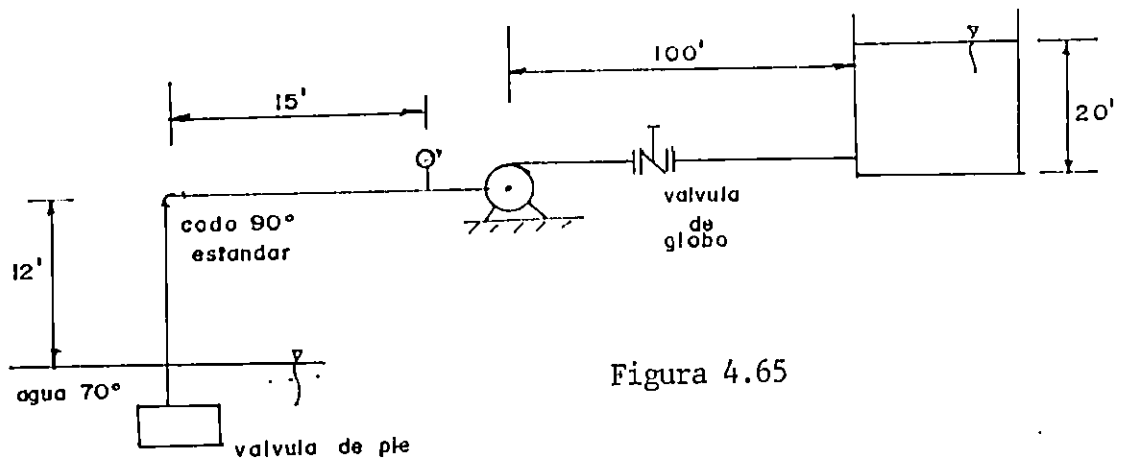


Figura 4.65

- 5- En la figura 4 66 hay 200 pies de tubo de 2 plg, 40 de 6 plg y 120 de 3 plg, todos de hierro estirado. Hay dos codos de 90° y una válvula de esfera abierta, todos ellos roscados. Si la salida está a altura cero, qué potencia extrae la turbina cuando el caudal de agua es $0.15 \text{ pie}^3/\text{s}$?

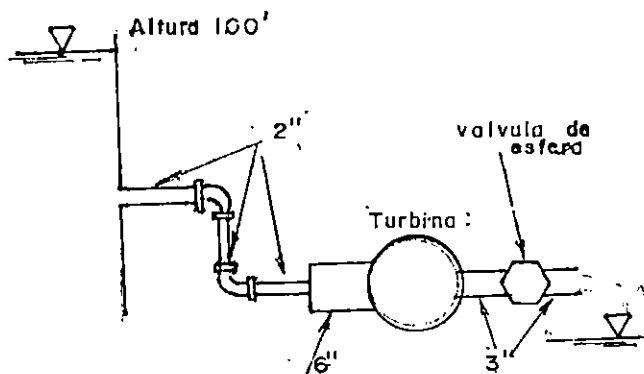


Figura 4.66

- 6- El sistema de la figura 4.67 consiste en 1200 m de tubo de hierro fundido de 50 mm de diámetro, dos codos de 45° y cuatro de 90° acoplados a los tubos, una válvula de esfera completamente abierta y una descarga abrupta. Si el punto 1 está a 400 m de altura, qué presión manométrica deberá haber

en dicho punto para hacer fluir $0.005 \text{ m}^3/\text{s}$ de agua a 20°C ?

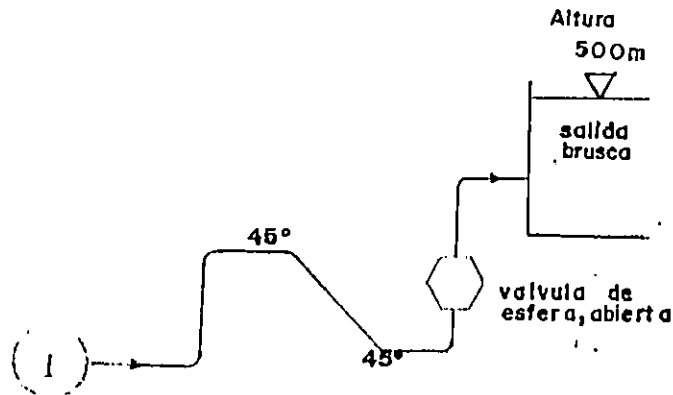


Figura 4.67

- 7- Se quiere transportar 520 lt/s a través de una tubería de fundición vieja ($C_f=100$) con una pendiente de la línea de alturas piezométricas de $1.0\text{m}/1000\text{m}$. Teóricamente qué número de tuberías serán necesarias para:
a) $D=400 \text{ mm}$ b) $D=500 \text{ mm}$ c) $D=600 \text{ mm}$ d) $D=900 \text{ mm}$
- 8- Qué pérdida de carga se producirá en una tubería nueva de fundición de 400 mm con un caudal que, en una tubería de fundición de 500 mm , también nueva, da lugar a una caída de la línea de alturas piezométrica de $1.0\text{m}/1000\text{m}$?
- 9- Un sistema de tuberías en serie ABCD está formado por una tubería de 500 mm de diámetro y 300 m de longitud, una de 400 mm y 2400 m y otra de 300 mm y $L\text{m}$ ($C_f=120$). ¿Que longitud L hará que el sistema ABCD sea equivalente a una tubería de 375 mm , de diámetro, 44900 m de longitud y $C_f=100$? Si la longitud de la tubería que va de C a D fuera de 900 m , que caudal circularía para una pérdida de carga, entre A y D de 40 m ?
- 10- Para una altura de presión en D igual a 30 m . (a) Calcular la potencia comunicada a la turbina DE. (b) Si se instala la tubería indicada a trazos en la figura 4.68 (600 mm de

diámetro y 900 m de longitud). ¿qué potencia podrá comunicarse a la turbina si el caudal es de 540 l/s? $C_f=120$.

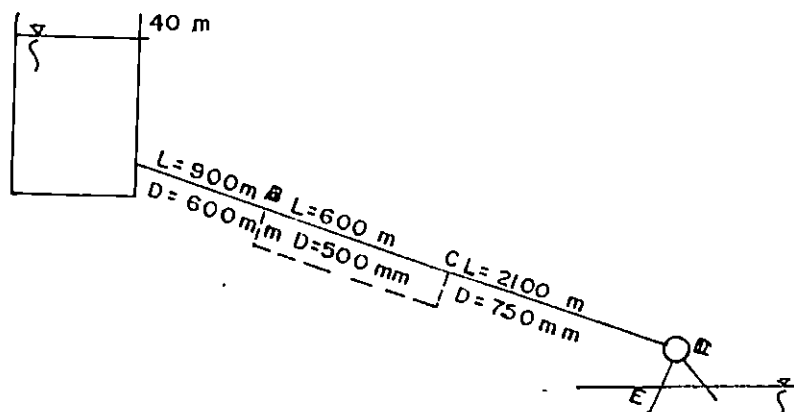


Figura 4.68

- 11- En el sistema de la figura 4.69 todas las tuberías son de hierro estirado y 50 mm de diámetro. El fluido es agua a 20°C. Si el caudal total es 0.01 m³/s, hallar la caída de presión p_1-p_2 . ¿Qué fracción de Q va por cada rama? Despreciar las pérdidas localizadas.

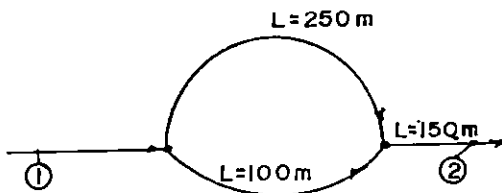


Figura 4.69

- 12- En el sistema de la figura 4.70 todos los tubos son de hormigón y con una rugosidad de 0.03 plg. Si el caudal total es 15 pie³/seg de agua a 20°C, calcular: (a) La caída de presión p_1-p_2 . (b) La forma en que el caudal se divide en las tres ramas.

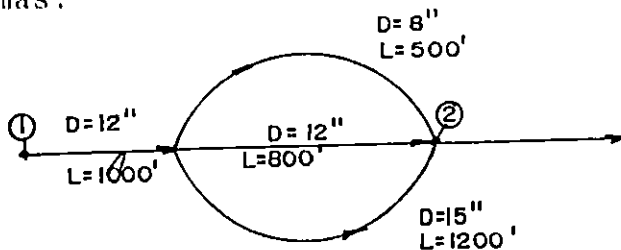


Figura 4.70

- 13- En la figura 4.71 todos los tubos son de hierro fundido y $p_1 = p_2 = 25 \text{ lbf/plg}^2$. Calcular el caudal total de agua a 20°C .

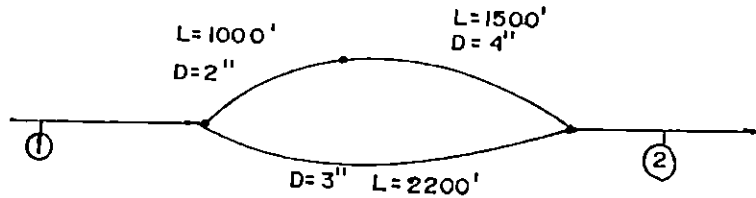


Figura 4.71

- 14- Los tres tubos de la figura 4.72 son de hierro fundido: $D_1=8 \text{ plg}$, $L_1=200 \text{ pies}$; $D_2=6 \text{ plg}$, $L_2=1000 \text{ pies}$; $D_3=9 \text{ plg}$, $L_3=1500 \text{ pies}$. Calcular el caudal en cada tubo si el fluido es agua a 20°C .

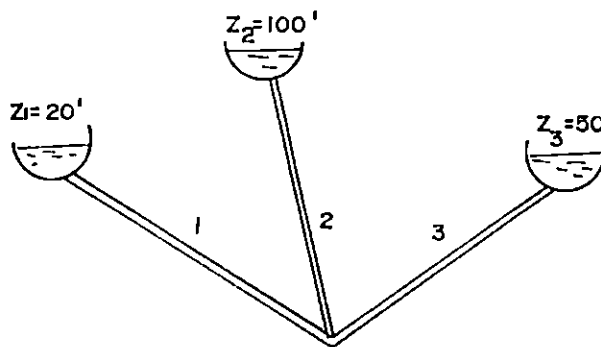


Figura 4.72

- 15- En la red de la figura 4.73 todos los tubos tienen un coeficiente de fricción de 0.02. La presión manométrica en A es 10 lbf/plg^2 . Calcular el caudal en todas las ramas y la presión en B, C y D. El fluido es agua a 20°C .

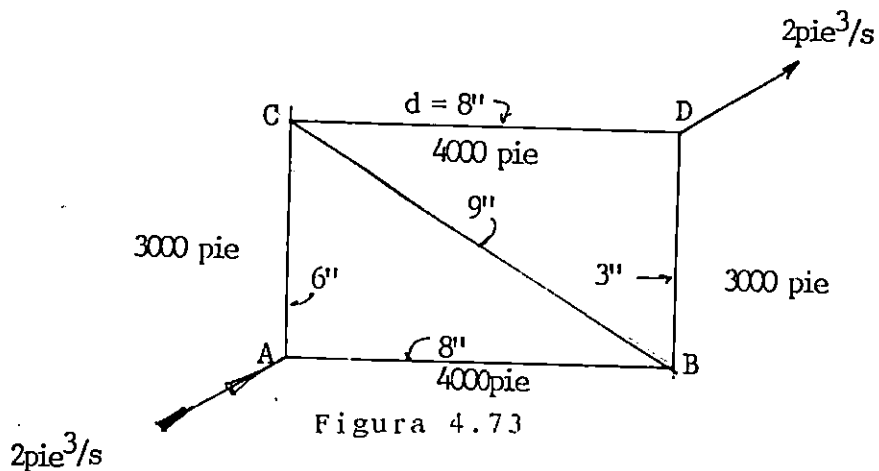


Figura 4.73

16- La presión manométrica en A es $P_A = 100 \text{ lbf/plg}^2$ y el fluido es agua a 20°C . Suponiendo que $f = 0.02$ en todos los tubos, calcular la presión en B, C y D y el caudal en todos los tubos.

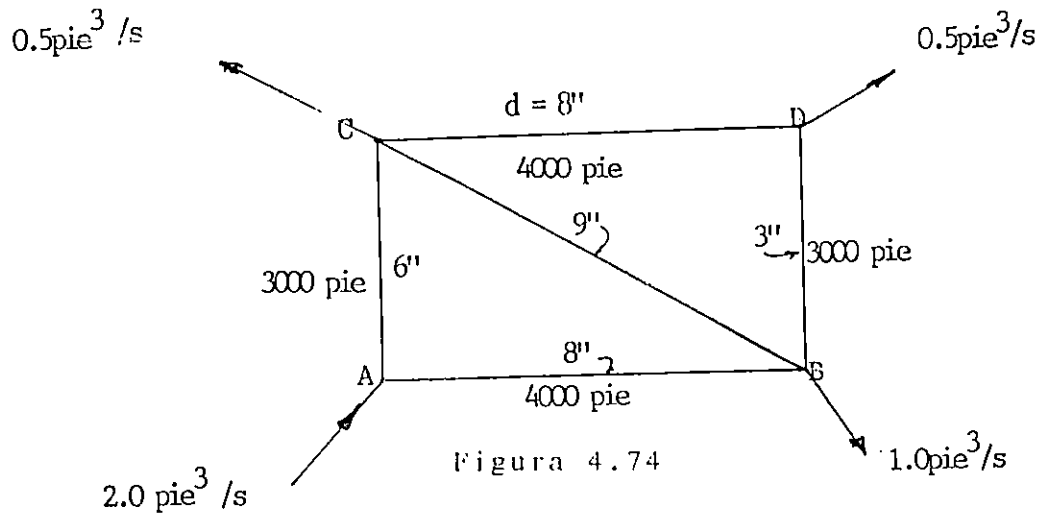


Figura 4.74

CAPITULO CINCO

CANALES

5.1 INTRODUCCION

Debido a la importancia que presenta, para un ingeniero civil, conocer el comportamiento de un flujo a través de un canal abierto, para la resolución de problemas de este tipo se ha dedicado un capítulo completo al tema de canales abiertos.

Se presentan conceptos básicos y generales, definiciones, características y clasificación de flujos, además de todas las ecuaciones deducidas para esto.

El estudiante deberá tener cuidado y considerar que esto es nada más una parte introductoria del tema y que existe información que contiene conceptos más complejos, para lo cual el estudiante deberá investigar en otras fuentes bibliográficas.

5.2 OBJETIVOS

Que el estudiante pueda:

- a) Explicar y aplicar las definiciones básicas relacionadas con los temas: flujo uniforme, flujo crítico, flujo gradualmente variado, flujo rápidamente variado y salto hidráulico.
- b) Explicar y aplicar los conceptos generales sobre el flujo en canales.
- c) Definir los tipos de flujos que se generan en el flujo de canales.
- d) Resolver ejemplos prácticos de los diferentes tipos de flujos mas frecuentes.
- e) Usar los gráficos y cuadros necesarios para la resolución de problemas de flujo en canales.
- f) Aplicar y fortalecer los conocimientos teóricos adquiridos mediante el desarrollo de laboratorios experimentales, con ayuda de la guía propuesta en este trabajo.
- g) Resolver problemas, que cubran todos los conceptos de este tipo de flujo, mediante la respectiva guía de discusión aquí propuesta.

5.3 CONCEPTOS GENERALES

5.3.1 DEFINICIONES

Canal abierto: es un conducto en el que el líquido fluye con una superficie sometida a la presión atmosférica. El flujo se origina debido a la pendiente del canal y de la superficie del líquido [8]. De acuerdo a su naturaleza los canales abiertos se clasifican en naturales (ríos naturales y arroyos) y artificiales (canaletas, alcantarillas, aliviaderos, zanjias de drenaje, acueductos, etc.); la sección transversal y la pendiente longitudinal pueden ser variables o permanecer constantes, según se requiera. De acuerdo con la sección transversal y la pendiente longitudinal, los canales abiertos se clasifican como prismáticos, si tienen una pendiente longitudinal uniforme y la sección transversal constante; y no prismáticos, si la sección transversal y la pendiente son variables.

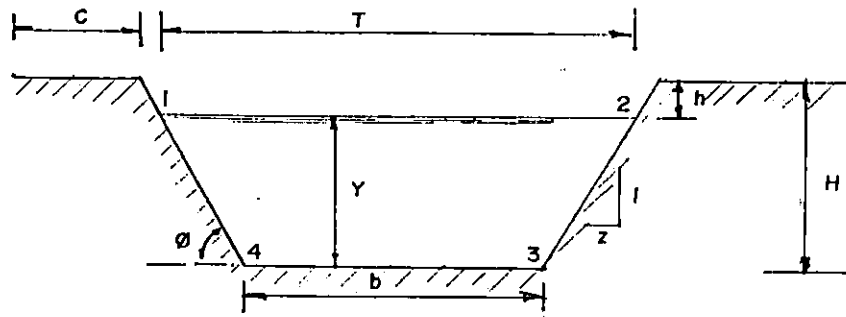


Figura 5.1: Sección transversal de un canal abierto

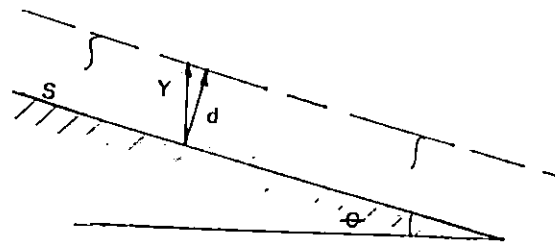


Figura 5.2: Sección longitudinal de un canal abierto.

- Radio Hidráulico (R_H): es también denominado profundidad media hidráulica y se define como la relación entre el área hidráulica y el perímetro mojado.

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad \text{Ec. 5.1 [11]}$$

- Diámetro hidráulico (D_H): es la relación de cuatro veces el área hidráulica entre el perímetro mojado.

[11]. Para áreas con talud, ver anexo 11-B.
- Área hidráulica (A): es el área de la sección transversal del canal, limitada por el perímetro mojado y la superficie libre de la lámina de agua, distancia 1-2, figura 5.1 [11].

- Ancho de la superficie libre "L": es el ancho superior de la lámina de agua, distancia 1-2, figura 5.1 [11].

[11].
- Perímetro mojado (P): es el ramo de límite sólido en contacto con el líquido, es decir, la distancia 1-4-3-2, fig. 5.1 en estudio, entre éstos se tienen:

- la sección transversal del canal puede variar a lo largo del recorrido del flujo, por lo que es necesario establecer los elementos geométricos correspondientes a la sección transversal

θ = ángulo de inclinación del canal respecto a la horizontal, figura 5.2.

$$S = \text{tg}\theta$$

S = pendiente longitudinal de la base del canal, fig. 5.2
 θ = ángulo de inclinación del talud con la horizontal.

la proyección vertical de la pared lateral.

z = relación entre la proyección horizontal y la unidad de

h = borda o borde libre

H = altura de la borda

c = corona de la borda

b = ancho de la base o plantilla

- Elementos geométricos de un canal abierto:

$$R_H = \frac{A}{P} \quad \text{Ec. 5.2 [11]}$$

También puede ser obtenida por medio de los nomogramas del anexo 11-A.

- Profundidad hidráulica (D): es la relación entre el área hidráulica (A) y el ancho de la superficie libre (T).

$$D = \frac{A}{T} \quad \text{Ec. 5.3 [11]}$$

- Profundidad de fuga o tirante hidráulico (Y): a veces se utiliza la palabra desnivel, ambos se refieren a la altura vertical del líquido en un canal. Comúnmente este término se aplica indistintamente a la profundidad de líquido perpendicular a la dirección del flujo (d), de figura 5.2.

$$Y = \frac{d}{\cos\theta} \quad \text{Ec. 5.4 [11]}$$

En la práctica, θ es pequeño, de modo que "Y" y "d" no se diferencian mucho, numéricamente.

- Factor de sección (Z): para cálculo de flujo uniforme, está dado por el producto del área mojada y el radio hidráulico elevado a los dos tercios:

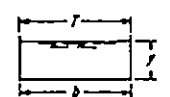
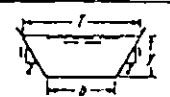

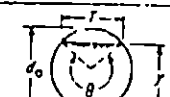
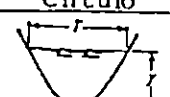
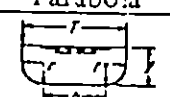

$$\text{Factor de sección para flujo uniforme} = AR_H^{2/3} \quad \text{Ec. 5.5 [10]}$$

Para flujo crítico, es el producto del área mojada por la raíz cuadrada de la profundidad hidráulica.

$$Z = A\sqrt{D} = \sqrt{\frac{A^3}{T}} \quad \text{Ec. 5.6 [10]}$$

Tabla 5.1 [10]

Elementos geométricos de las secciones del canal

Sección	Área A	Perímetro mojado P	Radio hidráulico R	Ancho superior T	Profundidad hidráulica D	Factor de la sección Z
 Rectángulo	by	$b + 2y$	$\frac{by}{b + 2y}$	b	y	$by^{1.48}$
 Trapezoide	$(b + ry)y$	$b + 2y \sqrt{1 + r^2}$	$\frac{(b + ry)y}{b + 2y \sqrt{1 + r^2}}$	$b + 2ry$	$\frac{(b + ry)y}{b + 2ry}$	$\frac{[(b + ry)y]^{1.48}}{\sqrt{b + 2ry}}$
 Triángulo	ry^2	$2y \sqrt{1 + r^2}$	$\frac{ry^2}{2 \sqrt{1 + r^2}}$	$2ry$	$\frac{2}{3}y$	$\frac{\sqrt{2}}{2} ry^{1.48}$
 Círculo	$\frac{1}{8}(\theta - \text{sen } \theta)d^3$	$\frac{1}{2}d\theta$	$\frac{1}{4} \left(1 - \frac{\text{sen } \theta}{\theta}\right) d$	$\frac{(\text{sen } \frac{\theta}{2})d}{2 \sqrt{1 - \frac{\text{sen } \theta}{\theta}}}$	$\frac{1}{4} \left(\frac{\theta - \text{sen } \theta}{\text{sen } \frac{\theta}{2}}\right) \frac{d}{2}$	$\frac{\sqrt{2} (\theta - \text{sen } \theta)^{1.48}}{32 (\text{sen } \frac{\theta}{2})^{0.48}} d^{1.48}$
 Parábola	$\frac{2}{3}Ty$	$T + \frac{2}{3} \frac{T^2}{P}$	$\frac{2T^2y}{3T^2 + 3y^2}$	$\frac{3T}{2y}$	$\frac{2}{3}y$	$\frac{2}{3} \sqrt{8} Ty^{1.48}$
 Rectángulo con ángulos redondeados	$\left(\frac{\pi}{2} - 2\right)r^2 + (b + 2r)y$	$(\pi - 2)r + b + 2y$	$\frac{(\pi/2 - 2)r^2 + (b + 2r)y}{(\pi - 2)r + b + 2y}$	$b + 2r$	$\frac{(\pi/2 - 2)r^2}{b + 2r} + y$	$\frac{[(\pi/2 - 2)r^2 + (b + 2r)y]^{1.48}}{\sqrt{b + 2r}}$
 Triángulo con fondo redondeado	$\frac{T^2}{4r} - \frac{r^3}{8} (1 - r \cot^{-1} r)$	$\frac{T}{r} \sqrt{1 + r^2} - \frac{2r}{2} (1 - r \cot^{-1} r)$	$\frac{A}{P}$	$2x(y - r) + r \sqrt{1 + r^2}$	$\frac{A}{T}$	$A \sqrt{\frac{A}{T}}$

* Aproximación satisfactoria para el intervalo $0 < x \leq 1$, donde $x = 4y/T$. Cuando $x > 1$, use la expresión exacta.
 $P = (T/2) [\sqrt{1 + x^2} + 1/x \ln(x + \sqrt{1 + x^2})]$.

5.3.2 DISTRIBUCION DE VELOCIDADES

La distribución de velocidades en un canal abierto se ve afectada por su geometría, naturaleza, rugosidad, curvas y por la superficie libre, que se ve afectada por fenómenos tales como la tensión superficial, el oleaje, presión atmosférica y otros. El efecto del viento sobre la distribución no es tan decisivo como parecería. La distribución de velocidades es muy irregular en los canales de sección variables, sobre todo en los arroyos naturales. Comúnmente la velocidad puede ser más alta en los puntos menos afectados por los límites sólidos y la superficie libre. En la figura 5.3 se muestran algunos perfiles representativos de velocidades en un plano vertical. Los experimentos han demostrado que la velocidad máxima en una sección recta, en un canal abierto, se produce en un punto situado por debajo de la superficie del agua. Con frecuencia la velocidad máxima no se presenta en el centro.

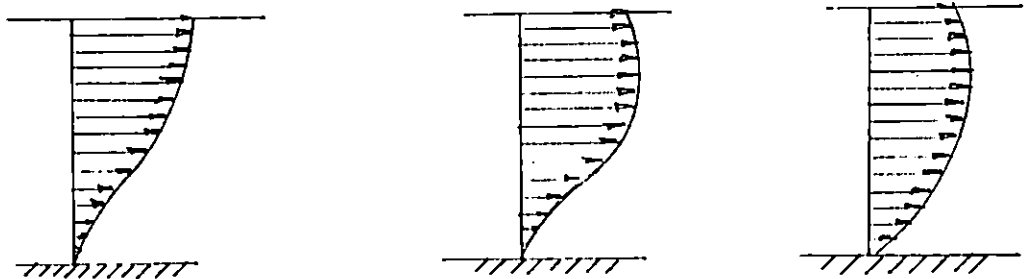


Figura N° 5.3:Perfiles de verticales de velocidad en canales abiertos

Algunas mediciones indican que la profundidad de la velocidad máxima aumenta al hacerlo la profundidad de la corriente. El filete de velocidad máxima se encuentra muy cerca de la superficie en las corrientes poco profundas con lechos ásperos. En algunos canales, la distribución vertical de velocidades se aproxima a una parábola cuyo eje es

horizontal y pasa por el punto de velocidad máxima. La distribución de velocidad se puede representar por medio de contorno de velocidades o líneas de velocidades iguales (isotacas), como se muestra en la figura 5.4. Los perfiles son bastante complejos, es típico que la velocidad máxima se presenta en el plano central aproximadamente de un 5% a 20%..25% por debajo de la superficie libre.

En canales muy anchos y poco profundos la velocidad máxima se presenta cerca de la superficie, y el perfil de velocidades es aproximadamente logarítmico desde la base de la superficie libre.

En canales circulares hay movimientos secundarios similares a los que ocurren en conductos cerrados. Si el canal tiene curvas o meandros, los movimientos secundarios se intensifican a causa de los efectos centrífugos, apareciendo velocidades superficiales y próximas a la superficie más altas cerca del borde exterior del codo [6]. En cambio, por la zona cercana al fondo, el rozamiento contribuye a reducir las velocidades.

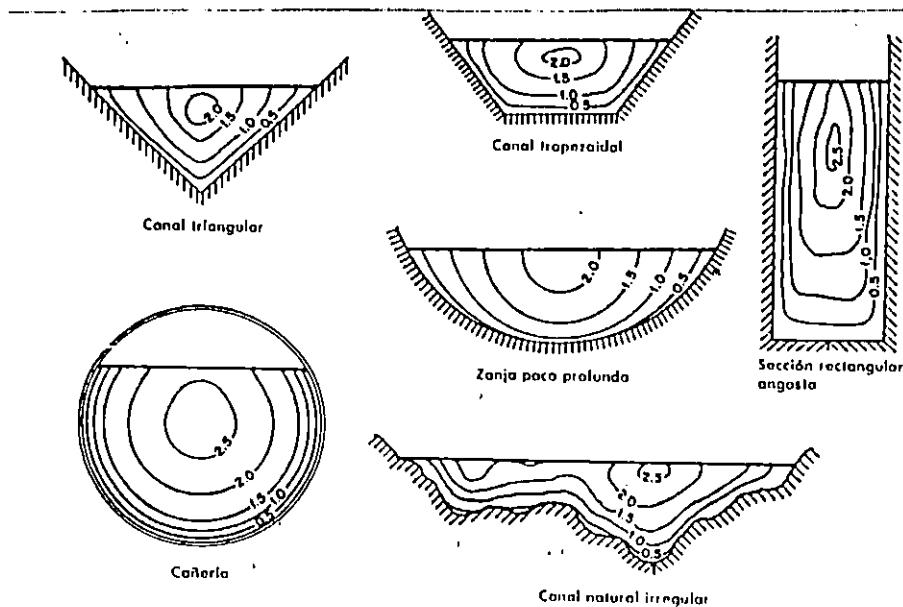


Figura 5.4: Líneas de velocidad constante típica para el flujo en canales abiertos rectos.

Como una posible aproximación, para obtener la velocidad promedio (V_m) a lo largo de la línea vertical se mide la velocidad a 0.6 del tirante; un método más confiable es tomar el promedio de las velocidades a 0.2 y 0.8 del tirante [1].

$$V_m = \frac{V_{0.2} + V_{0.8}}{2} \quad \text{Ec. 5.7 [1]}$$

a) Coefficientes de distribución de velocidades

Debido a que la distribución de velocidades sobre la sección de un canal no es uniforme, la carga de velocidades del escurrimiento de un canal abierto es, generalmente, más grande que el valor calculado por la expresión $V^2/2g$, con V como velocidad media. Cuando se utiliza el principio de la energía en el cálculo, la verdadera carga de velocidad se puede expresar como $\alpha V^2/2g$, donde α es denominado coeficiente de energía o coeficiente de Coriolis. Según resultados obtenidos experimentalmente α varía desde 1.03 a 1.36, para canales prismáticos ligeramente rectos. El valor de α es mayor para canales pequeños y más bajo para grandes corrientes de considerable profundidad.

La distribución no uniforme de velocidades también afecta el cálculo de momentum en flujo de canales abiertos. Partiendo del principio de la mecánica, el momentum del fluido pasando a través de la sección de un canal por unidad de tiempo se expresa por

$\beta \gamma QV/g$, donde β se conoce como el coeficiente del momentum o coeficiente Boussinesq. Donde γ es el peso unitario del agua. Q es el caudal y V es la velocidad media. Generalmente se supone que el valor de β , para canales prismáticos ligeramente rectos varía aproximadamente desde 1.01 a 1.12. Para propósitos prácticos, Kolupaila, propuso los siguientes valores para los coeficientes de distribución de velocidades [10]:

Tabla 5.2 [10]

CANALES	VALOR DE α			VALOR DE β		
	MIN	PROM	MAX	MIN	PROM	MAX
Regulares, canaletas, vertederos	1.10	1.15	1.20	1.03	1.05	1.07
Cemento naturales y torrentes	1.15	1.30	1.50	1.05	1.10	1.17
Ríos bajo capa de hielo	1.20	1.50	2.00	1.07	1.17	1.33
Ríos en valles, crecidos	1.50	1.75	2.00	1.17	1.25	1.33

- Determinación de los coeficientes de distribución de velocidades

Si se supone que ΔA sea un área elemental del área total mojada A , y W el peso unitario del agua, se tiene que el peso del agua que pasa por ΔA por unidad de tiempo con una velocidad V es $\gamma V \Delta A$. La energía cinética del agua que pasa por ΔA en la unidad de tiempo es $V^2 \Delta A / 2g$. Esto es equivalente al producto del peso $\gamma V \Delta A$ y la altura de velocidad $V^2 / 2g$, por lo que la energía cinética total para el área total mojada es igual $\sum \gamma V^3 \Delta A / 2g$.

Ahora, tomando el área total como A , la velocidad media como \bar{V} y la altura de velocidad corregida para el área total como $\alpha \bar{V}^2 / 2g$, la energía cinética total es $\alpha \gamma \bar{V}^3 / 2g$.

Iguando esta cantidad con $\sum \gamma V^3 \Delta A / 2g$ y reduciendo,

$$\alpha = \frac{\int v^3 dA}{(\bar{V})^3 A} \approx \frac{\sum v^3 \Delta A}{(\bar{V})^3 A} \quad \text{Ec. 5.8 [10]}$$

El momentum del agua pasando ΔA por unidad de tiempo es el producto de la masa $\gamma v \Delta A / g$ y la velocidad v , $\alpha \gamma v^2 \Delta A / g$. El momento total es $\sum \gamma v^2 \Delta A / g$ igualando esta cantidad con el momentum corregido para el área total, o $\beta \gamma \bar{V}^2 / g$ y reduciendo,

$$\beta = \frac{\int v^2 dA}{(\bar{V})^2 A} \approx \frac{\sum v^2 \Delta A}{(\bar{V})^2 A} \quad \text{Ec. 5.9 [10]}$$

O'Brien y Johnson usaron una solución gráfica de las fórmulas superiores, en la siguiente forma:

De las curvas de la distribución de velocidades medidas, se planimetra el área dentro de cada curva de igual velocidad.

Tomando la velocidad indicada para cada curva de igual velocidad como v , se construye una curva de v^3 contra la correspondientes área planimetrada. Es evidente que el área debajo de esta curva v^3 es la integral $\sum v^3 \Delta A$, la cual se puede obtener planimetrando otra vez. Similarmente los integrales $\sum v^2 \Delta A$ y $\sum v \Delta A$ pueden ser calculados. El integral $\sum v \Delta A$ dividido por A da V . Con estas cantidades calculados, las ecuaciones 5.8 y 5.9, se pueden resolver para determinar los coeficientes α y β :

$$\alpha = 1 + 3\epsilon^2 - 2\epsilon^3 \quad \text{Ec. 5.10 [10]}$$

$$\beta = 1 + \epsilon^2 \quad \text{Ec. 5.11 [10]}$$

$$\epsilon = (V_{\max}/\bar{V}) - 1 \quad \text{Ec. 5.12 [10]}$$

Donde V_{\max} = Velocidad máxima

\bar{V} = Velocidad media

b) Distribución de la presión en la sección de un canal

La presión en cualquier punto de una sección transversal del flujo en un canal de pendiente pequeña, se podrá medir por la altura de la columna de agua en un tubo piezométrico instalado en el punto, figura 5.5. Eliminando disturbios menores debido a la turbulencia, etc. es aparente que esta columna de agua debería alzarse desde el punto de medida hasta la línea de gradiente hidráulico o la superficie del agua. De modo que, la presión en cada punto de la sección, es directamente proporcional a la profundidad del punto debajo de la superficie libre e igual a la presión hidrostática correspondiente a esta profundidad. En otras palabras, la distribución de presión sobre la sección transversal del canal es la misma que la distribución de presión hidrostática; es decir, la distribución es lineal; y puede ser representada por la línea AB figura 5.5-a. Esto se conoce como ley hidrostática de la distribución de presión.

La aplicación de la ley hidrostática de la distribución de presión en la sección transversal de un canal es válida solamente si las líneas del flujo no tienen componentes de la aceleración en el plano de la sección transversal. Este tipo de flujo es conocido teóricamente como flujo paralelo, es decir, que las líneas de corrientes no tienen curvatura sustancial ni divergencia. Consecuentemente, no hay componentes apreciables de la aceleración normales a la dirección del flujo que podrían deformar la distribución hidrostática de la presión en la sección transversal de un flujo paralelo.

Si la curvatura de las líneas de corriente es notable el flujo se conoce como flujo curvilíneo. El efecto de la curvatura produce componentes apreciables de aceleración o fuerza centrífuga normales a la dirección del flujo. Así, la distribución de la presión sobre la sección se aparta de la hidrostática si ocurre flujo curvilíneo en el plano vertical.

El flujo curvilíneo puede ser convexo o cóncavo, figura 5.5 (b) y (c). En ambos casos, la distribución no lineal de presión se representa por BA' en vez de la distribución recta AB que podría ocurrir si el flujo fuera paralelo. Se supone que todas las líneas de corrientes son horizontales en la sección considerada. En el flujo cóncavo, las fuerzas centrífugas apuntan hacia abajo para reforzar la acción de la gravedad; así, la presión resultante es más grande que la presión hidrostática en el flujo paralelo. En flujo convexo las fuerzas centrífugas actúan hacia arriba contra la acción de la gravedad; por lo tanto, la presión resultante es menor que la presión hidrostática resultante de un flujo paralelo.

Similarmente, cuando las divergencias de las líneas de corriente es suficientemente grande para desarrollar componentes apreciables de la aceleración normales al flujo, la distribución hidrostática de la presión será en consecuencia, afectada,

teniendo que ser corregida mediante el coeficiente de presión α' :

$$\alpha' = \frac{1}{QY} \int_0^A h_v dA = 1 + \frac{1}{QY} \int_0^A C v dA \quad \text{Ec. 5.13 [10]}$$

$$h = h_s + C$$

$$\text{donde } C = \frac{dv^2}{gr} \quad \text{Ec. 5.14 [10]}$$

r : Radio de curvatura del fondo

d : Profundidad del flujo

v : Velocidad media del flujo

Q : Descarga total

Y : Profundidad del flujo

$\alpha > 1$ para flujo cóncavo

$\alpha < 1$ para flujo convexo

$\alpha = 1$ para flujo paralelo

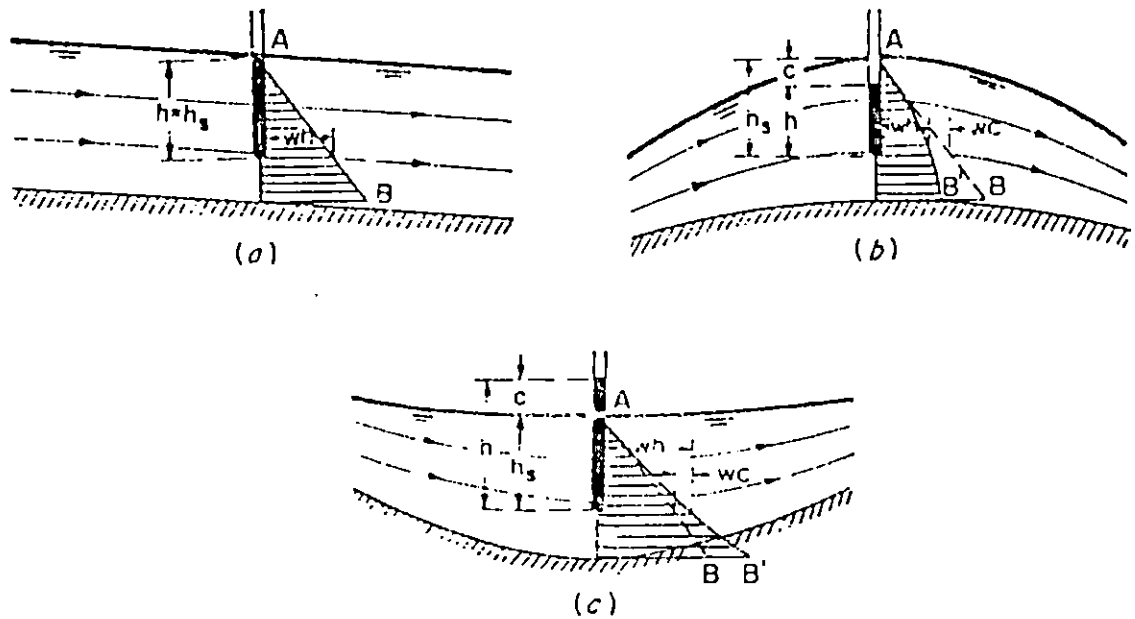


Figura 5.5: La distribución de presión en canales rectos y curvos de pendiente pequeña y horizontal en la sección en consideración. h = altura piezométrica, h_s = altura hidrostática y C = corrección de la altura de presión debido a la curvatura. (a) Flujo paralelo; (b) flujo convexo; (c) flujo cóncavo [10]

5.3.3 CLASIFICACION DE FLUJOS

1- Según el efecto de la viscosidad.

Para canales el número de Reynolds. viene dado por:

$$R_e = \frac{4VR_H}{\nu} \quad \text{Ec. 5.15 [1]}$$

Donde: V = Velocidad del flujo

R_H = Radio hidráulico

ν = Viscosidad cinemática

Si $R < 500$ el flujo es laminar

Si $600 \leq R < 2000$ el flujo es de transición

Si $R > 2000$ el flujo es turbulento

2- Según la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de gravedad (Número de Froude).

Para canales, el número de Froude esta dado por:

$$F = \frac{V}{\sqrt{gD}} \quad \text{Ec. 5.16 [1]}$$

Donde: D = Profundidad hidráulica

V = Velocidad media del flujo

g = Aceleración de la gravedad

Si $F < 1$, el flujo es tranquilo o subcrítico

Si $F = 1$, el flujo es crítico

Si $F > 1$, el flujo es rápido o supercrítico

3- Según el cambio de tirante de flujo en función del tiempo y el espacio.

- Flujo estacionario o permanente: se refiere a la condición según la cual las características del flujo en un punto no varían con el tiempo.

$$\frac{\partial v}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial y}{\partial t} = 0, \text{ etc.}$$

Para la resolución de problemas en las que se considera flujo permanente, el caudal es constante a lo largo del

canal, por lo que es aplicable la ecuación de continuidad [8].

$$Q = A \cdot v$$

- Flujo no permanente: es aquel en el cual el tirante en un punto cambia respecto al tiempo.

- Flujo uniforme: en éste la profundidad, la velocidad y la sección transversal permanecen constantes, en una longitud dada del canal.

$$\frac{\partial Y}{\partial t} = 0; \frac{\partial V}{\partial t} = 0, \text{ etc. [8]}$$

En aplicación práctica, se considera un flujo uniforme promedio si la velocidad media no varía de una sección transversal a otra, aun cuando haya alguna perturbación de valores puntuales en la distribución de velocidades.

- Flujo no uniforme: ocurre cuando la profundidad del líquido varía a lo largo de la longitud del canal abierto, o sea,

$$\frac{\partial Y}{\partial l} \neq 0$$

Esta variación todavía no implica necesariamente que el flujo varía con el tiempo, sólo se considera en el espacio.

- Flujo uniforme a régimen permanente: se presenta en canales inclinados largos de sección constante en donde se ha alcanzado la velocidad terminal, es decir, donde la pérdida de carga debida al flujo turbulento es suministrada por la reducción en la energía potencial debida a la disminución uniforme en la elevación del fondo de el canal. El tirante de un flujo uniforme en régimen permanente recibe el nombre de tirante normal. En el flujo uniforme en régimen permanente la descarga es constante, y el tirante es constante en todo el canal.

- Flujo no uniforme a régimen permanente: ocurre en cualquier canal irregular en donde la descarga no varía con el tiempo. También se presenta en canales regulares cuando el tirante, y por tanto la velocidad promedio, cambian de una sección transversal a otra, manteniendo constante el caudal. En estos casos hay variación del área de la sección transversal.

- Flujo uniforme en régimen no permanente: rara vez ocurre en flujo en canales abiertos.

- El flujo no uniforme en régimen no permanente ocurre a menudo pero es difícil de analizar. El movimiento ondulatorio es un ejemplo de este tipo de flujo y su análisis es muy complejo si se consideran los efectos de la fricción.

- Flujo variado: la profundidad cambia a lo largo del canal. Puede ser permanente o no permanente [1].

a) Flujo gradualmente variado: es aquél en el que ocurren cambios graduales en el tirante o en la sección transversal [1].

b) Flujo rápidamente variado: hay cambios bruscos en el tirante o la sección transversal en tramos relativamente cortos [1].

5.4 FLUJO PERMANENTE UNIFORME

5.4.1 CONCEPTOS DE RUGOSIDAD

La mayoría de canales abiertos son relativamente grandes si se comparan con las tuberías y tienen superficies más ásperas que los de estas últimas. Los efectos de las asperezas resultan predominantes. Para un flujo incompresible en régimen permanente uniforme, el coeficiente C de Chézy, para las aplicaciones habituales depende, en gran parte, de la naturaleza de la superficie y de la sección transversal del canal.

La velocidad media del flujo del canal depende del coeficiente C y está dada por; la fórmula de Chezy.

$$V = C \sqrt{R_H S} \quad \text{Ec. 5.17 [6]}$$

a) Cálculo del factor de resistencia de Chézy "C"

A continuación se dan tres fórmulas importantes para determinar el coeficiente C de Chézy.

1- Fórmula de Ganguillet y Kutter

Esta fórmula fue publicada en el año 1869 por dos ingenieros suizos Ganguillet y Kutter, el valor de C es dado en términos de la pendiente S, radio hidráulico R_H , y el coeficiente de rugosidad n (conocido específicamente como n de Kutter, tabla 5.3)

$$C = \frac{23 + \frac{0.00155}{S} + \frac{1}{n}}{1 + \left(23 + \frac{0.00155}{S}\right) \frac{n}{\sqrt{R_H}}} \quad (\text{Sistema métrico}) \quad \text{Ec. 5.18 [10]}$$

$$C = \frac{41.65 + \frac{0.00281}{S} + \frac{1.811}{n}}{1 + \left(41.65 + \frac{0.00281}{S}\right) \frac{n}{\sqrt{R_H}}} \quad (\text{Sistema inglés}) \quad \text{Ec. 5.19 [10]}$$

Tabla 5.3

Valores de n de Kutter para diferentes canales [10].

TIPO DE REVESTIMIENTO	n
- Mampostería de piedra en bruto	0.020
- Mampostería de ladrillo	0.012-0.015
- Concreto	0.010-0.014
- Tierra	0.025-0.035
- Madera cepillada	0.011
- Barro vitrificado	0.013
- Tubería de hierro fundido	0.012
- Tubería de asbesto cemento	0.011
- Tubería de acero soldado	0.011
- Corriente natural y limpia de bordes rectos	0.025-0.033
- Corriente natural, limpia, con forma de S	0.033-0.045
- Ríos con hierbas o charcos profundos	0.050-0.080

La fórmula de Ganguillet y Kutter, a pesar de tener una forma complicada, produce usualmente resultados satisfactorios. Ha sido tan ampliamente usada que para evitar la solución directa de ésta, se han elaborado cuadros y cartas de uso práctico, figura 5.6.

Donde m es el coeficiente de rugosidad propuesto por Bazin,

$$C = \frac{1.49}{1.49 + \frac{m}{\sqrt{R_H}}} \quad (\text{Sistema Inglés}) \quad \text{Ec. 5.21 [10]}$$

$$C = \frac{1.49}{1.49 + \frac{m}{\sqrt{R_H}}} \quad (\text{Sistema Métrico}) \quad \text{Ec. 5.20 [10]}$$

R_H y n de S.

de acuerdo a la cual, el C de Chézy es considerado en función de En 1897, el hidráulico francés H. Bazin propuso una fórmula

2- Fórmula de Bazin

Para encontrar C cuando R, S y n son dados: una línea recta desde R sobre el eje de las abscisas hasta el punto donde la curva pendiente S intersecta la línea n indicará sobre el eje de las ordenadas el valor de C. Para encontrar R cuando C, S y n son dados: una línea recta desde C sobre el eje de las abscisas hasta el punto donde la curva pendiente S intersecta la línea n indicará sobre el eje de las ordenadas el valor de R. Para encontrar S cuando C, R y n son dados: una línea recta desde R sobre el eje de las abscisas hasta el punto donde la curva pendiente S intersecta la línea n indicará sobre el eje de las ordenadas el valor de S. Para encontrar n cuando C, R y S son dados: una línea recta desde C sobre el eje de las abscisas hasta el punto donde la curva pendiente S intersecta la línea n indicará sobre el eje de las ordenadas el valor de n.

Figura 5.6: Solución gráfica de la fórmula S.K.

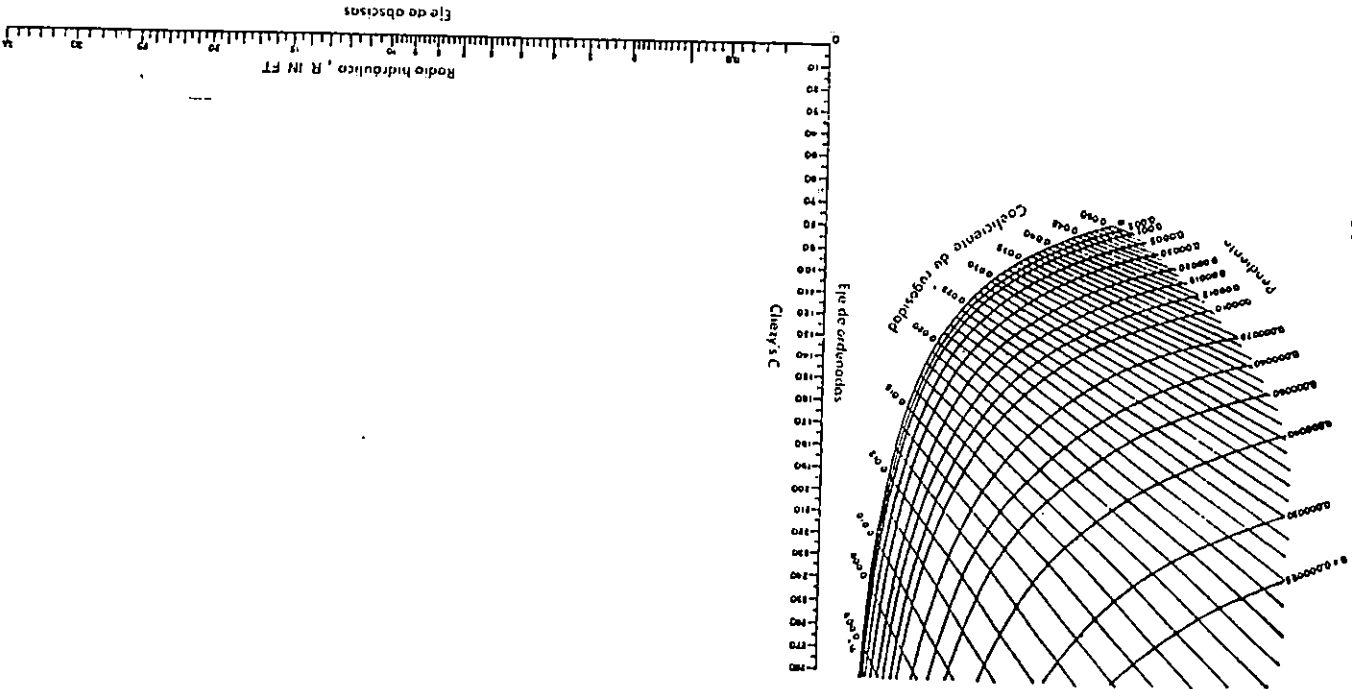


Tabla 5.4

VALORES DE "m" PARA CANALES [10]

TIPO DE REVESTIMIENTO	S.M	S.I
- Cemento pulido y madera cepillada	0.06	0.11
- Madera no cepillada, alcantarilla de concreto o ladrillo	0.16	0.21
- Mampostería de piedra bruta	0.46	0.83
- Canales de tierra en perfectas condiciones	0.85	1.54
- Canales de tierra con paredes de hierba	1.75	3.17
- Canales de tierra en condiciones normales u ordinarios	1.30	2.36

La fórmula de Bazin fue desarrollada a partir de datos recopilados en experiencias en canales a escala, por lo que, su aplicación general es menos satisfactoria que la de la fórmula de Ganguillet y Kutter.

3- Fórmula de Powell

En 1950, Powell sugirió una fórmula logarítmica para la rugosidad de canales artificiales. Esta fórmula, es una función implícita de C, es

$$C = -42 \log\left(\frac{C}{4R} + \frac{\epsilon}{R_H}\right) \quad \text{Ec. 5.22 [10]}$$

Donde R_H = radio hidráulico

R = número de Reynolds

ϵ = medida de la rugosidad del canal (Tabla 5.5)

Tabla 5.5

VALORES TENTATIVOS DEL VALOR ϵ DE POWELL [10]

DESCRIPCION DEL CANAL	ϵ	
	NUEVO	VIEJO
- Superficie de cemento limpio	0.0002	0.0004
- Canales de placa irregulares	0.0010	0.0017
6- Canales revestidos de hormigón	0.004	0.0060
- Tierra, rectos y uniforme	0.04	
- Canales de tierra dragados	0.10	

Para canales rugosos, el flujo es generalmente tan turbulento que R se hace muy grande comparado con C ; por lo que la ecuación 5.22 se aproxima a la fórmula:

$$C = 42 \log\left(\frac{R}{\epsilon}\right) \quad \text{Ec. 5.23 [10]}$$

Para canales lisos, la rugosidad de la superficie puede ser tan ligera que ϵ se hace despreciable comparado con R ; entonces la fórmula 5.22 se aproxima a la forma

$$C = 42 \log\left(\frac{4R}{C}\right) \quad \text{Ec. 5.24 [10]}$$

Ya que C de Chézy se expresa implícitamente en la fórmula de Powell, la solución de la fórmula para C requiere un procedimiento de tanteo y error. La aplicación práctica de esta fórmula es limitada; ya que los valores de ϵ son aproximados y en muchas ocasiones no son los adecuados.

b- Fórmula de Manning

En el año 1889, el ingeniero irlandés Robert Manning, dio a conocer una fórmula muy complicada, que fue modificada mas tarde a la siguiente forma:

$$V = CR_H^{2/3} S^{1/2} \quad \text{Ec. 5.25 [10]}$$

Donde V es la velocidad media, C es un factor de resistencia de escurrimiento, R_H el radio hidráulico y S es la pendiente. Esta fue modificada posteriormente por otros y expresada en unidades métricas, quedando así:

$$V = \frac{1}{n} R_H^{2/3} S^{1/2} \quad \text{Ec. 5.26 [10]}$$

Más tarde, fue convertida en unidades inglesas resultando

$$V = \frac{1.49}{n} R_H^{2/3} S^{1/2} \quad \text{Ec. 5.27 [10]}$$

El coeficiente n se considera como un coeficiente de rugosidad absoluta, que depende únicamente de la rugosidad de la superficie, pero realmente depende de manera desconocida del tamaño y forma de la sección transversal del canal, por lo que "n" puede obtenerse a partir del coeficiente de fricción y el radio hidráulico.

$$n = 0.113 f^{1/2} R_H^{1/6} \quad \text{Ec. 5.28 [4]}$$

El coeficiente "n" también puede ser calculado a partir de la rugosidad de la pared " ϵ " (Tabla 5.6)

$$n \approx 0.0313 [\epsilon(\text{pie})]^{1/6} = 0.0382 [\epsilon(m)]^{1/6} \quad \text{Ec. 5.29 [11]}$$

Al utilizar la ecuación de Manning, para determinar la velocidad media, se debe hacer con cuidado ya que a pesar de ser sencilla y confiable, es una ecuación empírica no homogénea dimensionalmente. Esta falta de homogeneidad conduce al requisito de que "n" o las constantes de la ecuación deben tener dimensiones, y hace imposible establecer una base fundamentalmente correcta para determinar "n", si se introducen unidades para cada término de la ecuación 5.27. La pendiente, por ser una tangente, es adimensional y aparece como {1}, por lo que las únicas dimensiones que aparecen son las del radio hidráulico, luego

$$\left\{ \frac{L}{T} \right\} = \left\{ \frac{1.49}{n} \right\} \{L^{2/3}\} \{1\}$$

Por lo que las dimensiones y unidades del resto de la ecuación, son:

$$\left\{ \frac{1.49}{n} \right\} = \left\{ \frac{L^{1/3}}{T} \right\} = \left[\frac{\text{pie}^{1/3}}{S} \right] \quad (\text{Sistema Inglés})$$

$$y \left\{ \frac{1.0}{n} \right\} = \left\{ \frac{L^{1/3}}{T} \right\} = \left[\frac{m^{1/3}}{S} \right] \quad (\text{Sistema Métrico})$$

En el uso práctico, a pesar de que n tiene dimensiones, se conserva su valor numérico al pasar de un sistema al otro, mediante el cambio de la constante en la fórmula de Manning.

El valor de n podrá ser tomado de la tabla 5.6

Tabla 5.1

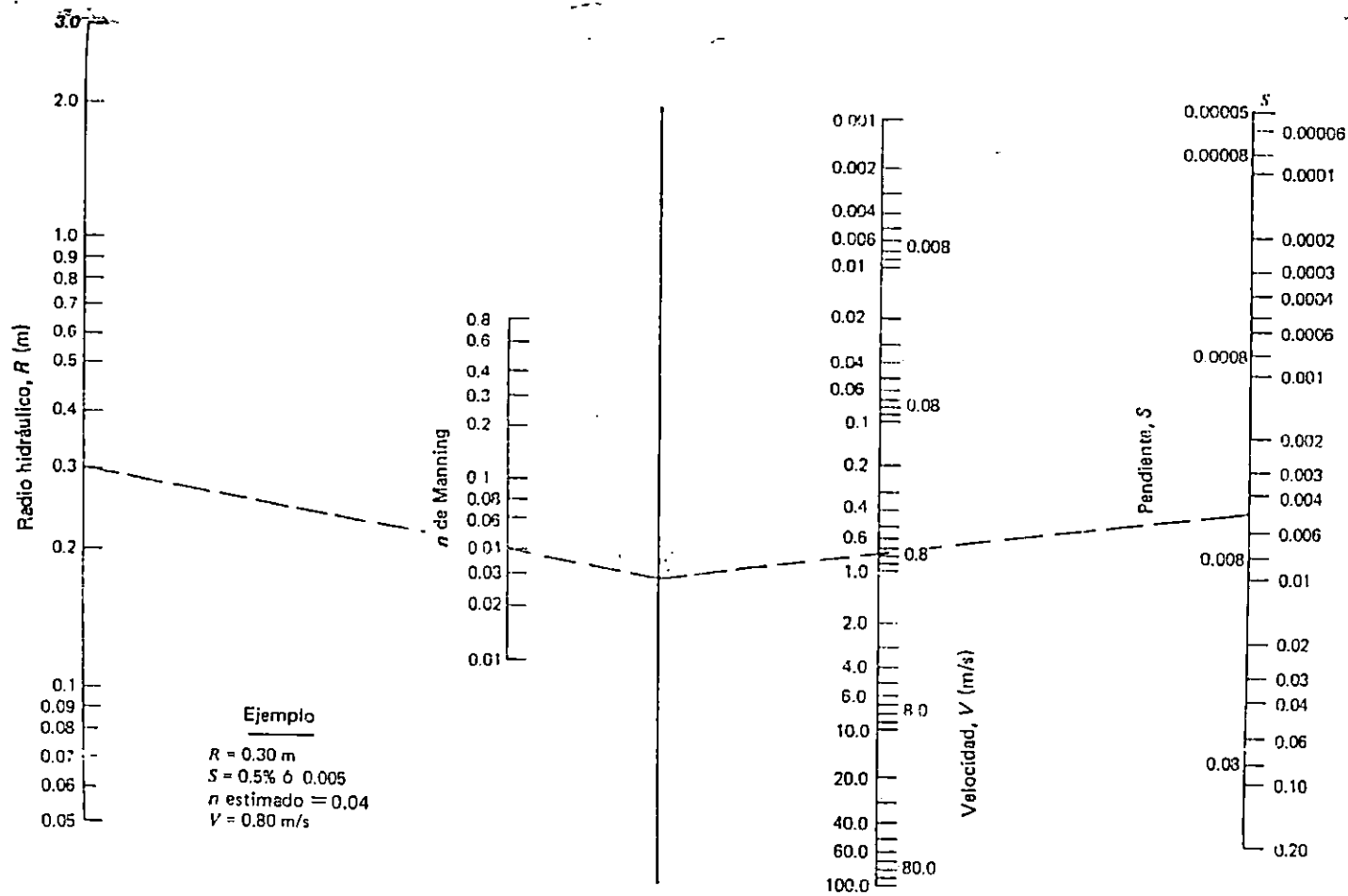
VALORES EXPERIMENTALES DEL FACTOR n DE MANNING* [10]

	n	Altura media de la rugosidad, ϵ	
		ft	mm
Canales artificiales:			
Vidrio	0.010±0.002	0.0011	0.3
Latón	0.011±0.002	0.0019	0.6
Acero, liso	0.012±0.002	0.0032	1.0
Pintado	0.014±0.003	0.0080	2.4
Corrugado	0.015±0.002	0.012	3.7
Hierro fundido	0.013±0.003	0.0051	1.6
Cemento, pulido	0.012±0.002	0.0032	1.0
No pulido	0.014±0.002	0.0080	2.4
Madera cepillada	0.012±0.002	0.0032	1.0
Teja de arcilla	0.014±0.003	0.0080	2.4
Enladrillado	0.015±0.002	0.012	3.7
Asfáltico	0.016±0.003	0.018	5.4
Metal ondulado	0.022±0.005	0.12	37
Mampostería de cascotes	0.025±0.005	0.26	80
Canales excavados en la tierra:			
Limpio	0.022±0.004	0.12	37
Con guijarros	0.025±0.005	0.26	80
Con maleza	0.030±0.005	0.4	240
Pedregoso, cantos rodados	0.035±0.01	1.5	500
Canales naturales:			
Limpios y rectos	0.030±0.005	0.8	240
Amplios, aljibes profundos	0.040±0.010	3	900
Grandes ríos	0.035±0.010	1.5	500
Zonas inundadas:			
Terreno de pastos, labranza	0.035±0.010	1.5	500
Poco maleza	0.05±0.02	6	2000
Mucha maleza	0.075±0.025	15	5000
Arboles	0.15±0.05	?	?

* Para canales con radios hidráulicos mayores de 10 pies el factor de rugosidad de Manning debe incrementarse de 10% a 15%

Para cálculos más precisos podrá ser utilizado el valor de n , del anexo 10.

La ecuación de Manning también puede ser resuelta a partir del nomograma de la figura 5.7



Nomograma de la ecuación de Chézy-Manning.

Figura 5.7: Nomograma de la ecuación Chézy-Manning [11]

5.4.2 CALCULOS PARA FLUJO UNIFORME

La descarga de un flujo uniforme en un canal se puede expresar como el producto de la velocidad y el área hidráulica.

$$Q = VA = C.A.R^x.S^y. = KS^y \quad \text{Ec. 5.30 [10]}$$

Donde $K = C.A.R_H^x$

El término K es conocido como el transporte de la sección del canal: es una medida de la capacidad de transporte de la sección del canal, ya que es directamente proporcional a Q.

Cuando se utiliza ya sea la fórmula de Chézy o la de Manning, como fórmula de flujo uniforme, es decir, cuando $Y = 1/2$, la descarga está dada por:

$$Q = K\sqrt{S} \quad \text{Ec. 5.31 [10]} \quad \text{luego}$$

$$K = \frac{Q}{\sqrt{S}} \quad \text{Ec. 5.32 [10]}$$

Si se utiliza la ecuación de Chézy se tiene

$$K = C.A.R_H^{1/2}$$

Según la ecuación de Manning

$$K = \frac{1}{n}AR_H^{2/3} \quad (\text{Sistema métrico}) \quad \text{Ec. 5.33 [10]}$$

$$K = \frac{1.49}{n}AR_H^{2/3} \quad (\text{Sistema inglés}) \quad \text{Ec. 5.34 [10]}$$

Las ecuaciones anteriores son usadas para calcular el transporte cuando la geometría del área mojada y el factor de resistencia o coeficiente de rugosidad son dados. Ya que la fórmula de Manning es utilizada extensamente la mayoría de las discusiones y cálculos siguientes estarán basados en las ecuaciones 5.31, 5.33 ó 5.34.

a- Factor de la sección para cálculos de flujo uniforme

La expresión $AR_H^{2/3}$ se ha llamado el factor de sección para cálculos de flujo uniforme: es un elemento importante en el cálculo del flujo uniforme. Este factor puede ser expresado como:

$$AR_H^{2/3} = \frac{nK}{1.49} = \frac{nQ}{1.49\sqrt{S}} \quad (\text{Sistema inglés}) \quad \text{Ec. 5.35 [11]}$$

$$AR_H^{2/3} = n.K. = \frac{nQ}{\sqrt{S}} \quad (\text{Sistema métrico}) \quad \text{Ec. 5.36 [10]}$$

Donde :

$$\frac{nQ}{1.49\sqrt{S}} = \text{factor hidráulico, en sistema inglés}$$

$$\frac{nQ}{\sqrt{S}} = \text{factor hidráulico, en sistema métrico}$$

El factor hidráulico contiene a la derecha los valores de n , Q y S ; pero analizando la expresión de la izquierda, el factor de la sección para flujo uniforme depende solamente de la geometría del área mojada, por lo que existe sólo una profundidad posible para mantener un flujo uniforme; esta profundidad es la profundidad normal. Cuando n y S son conocidos en una sección del canal, se deduce de las ecuaciones 5.31 y 5.33 ó 5.34 que puede haber sólo una descarga Q para mantener un flujo uniforme a través de la sección, suponiendo que $AR_H^{2/3}$ siempre aumenta con el aumento de la profundidad. Esta descarga es la descarga normal.

Cuando la descarga, pendiente, y rugosidad son conocidas, la ecuación da el factor de sección $A_n R_n^{2/3}$ y de aquí, la profundidad normal Y_n . Por otra parte, cuando n , S y la profundidad, es decir el factor de sección son dados, el caudal normal Q_n puede ser calculado de la ecuación 5.35 en la siguiente forma:

$$Q = \frac{1.49}{n} AR_H^{2/3} S^{1/2} \quad (\text{Sistema inglés}) \quad \text{Ec. 5.37 [10]}$$

$$Q = \frac{1}{n} AR_H^{2/3} S^{1/2} \quad (\text{Sistema métrico}) \quad \text{Ec. 5.38 [10]}$$

Para simplificar los cálculos, existen curvas adimensionales que muestran la relación entre la profundidad y el factor de sección $AR_H^{2/3}$ (figura 5.11). Han sido trazadas para secciones de canal rectangular, trapezoidal y circular [10].

Ejemplo 5.1

Un canal rectangular de hierro fundido tiene 6 m de ancho y una pendiente de 0.0001. Calcúlese la profundidad del flujo uniforme en este canal, cuando el caudal es 10 m³/s.

Solución:

Datos

$$T = 6 \text{ m}$$

$$Q = 10 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S = 0.0001$$

$$n = 0.013 \text{ (tabla 5.6)}$$

Para flujo uniforme: $Q = A \cdot V$

$$\text{Según Manning} \quad Q = A \frac{1}{n} R_H^{2/3} S^{1/2} \quad (1)$$

$$A = 6Y \text{ m}^2$$

$$P = 6 + 2Y \text{ m}$$

$$R_H = \frac{6Y}{6 + 2Y} \text{ m}$$

Sustituyendo en (1)

$$10 = 6Y \left(\frac{1}{0.013} \right) \left(\frac{6Y}{6+2Y} \right)^{2/3} (0.0001)^{1/2}$$
$$2.17 = Y \left(\frac{6Y}{6+2Y} \right)^{2/3}$$

Resolviendo por tanteos, se tiene:

$$Y = 1.94 \text{ m}$$

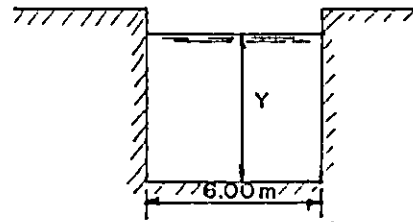


Figura 5.8

Ejemplo 5.2

Un conducto circular recubierto de ladrillos, de 5 pies (1.52 m) de diámetro, tiene una pendiente de 0.001. Calcúlese el caudal para un flujo estacionario y uniforme si el ducto fluye hasta la mitad.

Solución:

Datos: Diámetro = 5 pies

$$S = 0.001$$

$$n = 0.015 \text{ (tabla 5.6)}$$

$$A = 9.82 \text{ pie}^2$$

$$P = 2.5\pi$$

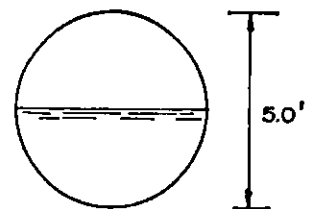


Figura 5.9

$$R_H = \frac{A}{P}$$

$$R_H = \frac{9.82 \text{ pie}^2}{2.5 \pi \text{ pie}} = 1.17 \text{ pie}$$

$$Q = \frac{1.49}{n} R_H^{2/3} S^{1/2} A$$

$$Q = \frac{1.49}{n} R_H^{2/3} S^{1/2} A$$

$$Q = \frac{1.49}{0.015} (1.17 \text{ pie})^{2/3} (0.001)^{1/2} (9.82 \text{ pie}^2)$$

$$Q = 34.25 \text{ pie}^3/\text{s}$$

b- Canales de sección compuesta

La sección transversal de un canal puede estar compuesta de varias subsecciones diferentes con cada subsección con diferente valor de rugosidad. En tal caso, la fórmula de Manning puede ser aplicable separadamente a cada subsección al determinar su velocidad media. Luego se pueden calcular las descargas de las otras subsecciones. La descarga total del canal es igual a la suma de estas descargas parciales. La velocidad media de la sección total del canal es igual a la descarga total dividida por el área total mojada.

Ejemplo 5.3

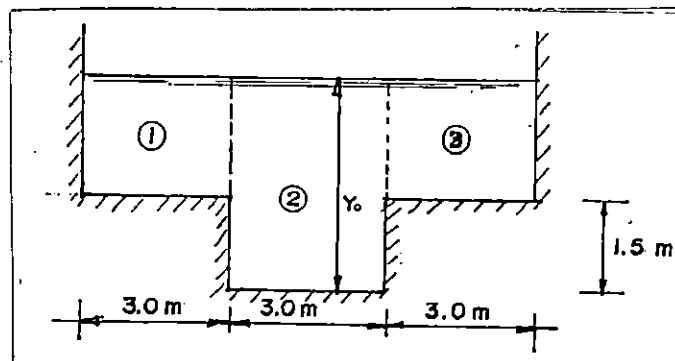


Figura 5.10

El canal de la figura 5.10 tiene un n de Manning de 0.017, 0.015 y 0.017, y una pendiente de 0.0009. Calcúlese la profundidad de flujo uniforme (Y_0) para un régimen de flujo de 34 m³/s.

Solución:

Subsección 1 y 3

$$V_{m1y3} = 1/n R_H^{2/3} S^{1/2}$$

$$R_{H_1} = R_{H_3} = \frac{3(Y_0 - 1.5)}{1.5 + Y_0}$$

$$V_{m1y3} = \frac{1}{0.017} \left(\frac{3(Y_0 - 1.5)^{2/3}}{1.5 + Y_0} \right) (0.0009)^{1/2}$$

$$V_{m1y3} = 3.67 \left(\frac{Y_0 - 1.5}{1.5 + Y_0} \right)^{2/3}$$

$$Q_{1y3} = 2 \left[3.67 \left(\frac{Y_0 - 1.5}{Y_0 + 1.5} \right)^{2/3} A_1 \right]$$

$$Q_{1y3} = 2 \left[3.67 \left(\frac{Y_0 - 1.5}{Y_0 + 1.5} \right)^{2/3} \cdot 3(Y_0 - 1.5) \right]$$

$$Q_{1y3} = 22.02 \frac{(Y_0 - 1.5)^{5/3}}{(Y_0 + 1.5)^{2/3}}$$

Sección 2

$$V_{m2} = \frac{1}{0.015} \left(\frac{Y_0}{2} \right)^{2/3} (0.0009)^{1/2} = 1.26 Y_0^{2/3}$$

$$Q_2 = 1.26 Y_0^{2/3} A_2 = 1.26 Y_0^{2/3} (3Y_0)$$

$$Q_2 = 3.78 Y_0^{5/3}$$

$$\text{Luego } Q_T = Q_{1y3} + Q_2$$

$$34 = 22.02 \frac{(Y_0 - 1.5)^{5/3}}{(Y_0 + 1.5)^{2/3}} + 3.78 Y_0^{5/3}$$

Por iteración $Y_0 \approx 2.8 \text{ m}$

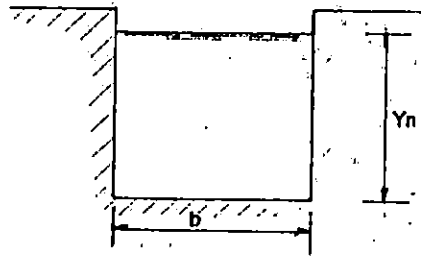
c- Determinación de la profundidad y de la velocidad

La profundidad normal y la velocidad pueden ser calculados por una fórmula de flujo uniforme. En los cálculos siguientes, la fórmula de Manning es usada con los siguientes métodos de solución

i- Método algebraico

Se aplica a canales de secciones geométricas simples. Las condiciones de flujo uniforme pueden ser determinadas con una solución algebraica.

Si se conocen los valores de Q, n y S, se emplea la ecuación 5.35 ó 5.36 y se sustituyen el área hidráulica y el radio hidráulico, en ésta.



$$A_H = bY_H$$

$$R_H = \frac{bY_H}{b + 2Y_H}$$

Figura 5.11

Luego se tiene que si: $\frac{nQ}{A_H} = R_H^{2/3} S^{1/2}$

$$\frac{nQ}{S^{1/2}} = R_H^{2/3} A_H$$

$$\frac{nQ}{S^{1/2}} = \frac{(bY_H)^{5/3}}{(b + 2Y_H)^{2/3}} \quad \text{Ec. 5.39 [10]}$$

La ecuación 5.39 podrá ser resuelta por tanteos para encontrar Y_H .

ii- Método gráfico

Para canales de sección transversal complicada y condiciones de flujo variable, una solución gráfica del problema en ocasiones es muy conveniente.

- Se construye una curva de Y contra el factor de sección $AR_H^{2/3}$ definido para flujo uniforme.
- Se calcula el valor de $nQ/1.49S^{1/2}$ (S.I) ó $nQ/S^{1/2}$ (S.M).
- Se lee de la gráfica $Y \rightarrow AR_H^{2/3}$ donde la coordenada de $AR_H^{2/3}$ igual al valor calculado de $nQ/1.49S^{1/2}$ ó $nQ/S^{1/2}$.
- Si la descarga cambia, se calculan nuevos valores de $nQ/1.49S^{1/2}$ y los correspondientes nuevas profundidades normales pueden ser encontradas en la misma curva [10].

Ejemplo 5.4

Un canal rectangular tiene 7.9 m de ancho y está cortado en la roca, para la que se supone n es 0.017. El gasto es de 22 m³/s. El canal se divide en tres secciones consecutivas con diferentes pendientes. En la primera sección $S_1 = 0.012$, en la segunda $S_2 = 0.05$, y en la última $S_3 = 0.006$. Determinar las tres profundidades normales Y_1, Y_2 e Y_3 .

Solución:

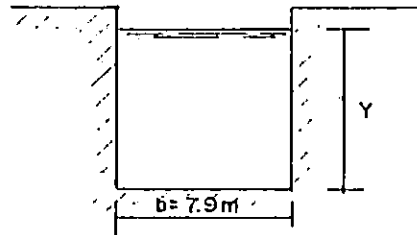


Figura 5.12

$$\frac{n \cdot Q}{S^{1/2}} = A h^{2/3}$$

$$\frac{n \cdot Q}{S^{1/2}} = 7.9 Y \left(\frac{7.9 Y}{2 Y + 7.9} \right)^{2/3} = K$$

Suponiendo diferentes valores de Y se tiene:

Y (m)	0.1	0.5	1.0	2.0	5.0
$K = \frac{n \cdot Q}{S^{1/2}}$	0.158	2.29	6.8	19.1	66.9

Al graficar los resultados se tiene:

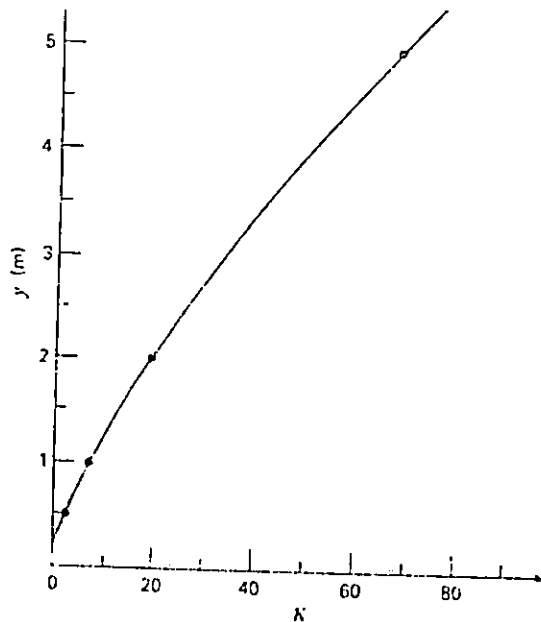


Figura 5.13

Los valores de K para las tres diferentes pendientes son:

$$K_1 = \frac{0.017(22)}{\sqrt{0.012}} = 3.41$$

$$K_2 = \frac{0.017(22)}{\sqrt{0.05}} = 1.67$$

$$K_3 = \frac{0.017(22)}{\sqrt{0.006}} = 4.82$$

Del gráfico de la figura 5.13, se tiene:

$$Y_1 = 0.6 \text{ m} , Y_2 = 0.35 \text{ m} \text{ e } Y_3 = 0.77 \text{ m}$$

iii- Metodo gráfico de diseño

El gráfico de diseño para determinar la profundidad normal, es el de la figura 5.15, [10] y anexo 11-C.

Ejemplo 5.5

Un canal trapezoidal con $b = 18$ pies, $z = 1.5$, $S_0 = 0.0015$ y $n = 0.020$, lleva un caudal de $370 \text{ pie}^3/\text{s}$. Calcular la profundidad normal y la velocidad.

Solución:

$$\frac{nQ}{1.49S^{1/2}} = AR_h^{2/3} = \frac{(0.020)(370 \text{ pie}^3/\text{s})}{1.49(0.0015)^{1/2}} = 128.2$$

$$\frac{AR_h^{2/3}}{b^{8/3}} = \frac{128.2}{(18)^{8/3}} = 0.058$$

Del gráfico de la figura 5.16

$$Y/b = 0.18$$

$$Y = 0.18(18) = 3.24 \text{ pies}$$

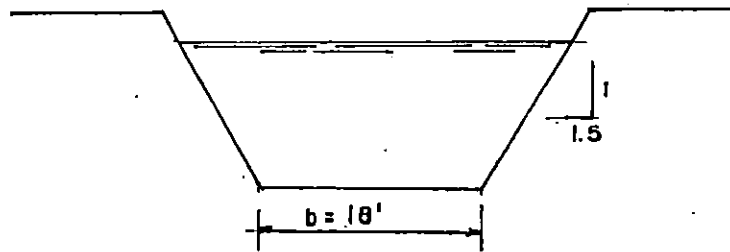


Figura 5.14

d- Cálculo de la pendiente normal

Cuando la descarga y rugosidad son dados, la fórmula de Manning puede ser usada para determinar la pendiente de un canal prismático en el cual el flujo es uniforme a una profundidad normal Y_n dada. La pendiente así determinada es llamada específicamente pendiente normal S_n .

e- Canales no erosionables

La mayoría de los canales terminados y construidos pueden resistir la erosión satisfactoriamente, por lo que se consideran no erosionables. Para su diseño se calculan las dimensiones del canal con una fórmula de flujo uniforme y entonces se deciden las dimensiones finales sobre la base de eficiencia hidráulica, o reglas empíricas de la sección óptima hidráulica, practicabilidad y economía. Los factores a ser considerados en el diseño son: la clase de material que forma el cuerpo del canal, el cual determina el coeficiente de rugosidad; la velocidad mínima permitida, para poder evitar depósitos si el agua lleva limo o desperdicios; la pendiente del fondo del canal y las pendientes laterales; la altura o borde libre; y la sección más eficiente, ya sea determinada hidráulicamente o empíricamente.

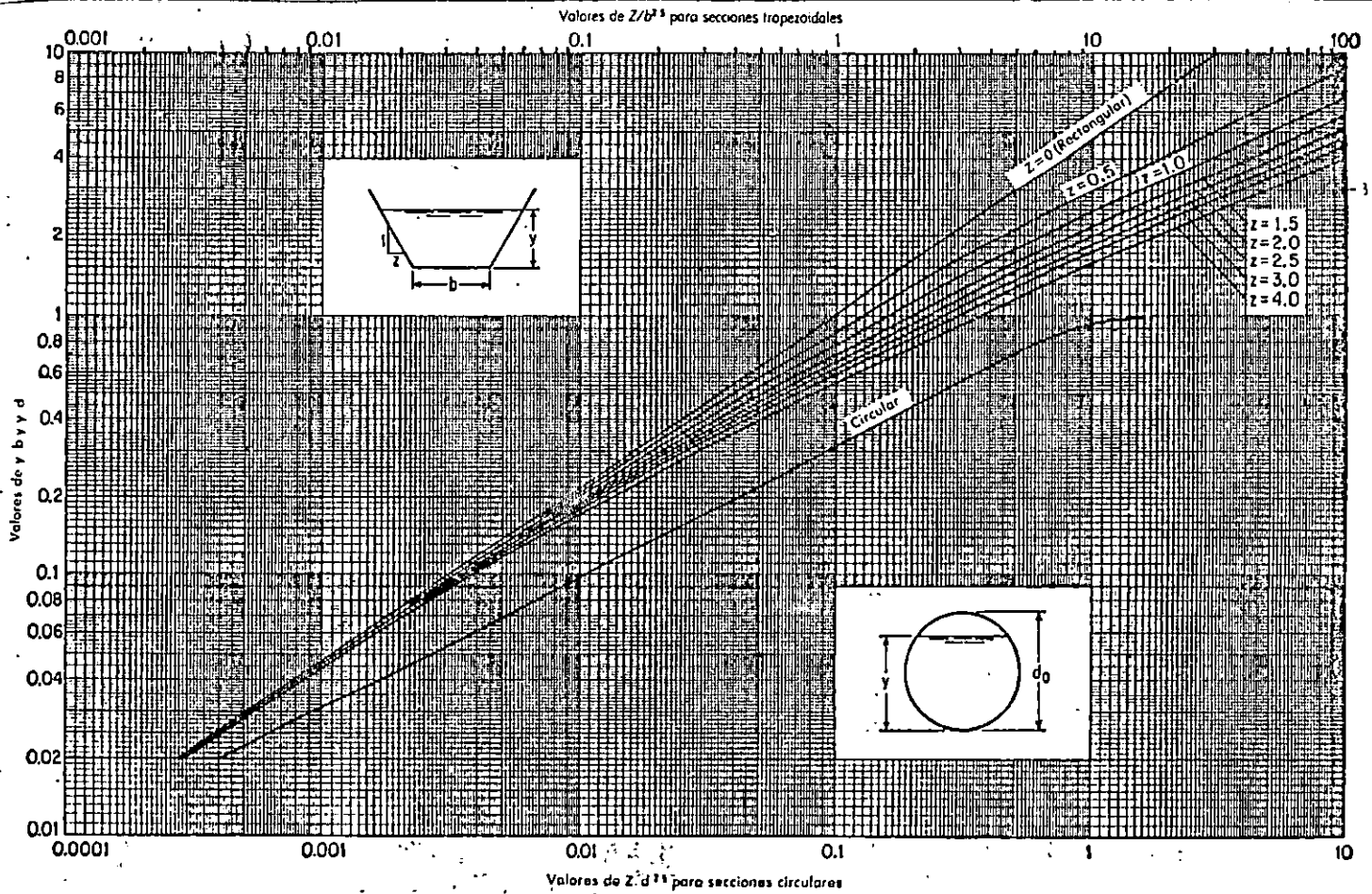


Figura 4-1. Curvas para determinar la profundidad crítica.

Figura 5.15: Curvas para determinar la profundidad normal [10]

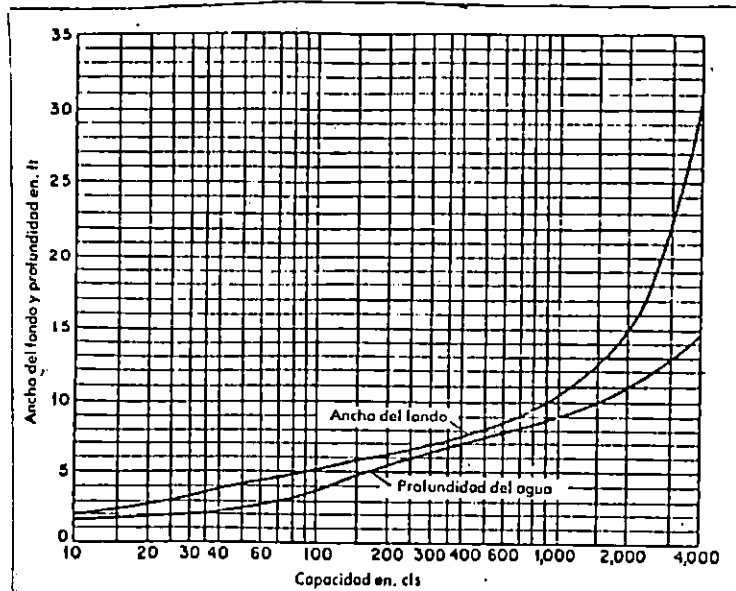


Figura 5.16: Curvas de la experiencia mostrando el ancho del fondo y la profundidad de canales revestidos (U.S. Bureau of Reclamation) [10]

f- Materiales no erosionables y su acabado

Los materiales no erosionables usados para formar el acabado de un canal y el cuerpo de un canal construido incluyen hormigón, piedra trabajado, acero, fundición, madera, vidrio, plástico, etc. La selección del material depende principalmente de la disponibilidad y costo del material, del método de construcción y del propósito para el cual va a ser usado el canal.

El propósito de hacerle un acabado a un canal es para prevenir la erosión y evitar o disminuir las pérdidas por filtración.

g- Velocidad mínima permitida

La velocidad mínima permitida, o la velocidad no depositante, es la velocidad más baja que no iniciará sedimentación y no inducirá el crecimiento de plantas acuáticas y musgo. Esta velocidad es muy incierta y su valor exacto no puede ser fácilmente determinado. Para el agua que no lleva limo o para el flujo sin limo, este factor tiene poca significación excepto por su efecto sobre el crecimiento de las plantas. Una velocidad media de 2 a 3 pies/s puede usarse seguramente cuando el porcentaje de limo presente en el canal es pequeño, y una velocidad media no menor que 2.5 pies/s prevendrá un crecimiento de vegetación, que disminuiría seriamente la capacidad del canal.

h- Pendientes del canal

La pendiente longitudinal del fondo de un canal está gobernada por la topografía y la carga de energía requerida para el flujo de agua. En muchos casos, la pendiente puede depender también del propósito del canal.

Las pendientes laterales de un canal dependen principalmente de la clase de material.

La tabla 5.7 muestra algunas pendientes aconsejables para uso con varias clases de materiales. Para material erosionable, una determinación más segura deberá ser controlada con el criterio de la velocidad máxima permitida o por el principio de la fuerza de

tracción o de arrastre (tractiva). Otros factores a ser considerados al determinar las pendientes, son los métodos de construcción, la condición de las pérdidas por filtración, cambios climáticos, tamaño del canal, etc. Por lo general las pendientes laterales deben ser hechas lo más inclinadas posible y deben ser diseñadas para una alta eficiencia hidráulica y estabilidad.

Para canales revestidos, el U.S. Bureau of Reclamation ha considerado la estandarización con una pendiente de 1.5:1 para los tamaños usuales de canales. Una ventaja de esta pendiente es la que es suficientemente plana para permitir el uso práctico de casi todo tipo de revestimiento.

Tabla 5.7

PENDIENTES LATERALES ACONSEJABLES PARA CANALES CONSTRUIDOS CON VARIAS CLASES DE MATERIALES [10]

Materiales	Pendientes laterales
Roca.....	Casi vertical
Estiércol y suelo de turba.....	1/4:1
Arcilla dura o tierra con protección de hormigón.....	1/2:1 a 1:1
Tierra con protección rocosa, o tierra para canales grandes....	1:1
Arcilla firme o tierra para zanjas pequeñas.....	1 1/2:1
Tierra arenosa suelta.....	2:1
Greda arenosa o arcilla porosa.....	3:1

i- Altura o borde libre

La altura libre de un canal es la distancia vertical desde la parte superior del canal a la superficie del agua en la condición de diseño. Esta distancia deberá ser suficiente para prevenir que las olas o las fluctuaciones de la superficie del agua desborden los lados. Este factor se hace importante particularmente en el diseño de canales elevados, ya que la subestructura de la canaleta puede ser dañada por cualquier desborde.

No existe una regla aceptada universalmente para la determinación de la altura libre, ya que la acción de la ola o de la fluctuación de la superficie del agua en un canal puede ser causada por muchos factores incontrolables.

Las alturas libres comúnmente utilizadas en el diseño varían desde 5% hasta 30% de la profundidad del flujo. Para canaletas lisas, interiores semicirculares en las tangentes, llevando agua a velocidad no mas grande que el 80% de la velocidad crítica con un máximo de 8 pies/s, la experiencia indica que una altura libre de 6% del diámetro de la canaleta debe ser usada.

De acuerdo al U.S. Bureau Of Reclamation, el rango aproximado de alturas libres utilizadas frecuentemente se extiende desde 1 pie, para los laterales pequeños con profundidades bajas, hasta 4 pies en canales de 3000 pie³/s o más capacidad con profundidades grandes. Y recomienda que los estimados preliminares de la altura libre requerida bajo condiciones ordinarias sean hechos de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$h = \sqrt{CY} \quad Ec.5.40 [10]$$

Donde h= altura libre en pies

Y= profundidad del agua del canal

C= coeficiente que varía desde 1.5 para una capacidad del canal de 20 pie³/seg, hasta 2.5 para una capacidad de 3000 pie³/seg o más.

5.4.3 SECCIONES OPTIMAS

La sección hidráulica óptima es aquélla que tiene el menor perímetro mojado para un área dada y tiene entonces el transporte máximo [10]. Matemáticamente, se establece la condición de radio hidráulico máximo, para sección óptima.

El transporte de la sección de un canal aumenta con el aumento en el radio hidráulico o con la disminución en el perímetro mojado. Entre diferentes secciones con la misma área, el semicírculo es el que presenta el menor perímetro mojado, por lo que es la sección hidráulica más eficiente.

Los elementos geométricos de las seis mejores secciones hidráulicas se presentan en la tabla 5.8.

Tabla 5.8

SECCIONES HIDRAULICAS OPTIMAS [10]

SECCION TRANSVERSAL	AREA A	PERIMETRO MOJADO P	RADIO HIDRAULICO R_H	ANCHO SUPERIOR T	PROFUNDIDAD HIDRAULICA D	FACTOR DE SECCION Z (FLUJO CRITICO)
1- Trapecio, mitad de un hexágono	$Y^2\sqrt{3}$	$2\sqrt{3}Y$	$1/2 Y$	$4/3\sqrt{3}Y$	$3/4 Y$	$3/2 Y^{2.5}$
2- Rectángulo, mitad de cuadrado	$2Y^2$	$4Y$	$1/2 Y$	$2Y$	Y	$2 Y^{2.5}$
3- Triángulo, mitad de un cuadrado	Y^2	$2\sqrt{2}Y$	$1/4\sqrt{2}Y$	$2Y$	$1/2 Y$	$\sqrt{2}/2 Y^{2.5}$
4- Semicírculo	$\pi/2 Y^2$	πY	$1/2 Y$	$2Y$	$\pi/4 Y$	$\pi/4 Y^{2.5}$
5- Parábola, con $T = 2\sqrt{2}Y$	$4/3\sqrt{2}Y^2$	$8/3\sqrt{2}Y$	$1/2 Y$	$2\sqrt{2}Y$	$2/3 Y$	$8/9\sqrt{3}Y^{2.5}$
6- Catenaria hidrostática	$1.39586Y^2$	$2.9836Y$	$0.46784Y$	$1.917532Y$	$0.72795Y$	$1.19093Y^{2.5}$

A partir de la condición de radio hidráulico máximo ($\delta R_H/\delta Y=0$) para tirante variable, las condiciones de máxima eficiencia para secciones trapecoidales con taludes con ángulos de inclinación que pueden ser diferentes de 60° , son:

Para perímetro mojado mínimo, con Z constante.

$$b = 2Y[\sqrt{1+z^2}-z] = 2Ytg\frac{\theta}{2}$$

$$P = 4Y\sqrt{1+z^2}-2zY$$

Ec. 5,41 [8]

$$R_H = \frac{Y}{2}$$

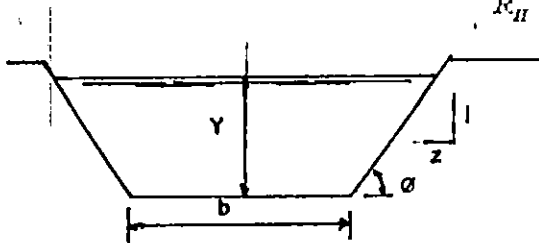


Figura 5.17

Donde Z es la pendiente del talud referida a la vertical

$$\left(Z = \frac{1}{\tan \phi} \right)$$

La sección hidráulicamente óptima no siempre es la más práctica debido a las dificultades en la construcción y en el uso del material. Una sección de canal deberá ser diseñada para la mejor eficiencia hidráulica pero debe ser modificada para su practicabilidad. Desde un punto de vista práctico, debe destacarse que una sección óptima es la sección que da la mínima área para una descarga dada pero no necesariamente la excavación mínima.

La sección de excavación mínima se da solamente si la superficie del agua está al nivel de la parte superior de la ribera, comúnmente los canales más angostos que las de la sección hidráulica óptima darán la excavación mínima. Si la superficie del agua sobrepasa los bancos y éstos están al nivel del terreno, las canales más anchos suministran la excavación mínima.

El principio de la sección hidráulica óptima se aplica solamente a canales no erosionables.

a- Cálculo de las dimensiones de la sección

1.- Recopilar toda la información necesaria para estimar el valor de "n" y seleccionar la pendiente longitudinal S.

2.- Calcular el factor $AR^{2/3}$, utilizando la ecuación 5.35 ó 5.36.

$$AR^{2/3} = \frac{nQ}{\sqrt{S}} \text{ (Sistema métrico)}$$

$$AR^{2/3} = \frac{nQ}{1.49\sqrt{S}} \text{ (Sistema inglés)}$$

3.- Sustituir en la ecuación 5.35 ó 5.36 las expresiones para A y R_H obtenidas en la tabla 5.1 y resolver para la profundidad. Si hay otras incógnitas, tales como b y z de una sección trapezoidal, se suponen los valores para estas incógnitas y se

resuelve la ecuación 5.35 ó 5.36 para la profundidad. Asignando varios valores a las incógnitas, se puede obtener un número de combinaciones de las dimensiones de la sección. Las dimensiones finales se deciden sobre la base de eficiencia hidráulica y practicabilidad. Para canales revestidos, la sección trapezoidal es adoptada comúnmente, utilizando las curvas de la figura 5.16, [10] como guías para seleccionar las dimensiones apropiados de la sección.

La determinación de la profundidad para el valor calculado $AR^{2/3}$ se puede simplificar mediante el uso del gráfico de la figura 5.15, o por medio de tanteos.

4.- Si se requiere directamente la sección hidráulica óptima, se sustituyen en la ecuación 5.35 ó 5.36 las expresiones para A y R obtenidos en la tabla 5.1 y se resuelve para la profundidad. Esta sección óptima se puede modificar por la practicabilidad.

5.- Para el diseño de canales de irrigación, la sección del canal es comúnmente proporcionada por reglas empíricas tales como la regla simple dada por U.S. Reclamation Service para el suministro de la altura total de agua en pies.

$$y = 0.5\sqrt{A} \quad \text{Ec. 5.42 [10]}$$

Donde :A = área de la sección transversal del flujo en pie²

Para una sección trapezoidal esta regla se expresa por la fórmula:

$$X = 4 - z \quad \text{Ec. 5.43 [10]}$$

Donde: X = relación ancho a profundidad (b/y)

z = proyección horizontal de la pendiente lateral correspondiente a 1 pie vertical

Para canales de tierra se podrá usar z=1.5 o X=2.5.

6.- Si el agua lleva limo se deberá controlar la velocidad mínima permitida.

7.- Se agrega una altura libre apropiada, a la profundidad de la sección del canal. Para canales revestidos podrá ser utilizado el gráfico de la figura 5.18.

8.- En la figura 5.19 se muestran tres cartillas de diseño para diversos pendientes laterales, que permiten determinar el radio hidráulico óptimo en los canales trapezoidales de uso común. Las curvas de trazo sólido representan valores constantes del radio hidráulico R_H . Las líneas rectas que proceden del origen de las gráficas indican la situación de los valores óptimos del radio hidráulico y la región dentro de la cual el radio hidráulico se desvía de su valor óptimo en menos del 3 por ciento. Otras líneas permiten comparar la anchura constante del fondo con las tasas de profundidad de agua.

Estos valores se usan frecuentemente en las especificaciones de diseño. El término z entre dichas figuras indica la amplitud horizontal de la pendiente lateral por cada metro de elevación, Esto depende de la estabilidad del terreno donde se construya el canal. En la tabla 5.9 se da una lista de los valores recomendados de z para diferentes suelos.

En canales anchos poco profundos, frecuentemente se toma como valor aproximado del radio hidráulico la profundidad media del flujo, este es $R_H = Y$. Un canal ancho, poco profundo, es aquel cuyo ancho es al menos de 5 a 10 veces la profundidad del flujo [10].

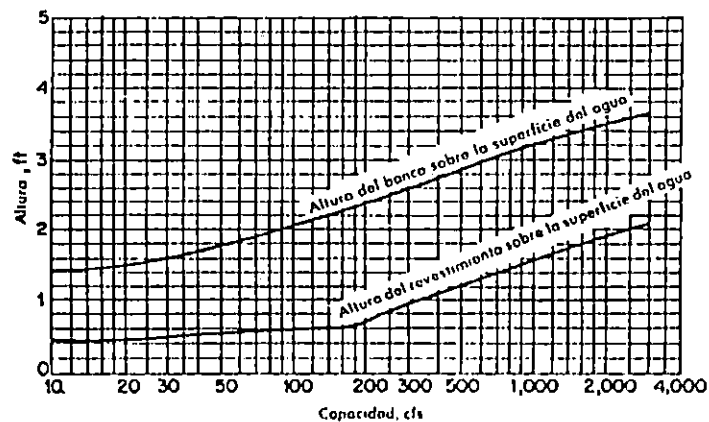


Figura 5.18: Altura libre recomendada y altura de bancos de canales revestidos. (U.S. Bureau of Reclamation) [10]

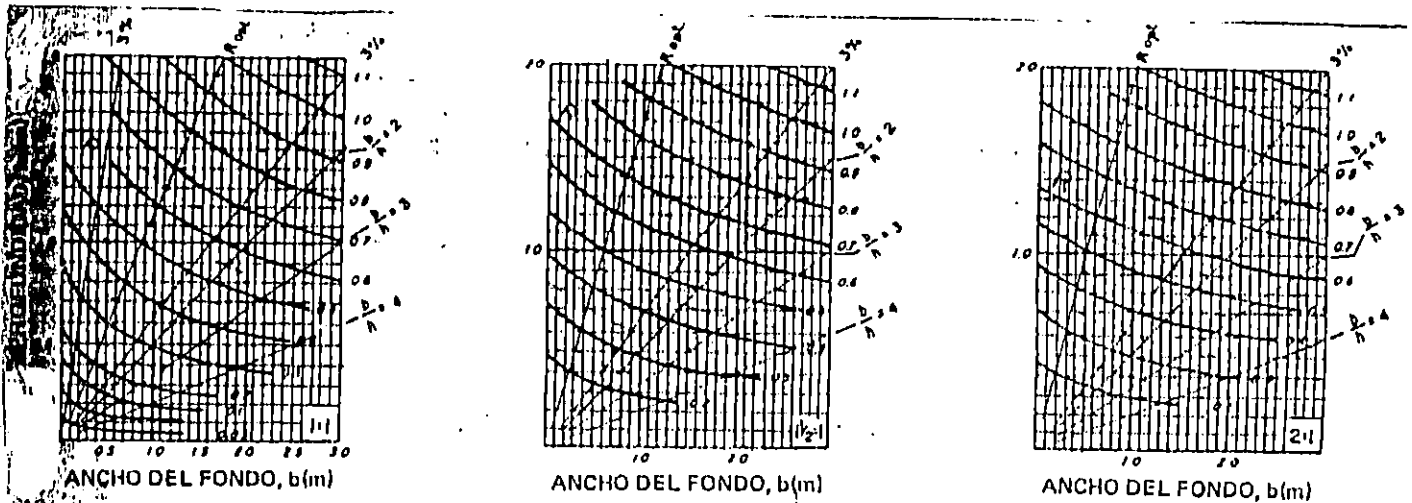


Figura 5.19: Propiedades geométricas de los canales trapezoidales con taludes $Z:1$, $1\ 1/2$ y 2 [11]

Tabla 5.9

PENDIENTE LATERAL PERMISIBLE PARA CANALES TRAPEZOIDALES EN DIVERSOS TERRENOS [11]

TIPO DE TERRENO	Z DE PENDIENTE LATERAL
Arcilla suelta o arenosa	3.0
Arcilla suelta fangosa	2.0
Arcilla firme	1.5
Tierra con revestimiento de piedra	1.0
Tierra dura con revestimiento de concreto	0.5-1.0
Terrenos de mantillo y turba	0.25
Roca	0.0

Ejemplo 5.6

Determinar la profundidad y ancho del fondo requeridos en un canal trapezoidal hecho de tierra con revestimiento de piedra, si el radio hidráulico requerido es de 0.8 metros (2.6 pies). Muéstrense las fluctuaciones de los pares de profundidad y el ancho del fondo en los cuales la desviación de las condiciones

óptimas sea igual a 3 por ciento, los valores del radio hidráulico óptimo, y las dimensiones requeridas del canal si la relación ancho de fondo a la profundidad ha de ser igual a 2.

Solución:

Según la tabla 5.9 la pendiente lateral permisible es 1. Por tanto, es aplicable la gráfico (1.1) de la figura 5.19. Después de localizar la línea $R_H=0.8$ se pueden leer los siguientes pares de profundidad y ancho de fondo. Las líneas de 3 por ciento dan $h= 1.9$ m con $b=0.5$ m; y $h = 1.38$ m con $b= 2.2$ m. Se obtiene R_H óptimo si $h= 1.5$ m y $b= 1.4$ m. La línea requerida, $b/h = 2$ está en $h= 1.3$ m (4.3 pies) y $b= 2.6$ m (8.5 pies).

Ejemplo 5.7

Se propone una sección transversal de canal para conducir un régimen de flujo de $50 \text{ m}^3/\text{s}$, a una velocidad de 1.5 m/s . Con la misma dimensión de área, se propone otra (trapezoidal) que sería hidráulicamente más eficiente. Que dimensiones deberán usarse para que la sección sea hidráulicamente óptima?

Solución:

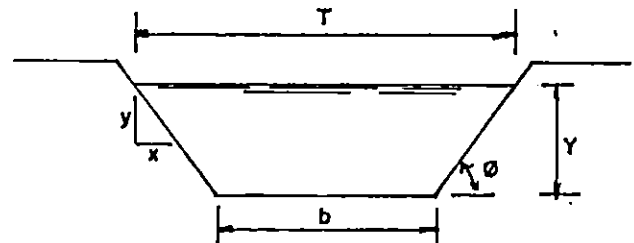


Figura 5.20

$Q = 50 \text{ m}^3/\text{s}$

$V = 1.5 \text{ m/s}$

$R_H = ?$

$A = 50/1.5 = 33.3 \text{ m}^2$

De la tabla 5.8

$33.3 = Y^2\sqrt{3}$ (trapezio semihexagonal, área óptima)

$Y = 4.39 \text{ m}$

$R_H = 1/2 Y = 2.2 \text{ m}$

$T = 4/3 \sqrt{3} Y = 10.1 \text{ m}$

$A_{\text{Trapezoidal}} = \frac{(b + T)Y}{2}$

$b = 5.1 \text{ m}$

$$x = \frac{T-b}{2} = \frac{10.1-5.1}{2} = 2.5 \text{ m}$$

$$z = \frac{1}{x} = \frac{1}{2.5} = 0.4$$

$\phi = \tan^{-1} (4.39/2.5) = 60.4^\circ \approx 60^\circ$ debido a aproximaciones en los cálculos, ($\phi_{\text{óptima}} = 60^\circ$, para un semihexágono).

b- Canales erosionables que socavan pero no sedimentan

El comportamiento del flujo en un canal erosionable está influenciado por condiciones físicas y de campo tan complejas e inciertas que el diseño preciso de éstos, no está al alcance de los conocimientos teóricos. Para el diseño de canales erosionables gobierna la estabilidad y ésta depende del tipo de material que forma el canal. Sólo después de que se ha obtenido una sección estable dentro del canal puede ser utilizada la fórmula de flujo uniforme y así se pueden calcular V y Q.

c- Métodos para el diseño de canales erosionables

i- Método de la velocidad permitida [10].

La velocidad máxima permitida o velocidad no erosionante es la velocidad media mayor que no causará erosión en el canal.

Los canales viejos y bien asentados soportan velocidades mucho mayores debido a que su lecho está mejor estabilizado, a diferencia de los nuevos. Si se tienen dos canales bajo las mismas condiciones, pero con diferente profundidad, el que posee la mayor profundidad conducirá el agua a mayor velocidad sin causar erosión. Esta es la causa por la que la socavación es causada principalmente por las velocidades del flujo y para una misma velocidad media, las velocidades del fondo son mayores en el canal menos profundo.

En la tabla 5.10 se dan las velocidades permitidas en canales estacionarios, de pequeña pendiente y con profundidad menor de 3 pies.

Las velocidades máximas dadas en la tabla 5.10 se aplican a canales rectos. Para canales sinuosos estas velocidades deberán reducirse para disminuir la socavación, aplicando los siguientes porcentajes de reducción [10]:

- Canales ligeramente sinuosos 5%
- Canales moderadamente sinuosos 13%
- Canales muy sinuosos 22%

Tabla 5.10 [10]

MAXIMAS VELOCIDADES PERMITIDAS RECOMENDADAS POR FORTIER Y SCOBAY Y LOS CORRESPONDIENTES VALORES DE LA FUERZA TRACTIVA UNITARIA CONVERTIDOS POR EL U.S. BUREAU OF RECLAMATION (PARA CANALES RECTOS DE PEQUEÑA PENDIENTE, DESPUES DE ENVEJECER)

MATERIAL.	n	AGUA CLARA		AGUA TRANSPORTANDO LIMO COLOIDAL	
		V pic/s	τ_0 lb/pic ²	V pic/s	τ_0 lb/pic ²
Arena fina, coloidal	0.020	1.50	0.027	2.50	0.075
Greda arenosa, no coloidal	0.020	1.75	0.037	2.50	0.075
Greda limosa no coloidal	0.020	2.00	0.048	3.00	0.110
Limo aluvial, no coloidal	0.020	2.00	0.048	3.50	0.150
Greda común firme	0.020	2.50	0.075	3.50	0.150
Ceniza volcánica	0.020	2.50	0.075	3.50	0.150
Arcilla dura muy coloidal	0.025	3.75	0.260	5.00	0.460
Limo aluvial, coloidal	0.025	3.75	0.260	5.00	0.460
Arcilla esquistosa o capas duras	0.025	6.00	0.670	6.00	0.670
Grava fina	0.020	2.50	0.075	5.00	0.320
Greda graduada a cantos rodados no coloidales	0.030	3.75	0.380	5.00	0.660
Limo graduado a cantos rodados, coloidales	0.030	4.00	0.430	5.50	0.800
Grava gruesa, no coloidal	0.025	4.00	0.500	6.00	0.670
Cantos rodados y ripios	0.035	5.00	0.710	5.50	1.100

* Los valores de Fortier y Scobey fueron recomendados para su uso, en 1926 por el Special Committee on Irrigation Research, American Society of Civil Engineers.

En el gráfico de la figura 5.21 y 5.22, se tienen valores de velocidad máxima permitidos, arriba de los cuales la socavación podría producirse. También se da un gráfico para calcular la variación de la velocidad con la variación del canal.

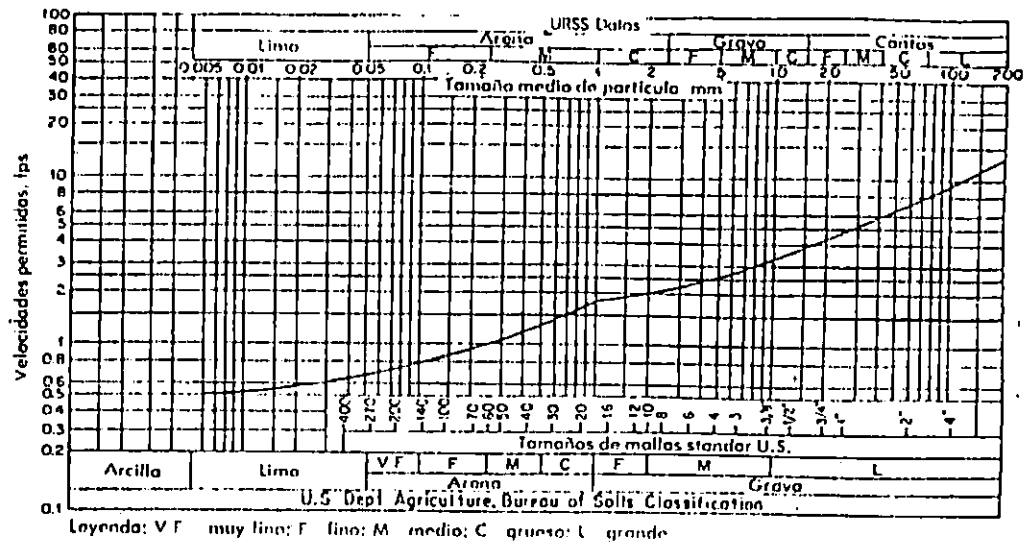


Figura 5.21: Datos de EU y URSS sobre velocidades permitidas para suelos no cohesivos. [10]

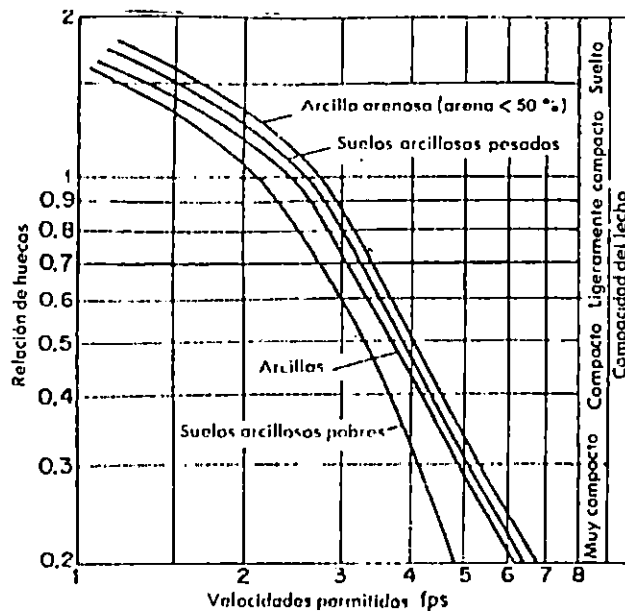


Figura 5.22: Curvas mostrando datos de la URSS sobre velocidades permitidas para suelos cohesivos. [10]

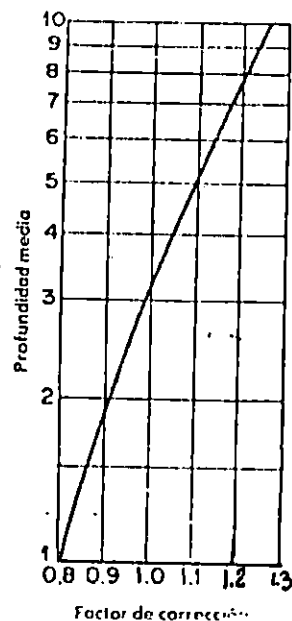


Figura 5.23: Curvas mostrando las correcciones URSS de la velocidad permitida para la profundidad de ambos materiales cohesivos y no cohesivos [10]

El procedimiento a seguir para el diseño de un canal erosionable de sección trapezoidal, según el criterio de la máxima velocidad permitida es:

- 1- Se determinan los valores de n y V de tabla 5.10 y z
- 2- Se calcula R_H utilizando la fórmula de Manning
- 3- Se calcula A para el caudal dado y la velocidad máxima permitida
- 4- Se calcula el perímetro mojado
- 5- Utilizando la tabla 5.1 se obtienen b y Y a partir del área hidráulica y el perímetro mojado
- 6- Se agrega una altura libre adecuada y se modifica la sección para su practicidad

ii- Método de la fuerza tractiva [10]

- 1- Se selecciona una sección aproximada del canal, ya sea por experiencia o con auxilio de cuadros de diseño.

- 2- Se coleccionan muestras del material que forma el lecho del canal, y se determinan las propiedades de éstas.
- 3- Con los datos obtenidos, se investiga la sección para aplicar el análisis de la fuerza tractiva a cierta probable estabilidad por tramos y determinar la sección mínima que resulte estable.
- 4- Para los canales de materiales no cohesivos el efecto de rodado deberá considerarse en adición al efecto de la distribución de fuerzas tractivas; en los canales de material cohesivo el efecto de rodado es despreciable y el efecto de la distribución de fuerza tractiva sola es un criterio suficiente para el diseño.
- 5- Las dimensiones finales de la sección del canal, sin embargo, dependerán de otras condiciones prácticas no hidráulicas.

Ejemplo 5.8

Diseñar un canal trapezoidal apoyado sobre una pendiente de 0.0020 que lleva un caudal de 250 pie³/s. El canal será excavado en tierra que contiene grava muy redondeada, 25% de los cuales tienen 1.5 pulgadas o más de diámetro. El valor de n de Manning es 0.040 (tabla 5.1).

Solución:

Para canales trapezoidales, la fuerza tractiva unitaria máxima sobre los lados en pendiente, es usualmente menor que la del fondo (figura 5.25); por tanto, la fuerza lateral es el valor controlante en el análisis. El diseño del canal deberá entonces incluir: a) el proporcionar las dimensiones de la sección para la máxima fuerza tractiva unitaria sobre los lados y b) el control de las dimensiones proporcionadas para la máxima fuerza tractiva unitaria sobre el fondo.

a) Dimensiones de la sección.

- Pendientes laterales 2:1 y relación base-profundidad $b/Y=3$, supuestos.

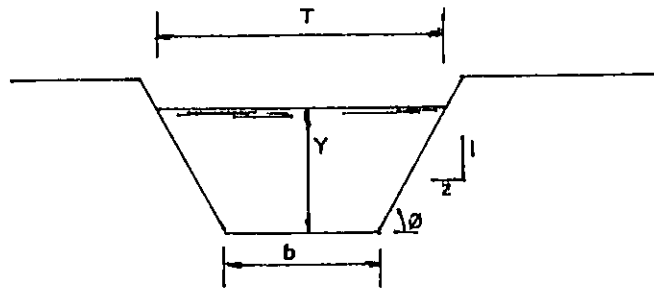


Figura 5.24

- De figura 5.20, la máxima fuerza tractiva es $0.77 \gamma YS = 0.77(62.4)(0.0020 Y) = 0.096 Y \text{ lb/pie}^2$.
- De figura 5.26, considerando el material muy redondeado de 1.5" de diámetro, el ángulo de reposo es $\theta_r = 35.0^\circ$ y para $z=2$, $\phi = 26.6^\circ$, la relación de la fuerza tractiva es:

$$K = \sqrt{1 - \frac{\text{Sen}^2 \phi}{\text{Sen}^2 \theta_r}} \quad \text{Ec. 5.54 [10]}$$

$$K = \sqrt{1 - \frac{\text{Sen}^2 26.6^\circ}{\text{Sen}^2 35.0^\circ}} = 0.63$$

Para un diámetro de 1.5" pulgadas, la fuerza tractiva permitida sobre el nivel del fondo es $\tau_L = 0.4 \times 1.5 = 0.6 \text{ lb/pie}^2$ (igual que de la figura 5.27), y la fuerza tractiva permitida sobre los lados es $\tau_s = 0.63 \times 0.6 = 0.38 \text{ lb/pie}^2$.

- Para un estado de movimiento impedido de los partículas sobre los pendientes laterales.

$$0.096Y = 0.38$$

$$Y \approx 4.0 \text{ pies}$$

El ancho del fondo de el canal es:

$$b = 4.0 \times 3 = 12.0 \text{ pies.}$$

- Para la sección trapezoidal, $A = (b + ZY)Y$, $A = 80 \text{ pies}^2$

$$P = b + 2Y\sqrt{1+z^2} \quad , \quad P=29.9 \text{ pie y } R_H=2.68 \text{ pie.}$$

Si $n=0.040$ y $S=0.0020$, el valor del caudal por la fórmula de Manning es $257.1 \text{ pies}^3/\text{s}$. Luego de varias iteraciones siguiendo el procedimiento anterior se tiene que el caudal que conduce el canal diseñado con $Y = 4$ pies y $b = 12$ pies, conduce $257.1 \text{ pie}^3/\text{s}$, siendo mayor que el previamente establecido de $250 \text{ pie}^3/\text{s}$, pero se tomara' como aceptable debido a las aproximaciones hechas en los calculos y en la lecturas de los datos de las graficos, ya que no es mucha la diferencia entre los dos caudales, se deja a criterio del docente el seguir iterando o no.

b. Control de las dimensiones proporcionadas. Si $z=2$ y $b/y=3$, la máxima fuerza tractiva unitaria que actúa sobre el fondo del canal según la figura 5.15 es:

$0.77 \gamma Y S = 0.77(62.4)(4.00)(0.0020) = 0.38 \text{ lb/pie}^2$. Esta fuerza es menor que 0.5 lb/pie^2 , que es la fuerza tractiva permitida sobre el nivel del fondo.

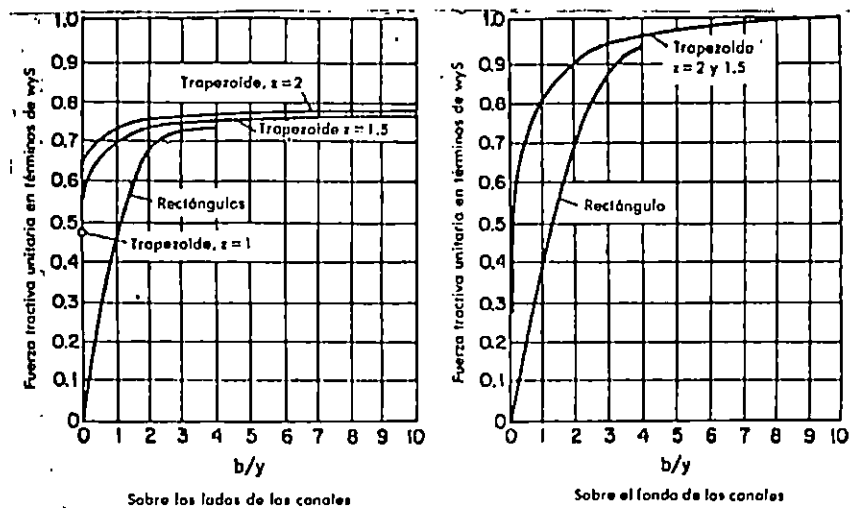


Figura 5.25: Máxima fuerza tractiva unitaria en términos de $\gamma Y S$ [10]

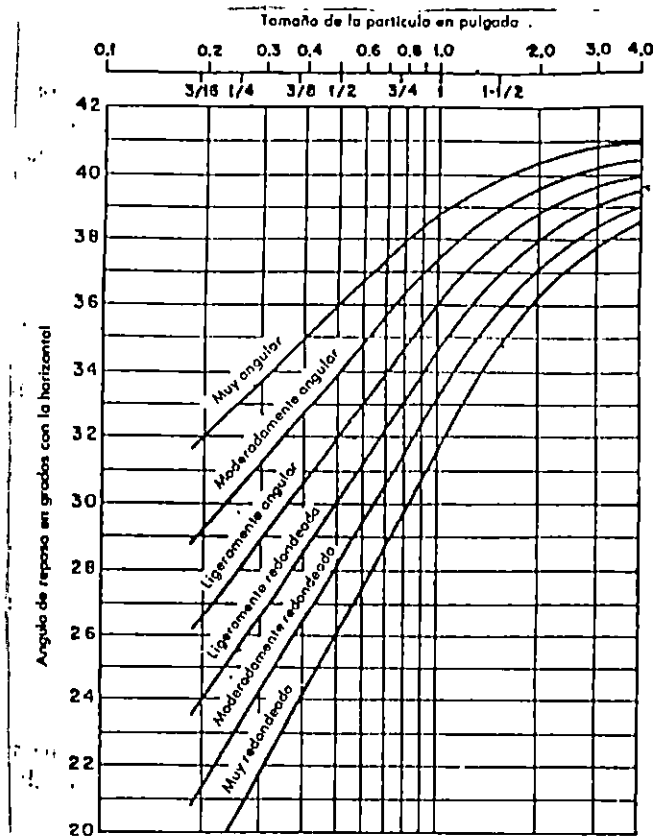


Figura 5.26: Angulos de reposo de material no cohesivo [10]

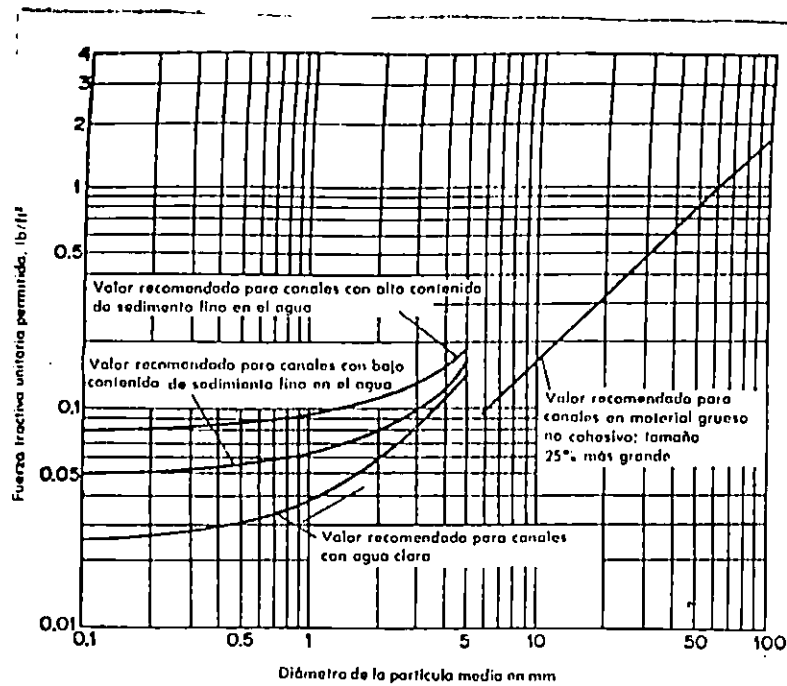


Figura 5.27: Fuerzas tractivas unitarias permitidas recomendadas para canales en material no cohesivo [10]

5.4.4 PRINCIPIO DE CONSERVACION DE LA ENERGÍA

- a- Energía en escurrimientos en un canal abierto: es conocido en hidráulica elemental que la energía total, por ejemplo en pie-libra por libra de agua en cualquier línea de corriente a través de la sección de un canal, puede expresarse como la carga total, en pies de agua, la cual es igual a la suma de la elevación sobre un nivel de referencia o datum, la altura o carga de presión, y la altura o carga de velocidad. En la figura 5.28, la altura o carga total H en la sección "O" conteniendo el punto "A" sobre la línea de corriente del flujo en un canal de pendiente $S_o \approx \text{Sen} \theta \approx \text{tan} \theta$, se puede escribir así:

$$H = z_A + d_A \cos \theta + \frac{v_A^2}{2g} \quad \text{Ec. 5.46 [10]}$$

Donde:

- $z_A =$ Elevación del punto A sobre el plano de referencia.
- $d_A =$ Es la profundidad del punto A debajo de la superficie del agua medido a lo largo de la sección del canal.
- $\theta =$ En el ángulo de la pendiente del fondo de el canal.
- $\frac{v_A^2}{2g} =$ Es la carga de velocidad del flujo en la línea de corriente que pasa a través de A.

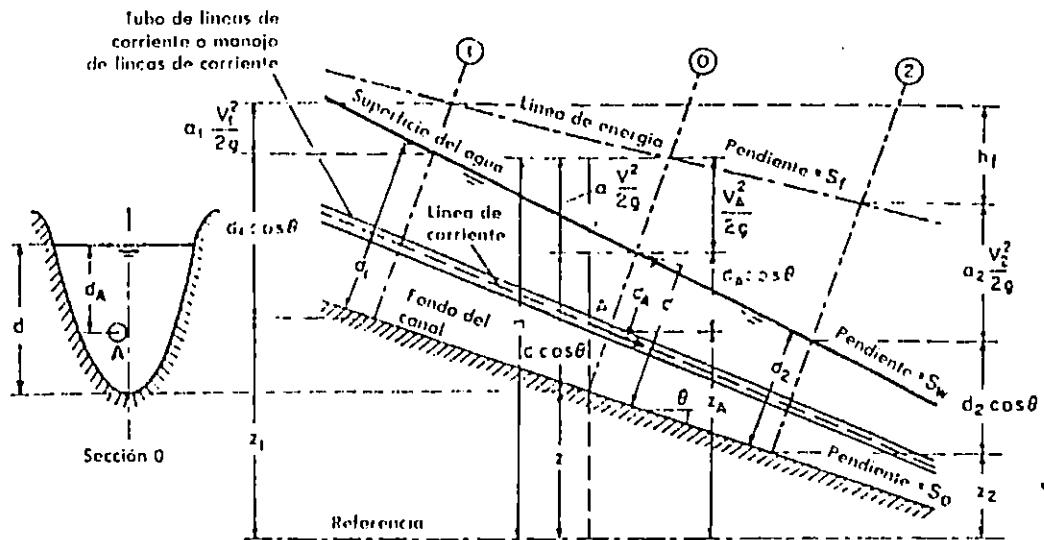


Figura 3-1. Energía en flujo gradualmente variado en canal abierto.

Figura 5.28: Energía en flujo gradualmente variado en canal abierto [10]

En general, cada línea de corriente pasando a través de una sección del canal tendrá una carga de velocidad diferente, debido a la distribución no uniforme de la velocidad. Solamente en un flujo paralelo ideal de distribución uniforme de velocidad, puede la altura de velocidad ser idéntica en todos los puntos de la sección transversal. En el caso de flujo gradualmente variado, sin embargo se puede suponer, por razones prácticas, que las alturas de velocidad para todos los puntos de la sección del canal son iguales y el coeficiente de la energía se puede utilizar para la corrección del efecto total debido a la distribución no uniforme de la velocidad, quedando la ecuación para la energía total en la sección del canal, así:

$$H = z + d \cos \theta + \alpha \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec 5.47 [10]}$$

Donde $\alpha = 1.03$ para grandes corrientes de profundidad considerables y 1.036 para canales pequeños.

Para canales de pequeña pendiente $\theta = 0$. Así, la energía total en la sección del canal es:

$$H = z + d + \alpha \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 5.48 [10]}$$

Se considera un canal prismático de cierta pendiente, figura 5.28. La línea representando la elevación de la carga total del flujo es la línea de energía. La pendiente de esta línea se conoce como el gradiente de energía, denominado como S_f . La pendiente superficial del agua se denomina S_w y la pendiente del fondo del canal generalmente se define como $\tan \theta$, pero cuando la pendiente es suficientemente pequeña, se tiene $S_o = \text{Sen} \theta$. De acuerdo al principio de la conservación de la energía, se tiene:

$$Z_1 + Y_1 + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + Y_2 + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + H_f \quad \text{Ec. 5.49 [10]}$$

$$\text{Si} \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 1 \quad \text{y} \quad H_f = 0$$

$$Z_1 + Y_1 + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + Y_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{Ec. 5.50 [10]}$$

b- Energía específica (E)

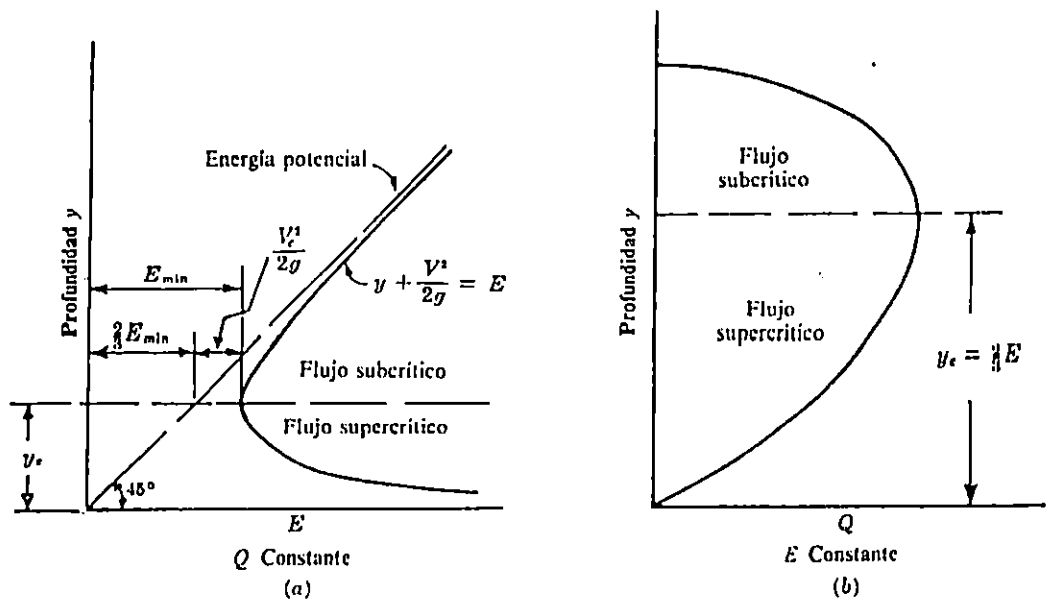
La energía específica, concepto introducido por Bakhteff, en un flujo de canal abierto es la suma de la profundidad y la carga de velocidad en el canal [6]. De acuerdo a la ecuación 5.47 si $z=0$, la energía específica es:

$$E = d \cos \theta + \alpha \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec 5.51 [10]}$$

Para canales de pequeña pendiente y $\alpha = 1$

$$E = Y + \frac{V^2}{2g} = Y + \frac{Q^2}{2gA^2} \quad \text{Ec. 5.52 [10]}$$

La figura 5.29 representa una gráfica de la ecuación de energía específica, en la de la izquierda se mantiene a Q constante y se analiza la velocidad entre E y Y ; en la de la derecha se mantiene a E constante y se analiza la relación entre Q e Y . La gráfica de estas relaciones produce, respectivamente, el diagrama de energía específica. Ya que estas curvas son sólo gráficas diferentes de la misma ecuación, en ellas se ve que los puntos de $E_{\text{mínima}}$ y de $Q_{\text{máxima}}$ son equivalentes, la profundidad asociada a estos puntos es la profundidad crítica Y_c .



$$E = y + \frac{1}{2g} \left(\frac{Q}{y} \right)^2 \quad \text{o} \quad Q = \sqrt{2g_n (y^2 E - y^3)}$$

Figura 5.29

En la figura 5.30 se muestra una curva de energía específica. Esta curva tiene dos partes AC y BC. La parte AC se aproxima a la línea OD, que es una línea que pasa a través del origen y tiene un ángulo de inclinación de 45° si la pendiente del canal es pequeño. Para un canal de pendiente grande, el ángulo de inclinación de la línea OD será diferente de 45° . En cualquier punto P de esta curva, la ordenada representa la profundidad, y la abscisa representa la energía específica.

La curva muestra que, para una misma energía específica dada, hay dos posibles profundidades (profundidades alternas), por ejemplo, la cota inferior Y_1 y la cota superior Y_2 . La cota o nivel inferior se llama profundidad alterna de la cota superior. En el punto C, la energía específica es un mínimo. La condición de energía específica mínima corresponde al estado crítico del flujo, las dos profundidades alternas aparentes se hacen una sola Y_c llamada profundidad crítica. Cuando la profundidad del flujo es mas grande que la profundidad crítica, la velocidad del flujo es menor que la crítica para la correspondiente descarga, entonces, el flujo es subcrítico. Cuando la velocidad del flujo es menor que la profundidad crítica, el flujo es supercrítico. Por lo tanto, Y_1 es la profundidad de un flujo supercrítico, e Y_2 es la profundidad de un flujo subcrítico.

c- Flujo Crítico (Q_c)

El estado crítico del flujo ha sido definido como la condición para la cual el número de Froude es igual a la unidad. Una definición mas común es aquella que dice que es el estado del flujo en el cual la energía específica es un mínimo para una descarga dada.

Un criterio teórico para el flujo crítico se puede desarrollar de esta definición en la siguiente forma:

Si
$$E = Y + \frac{Q^2}{2gA^3}$$

Derivando respecto a Y, manteniendo Q constante,

$$\frac{dE}{dY} = 1 - \frac{Q^2}{gA^3} \frac{dA}{dY} = 1 - \frac{V_c^2}{gA} \frac{dA}{dY} \quad \text{Ec. 5.53 [10]}$$

Donde V_c = velocidad crítica.

El diferencial de área mojada dA cerca de la superficie libre, figura 5.30, es igual a TdY . Ahora $dA/dY = T$, y la profundidad hidráulica es $D=A/T$, así que la ecuación anterior queda:

$$\frac{dE}{dY} = 1 - \frac{V_c^2 T}{gA} = 1 - \frac{V_c^2}{gD} \quad \text{Ec. 5.54 [10]}$$

Como la energía específica es mínima ($dE/dY=0$), de las ecuaciones 5.53 y 5.54, se tiene:

$$\frac{Q^2}{g} = \frac{A^3}{T} \quad \text{Ec. 5.55 [10]}$$

$$Q = \sqrt{gA^3/T} \quad \text{Ec. 5.55a [10]}$$

$$\frac{V_c^2}{2g} = \frac{D}{2} \quad \text{Ec. 5.56 [10]}$$

Cuando la velocidad del flujo, V_1 es menor que la velocidad crítica para la correspondiente descarga, entonces, el flujo es subcrítico. Cuando la profundidad del flujo es menor que la profundidad crítica, el flujo es supercrítico. Por tanto, Y_1 es la profundidad de un

flujo supercrítico, e y_2 es la profundidad de un flujo subcrítico (figura 5.30).

Si los caudales cambian, la energía específica cambiará en consecuencia. Las curvas $A'B'$ y $A''B''$, (figura 5.30), representan posiciones de la curva de energía específica cuando el caudal es menor y más grande, respectivamente, que el caudal usado para el caudal de la curva AB .

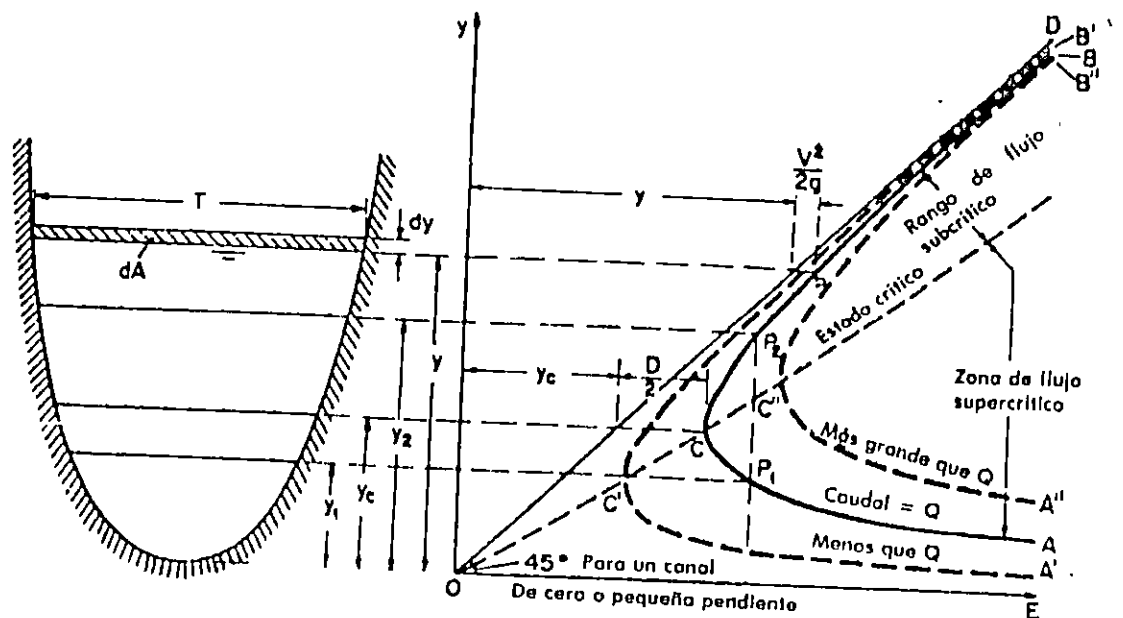


Figura 5.30: Curva de la energía específica [10]

Donde: y_c = Tirante crítico

El criterio para flujo crítico, establece que en el estado crítico del flujo, la altura de velocidad es igual a la mitad de la profundidad hidráulica. La ecuación 5.56 puede escribirse también como $\frac{V}{\sqrt{gD}} = 1$,

la cual indica $F=1$, ésta es la definición de flujo crítico.

Si el criterio anterior se usa en cualquier problema,

deben cumplirse los siguientes condiciones: 1) Flujo paralelo o gradualmente variado, 2) Canal de pendiente pequeña considerándose como una pendiente pequeña todos aquellos menores que 1 en 10 [10] , y 3) Coeficiente α de la energía cinética supuesto es igual a la unidad. Si el coeficiente de la energía cinética supuesto no es la unidad, el criterio de flujo crítico es:

$$\alpha \frac{V^2}{2g} = \frac{D}{2} \quad \text{Ec. 5.57 [10]}$$

Si el canal tiene una pendiente considerada grande ($S \geq 1$ en 10).

$$\alpha \frac{V^2}{2g} = \frac{D \cos \theta}{2} \quad \text{Ec. 5.58 [10]}$$

$$y F = \frac{V}{\sqrt{\frac{(g D \cos \theta)}{\alpha}}} \quad \text{Ec. 5.59 [10]}$$

Se debe hacer notar que el coeficiente α de la sección del canal efectivamente varía con la profundidad. En las derivaciones realizadas, el coeficiente se supone constante; y de modo que la ecuación resultante no es absolutamente exacta.

d- Pendiente crítica (Sc)

Aplicando la fórmula de Manning, se tiene:

$$Sc = \frac{14.58 A_c n^2}{TR_H^{4/3}} \quad (\text{Sistema inglés}) \quad \text{Ec. 5.60 [4]}$$

$$Sc = \frac{9.81 A_c n^2}{TR_H^{4/3}} \quad (\text{Sistema métrico}) \quad \text{Ec. 6.61 [4]}$$

Donde: A_c = Area transversal, en flujo crítico (m^2 o pie^2 , según la ecuación empleada)

T = Ancho superior (m o pies)

R_H = Radio hidráulico (m o pies)

Una pendiente del canal menor que se producirá un flujo más lento para el caudal dado, dándose un estado de flujo subcrítico. Esta pendiente se conoce como pendiente moderada o subcrítica. Si la pendiente es mayor que la pendiente crítica, el flujo será más rápido, produciéndose el estado de flujo supercrítico, a esta pendiente se le llama pendiente pronunciada o supercrítica [4]. La pendiente crítica también puede ser calculada con el auxilio del anexo II-D.

e- Factor de sección para flujo crítico (Z)

$$Z = \frac{Q}{\sqrt{g}} = A \sqrt{D} \quad \text{Ec. 5.62 [10]}$$

$$\text{y con } D = \frac{A}{T} \rightarrow Q = Z\sqrt{g} = A\sqrt{gD} = \sqrt{gA^3/T} \quad \text{Ec. 5.63 [10]}$$

La ecuación 5.62 indica que existe una sola profundidad crítica para mantener el caudal dado en un canal y que si la profundidad está fijada, corresponde a un solo valor de caudal que mantenga el flujo crítico y haga la profundidad crítica en una sección dada del canal.

El factor de sección Z_c es de mucha utilidad cuando se conoce el caudal, de la ecuación 5.62, se obtiene el valor de Z crítico y a partir de este Y_c , o conociendo Y_c se puede determinar $Q_{\text{crítico}}$

Para flujo crítico los métodos de cálculo empleados son los mismos que para la resolución de problemas de flujo uniforme.

Ejemplo 5.9

Un canal trapezoidal recubierto de tierra tiene un ancho de base de 3m, inclinación lateral de 1 vertical por 2 horizontal y $n=0.022$, para un flujo de $28 \text{ m}^3/\text{s}$, calcular la profundidad crítica y la pendiente crítica.

Solución.

Datos: $z = 2$, $n = 0.022$

$$A = 3Y + 2Y^2 \text{ m}^2$$

$$T = 3 + 4Y \text{ m}$$

$$P = 3 + 2\sqrt{5} Y \text{ m}$$

$$Q = 28 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$R_H = A/P = (3Y + 2Y^2)/(3 + 2\sqrt{5} Y)$$

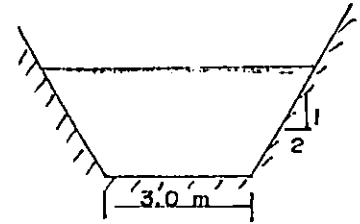


Figura 5.31

Por ecuación 5.42

$$Q = \sqrt{\frac{gA^3}{T}} \rightarrow \frac{Q^2}{g} = \frac{A^3}{T} = \frac{(3Y + 2Y^2)^3}{3 + 4Y}$$

$$\frac{(28)^2}{9.8} = \frac{3Y + 2Y^2}{3 + 2\sqrt{5} Y}$$

Resolviendo por tanteos $Y_c = 1.5 \text{ m}$, y se tiene que

$$A_c = 9.0 \text{ m}^2, T_c = 9.0 \text{ m}, P_c = 9.7 \text{ m}, R_{Hc} = 9/9.7 = 0.93 \text{ m}.$$

Por ecuación 6.61

$$S_c = \frac{9.81 A_c n^2}{T R_H^{4/3}}$$

$$S_c = \frac{9.81 (0.022)^2 (9)}{9 (0.93)^{4/3}} = 0.00523$$

Ejemplo 5.10

Para un régimen de flujo de $14 \text{ m}^3/\text{s}$, en un canal rectangular de 12.0 m de ancho, la profundidad del agua es 1.2 m . ¿Es este flujo subcrítico o supercrítico? Si $n = 0.017$, a- ¿Cuál es la pendiente crítica de este canal para este régimen de flujo? b- ¿Qué pendiente de canal deberá proveerse para producir flujo uniforme a una profundidad de 1.2 m ?

Solución:

Datos: $Q = 14 \text{ m}^3/\text{s}$, $T = 12.0 \text{ m}$, $Y_o = 1.2 \text{ m}$, $n = 0.017$

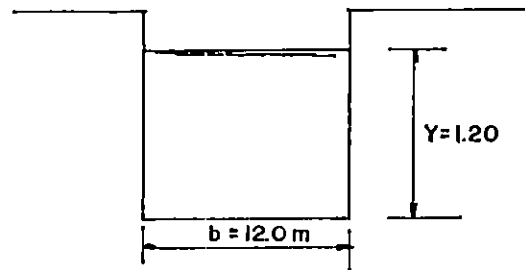


Figura 5.32

a) De la ecuación 5.55 se obtiene, con $\Lambda_c = T \cdot Y_c$:

$$Y_c = \sqrt[3]{\frac{Q^2}{T^2 g}} = \sqrt[3]{\frac{14^2}{(12)^2 \cdot 9.81}} = 0.52 \text{ m}$$

como $Y_o = 1.2 > Y_c = 0.52 \text{ m}$, el flujo es subcrítico

b) $\Lambda_c = 0.52 \times 12 = 6.24 \text{ m}^2$; $P_c = 13.04 \text{ m}$, $R_{nc} = 6.24/13.04 = 0.48 \text{ m}$.

De la ecuación 6.61

$$S_c = \frac{9.81(0.017)^2(0.52)}{(0.48)^{4/3}} = 0.004$$

Para flujo uniforme.

$$Y_o = 1.2\text{m.}; R_H = 14.4/14.4 = 1\text{m.}$$

$$Q = \frac{A}{n} R_H^{2/3} S_o^{1/2}$$

$$\therefore S_o = \frac{Q^2 n^2}{A^2 R_H^{4/3}} = \frac{14^2 \times 0.017^2}{14.4^2 \times 1} = 0.00027 \approx 0.0003$$

S_o es una pendiente suave, ya que es menor que S_c .

f- Momentum en el flujo en canal abierto

El momentum del flujo pasando por la sección de un canal por unidad de tiempo se expresa por $\beta W Q V / g$ donde β es el coeficiente del momentum, γ es el peso específico del agua en lb/pie^3 , Q es la descarga en pie^3/s y V es la velocidad media en pie/s .

De acuerdo a la segunda ley de Newton del movimiento, el cambio de momentum por unidad de tiempo en el cuerpo de agua fluyendo en un canal es igual a la resultante de todas las externas que actúan sobre el cuerpo. Aplicando este principio a un canal de gran pendiente (figura 5.33), la siguiente expresión para el cambio del momentum por unidad de tiempo en el volumen de agua encerrado entre las secciones 1 y 2 se puede escribir:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\beta_2 V_2 - \beta_1 V_1) = P_1 - P_2 + W \text{ Sen}\theta - F_f \quad \text{Ec. 5.64 [10]}$$

donde Q , γ y V son previamente definidos, con subíndices correspondientes a las secciones 1 y 2; P_1 y P_2 son las resultantes de las presiones actuantes sobre las dos secciones; W es el peso del agua encerrada entre las secciones; y F_f es la fuerza total externa de fricción y resistencia actuando a lo largo de la superficie de contacto entre el agua y el canal. La ecuación 5.64 es conocida como la ecuación del momentum.

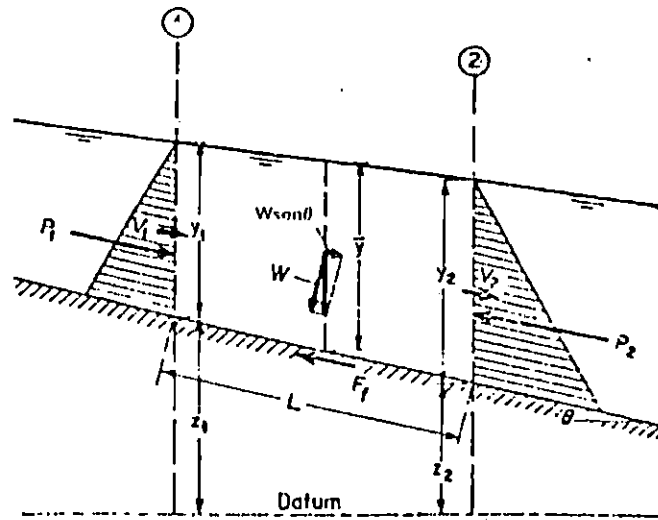


Figura 5.33: Aplicación del principio del momento [10]

Para un flujo paralelo o gradualmente variado, los valores de P_1 y P_2 en la ecuación del momento se pueden calcular asumiendo una distribución hidrostática de presión. Para un flujo curvilíneo o rápidamente variado, sin embargo, la distribución de presión no es más hidrostática; por lo tanto, los valores P_1 y P_2 no pueden ser calculados así pero deben ser corregidos por el efecto de curvatura de las líneas de corriente del flujo. Por simplicidad, P_1 y P_2 se pueden reemplazar respectivamente, por $\beta'_1 P_1$ y $\beta'_2 P_2$, donde β'_1 y β'_2 son los coeficientes de corrección en las dos secciones. Los coeficientes se refieren como coeficientes de distribución de presión. Ya que P_1 y P_2 son fuerzas, los coeficientes son llamados coeficientes de fuerza. Se puede mostrar que el coeficiente de fuerza se expresa por:

$$\beta' = \frac{1}{AZ} \int_0^A h dA = 1 + \frac{1}{AZ} \int_0^A c dA \quad \text{Ec. 5.65 [10]}$$

donde z es la profundidad del centroide del área mojada A debajo de la superficie libre, h es la altura de presión sobre el área elemental dA , y c es la corrección de la altura de presión (Ec. 5.65). Se puede ver fácilmente que β' es más grande que 1.0 para

flujo cóncavo, menor que 1.0 para flujo convexo, e igual a 1.0 para flujo paralelo. Se puede mostrar que la ecuación del momentum es similar a la ecuación de la energía cuando se aplica a ciertos problemas de flujo.

Si se considera que el canal de la figura 5.33, conduce un flujo gradualmente variado que presenta una distribución de presión hidrostática en las secciones 1 y 2, y $\beta'=1$; suponiendo que la pendiente del canal es relativamente pequeña, de sección rectangular y ancho b, se tiene:

$$P_1 = \frac{1}{2} \gamma b Y_1^2 \quad \text{y} \quad P_2 = \frac{1}{2} \gamma b Y_2^2$$

luego

$$F_f = W h_f' b \bar{Y}$$

donde h_f' es la altura de fricción y \bar{Y} es la profundidad media, o $(Y_1 + Y_2)/2$. La descarga a través del tramo se puede tomar como el producto de la velocidad medio y el área medio, o sea

$$Q = \frac{1}{2} (V_1 + V_2) b \bar{Y}$$

El peso del cuerpo agua es

$$W = \gamma b Y L$$

y

$$\text{Sen}\theta = \frac{z_1 - z_2}{L}$$

Sustituyendo las expresiones correspondientes a P_1 , P_2 , F_f , Q , W y $\text{Sen}\theta$, en la ecuación 5.64, se tiene:

$$z_1 + Y_1 + \beta_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + Y_2 + \beta_2 \frac{V_2^2}{2g} + h_f'$$

Esta ecuación parece ser prácticamente la misma que la ecuación de la energía.

Hablando teóricamente, sin embargo, las dos ecuaciones no solamente usan coeficientes de distribución de velocidad

diferentes, aunque éstos son casi iguales, sino que también incluyen diferentes significados de las pérdidas de fricción. En la ecuación de la energía el término h_f mide la energía interna disipada en la masa entera de agua en el tramo, mientras que el término h_f' en la ecuación del momentum mide las pérdidas debidas a las fuerzas externas ejercidas sobre el agua, por las paredes del canal. Despreciando la pequeña diferencia entre los coeficientes α y β , parece que, en flujo gradualmente variado, las pérdidas de energía internas son prácticamente idénticas con las pérdidas debidas a las fuerzas externas. En el flujo uniforme, el ritmo con el que las fuerzas de superficie están haciendo trabajo es igual al ritmo de la disipación de la energía. En tal caso, entonces, una distinción entre h_f y h_f' no existe excepto en la definición.

La similitud entre las aplicaciones de los principios de energía y del momentum puede ser confusa. Una clara comprensión de las diferencias básicas en su constitución, es importante, aún cuando en muchas oportunidades los dos principios producirán prácticamente resultados idénticos. La diferencia inherente entre los dos principios radica en el hecho de que la energía es una cantidad escalar mientras que el momentum es una cantidad vectorial; también la ecuación de la energía contiene un término para las pérdidas internas, mientras que la ecuación del momentum contiene un término para las resistencias externas.

El principio de la energía ofrece una explicación más simple y más clara que la que ofrece el principio del momentum. Pero el principio del momentum tiene ciertas ventajas en su aplicación a los problemas que incluyen grandes cambios de la energía interna, tales como el problema del salto hidráulico. Si la ecuación de la energía se aplica a tales problemas, la pérdida desconocida de la energía interna representada por h_f es indeterminada, y la omisión de este término podría dar lugar a errores considerables. Si en vez, la ecuación del momentum es aplicado a estos problemas, ya que él trata solamente con fuerzas externas, los efectos de las fuerzas internas estarán fuera de consideración y no necesitan ser

evaluados. El término para pérdidas de fricción debido a las fuerzas externas, por otra parte, es poco importante en tales problemas y puede ser omitido porque el fenómeno toma lugar en un corto tramo del canal y el efecto debido a las fuerzas externas es despreciable comparado con las pérdidas internas.

g- Fuerza específica

Se define como la fuerza de la corriente de flujo y se denomina como "flujo de momentum", "fuerza total" o "fuerza más momentum".

Aplicando el principio del momentum a un tramo corto horizontal de un canal prismático, la fuerza externa de fricción y el efecto del peso del agua, pueden ser despreciados. Así, con $\theta = 0$ y $F_f = 0$ y suponiendo también que $\beta_1 = \beta_2 = 1$, la ecuación 5.64 se hace:

$$\frac{QV}{g} (V_2 - V_1) = P_1 - P_2 \quad \text{Ec. 5.66 [10]}$$

Las fuerzas hidrostáticas P_1 y P_2 se pueden expresar como

$$P_1 = \gamma \bar{z}_1 A_1 \quad \text{y} \quad P_2 = \gamma \bar{z}_2 A_2$$

donde z_1 y z_2 son las distancias de los centroides de las respectivas áreas húmedas A_1 y A_2 debajo de la superficie del flujo. También, $V_1 = Q/A_1$, y $V_2 = Q/A_2$. Entonces, la ecuación del momentum se puede escribir:

$$\frac{Q^2}{gA_1} + \bar{z}_1 A_1 = \frac{Q^2}{gA_2} + \bar{z}_2 A_2 \quad \text{Ec. 5.67 [10]}$$

Los dos lados de la ecuación 5.67 son análogos y, entonces, se pueden expresar para cada sección del canal por medio de una ecuación general:

$$F = \frac{Q^2}{gA} + \bar{z}A \quad \text{Ec. 5.68 [10]}$$

Esta ecuación consiste de dos términos: El primer término es el momentum del flujo pasando a través de la sección del canal por

unidad de tiempo y por peso unitario de agua y el segundo es la fuerza por peso unitario del agua. Ya que ambos términos son esencialmente fuerza por unidad de peso de agua, su suma puede llamarse fuerza específica. Concordantemente, la ecuación 5.68 puede expresarse como $F_1 = F_2$. Esto significa que las fuerzas específicas de las secciones 1 y 2 son iguales siempre que las fuerzas externas y el efecto del peso del agua en el tramo entre las dos secciones puedan ser despreciados.

Al representar la profundidad contra las fuerzas específicas para una sección del canal y una descarga dadas, se obtiene una curva de fuerza específica (Fig. 5.34). Esta curva tiene dos partes AC y BC. La parte AC se aproxima al eje horizontal asintóticamente hacia la derecha. La parte BC se crece hacia arriba y se extiende indefinidamente a la derecha. Para un valor dado de la fuerza específica, la curva tiene dos posibles profundidades Y_1 y Y_2 . Como se verá más tarde, son las dos profundidades inicial y seciente de un salto hidráulico. En el punto C sobre la curva, las dos profundidades se hacen una, y la fuerza específica es un mínimo. El argumento siguiente muestra que la profundidad en el valor mínimo de la fuerza específica es igual a la profundidad crítica.

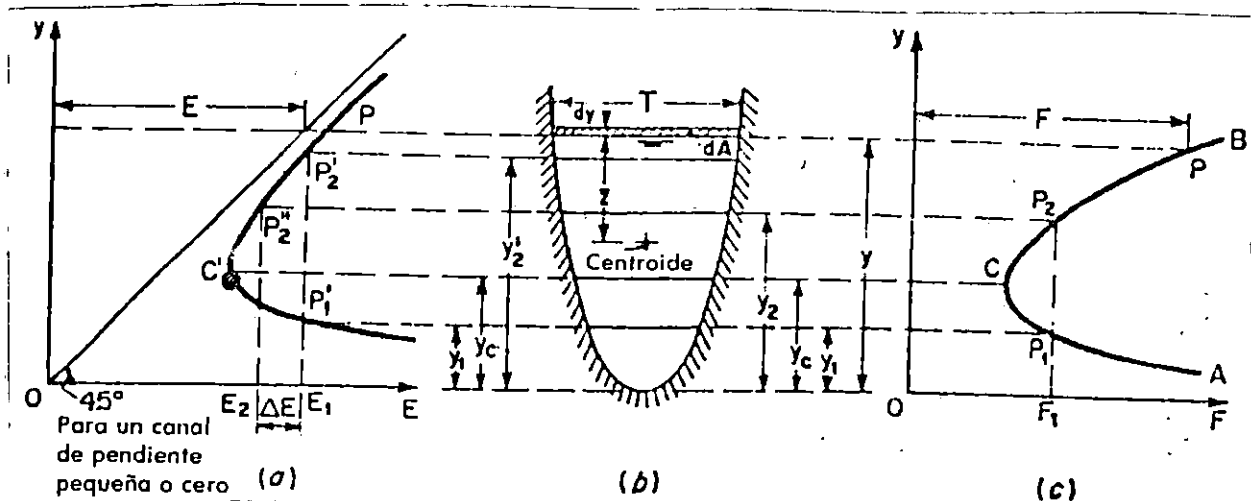


Figura 5.34: Curva de fuerza específica suplementada con la curva de energía específica. (a) Curva de energía específica; (b) sección del canal; (c) curva de fuerza específica.

Para un valor mínimo de la fuerza específica, la primera derivada de F con respecto a y deberá ser cero, o, de la ecuación 5.68

$$\frac{dF}{dy} = -\frac{Q^2}{gA^2} \frac{dA}{dy} + \frac{d(\bar{z}A)}{dy} = 0 \quad \text{Ec. 5.69 [10]}$$

Para un cambio dy en la profundidad, el correspondiente cambio d($\bar{z}A$) en el momento estático del área mojada relativo a la superficie libre es igual a $[A(z+dy) + T(dy)^2/2] - zA$, figura 5.34(b) Ignorando el diferencial de mayor grado, es decir, suponiendo $(dy)^2 = 0$, el cambio en el momento estático se hace $d(zA) = A dy$. Entonces la ecuación precedente se puede escribir:

$$\frac{dF}{dy} = -\frac{Q^2 dA}{gA^2 dy} + A \quad \text{Ec. 5.70 [10]}$$

Si $dA/dy = T$, $Q/A = V$ y $A/T = D$, la ecuación se puede reducir a

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{D}{2}$$

Este es el criterio para el estado crítico del flujo, derivado anteriormente. De modo que la profundidad en el valor mínimo de la fuerza específica es la profundidad crítica. Se cumple en el estado crítico del flujo, que la fuerza específica es un mínimo para el caudal dado.

Se compara la curva de la fuerza específica con la curva de la energía específica (Figura 5.34). Para una energía específica E_1 dada, la curva de energía específica indica dos posibles profundidades, las cuales son, un nivel inferior y_1 en la región de flujo supercrítico y un nivel superior y_2' en la región de flujo subcrítico. Para un valor dado F_1 , la curva de fuerza específica también indica dos posibles profundidades que son, una profundidad inicial y_1 en la región supercrítica y una profundidad

secuente y_2 en la región de flujo subcrítica. Se ha supuesto que el nivel bajo y la profundidad inicial son ambos iguales a y_1 . Así, las dos curvas indican conjuntamente que la profundidad secuente y_2 es siempre menor que el nivel alto y_2' . Más aún, la curva de energía específica muestra que el contenido de energía E_2 para una profundidad y_2 es menor que el contenido de energía E_1 para una profundidad y_2' . Así, para mantener un valor constante de F_1 , la profundidad del flujo se puede cambiar de y_1 a y_2 perdiendo una cierta cantidad de energía, la cual es igual a $E_1 - E_2 = \Delta E$. Un ejemplo de esto es el salto hidráulico sobre un piso horizontal, en el cual las fuerzas específicas antes y después del salto son iguales y la pérdida de energía es una consecuencia del fenómeno. Se puede establecer en este punto, sin embargo, que las profundidades y_1 e y_2' mostradas por las curvas de la energía específica son las profundidades alternas; mientras que las profundidades y_1 e y_2 mostradas por la curva de la fuerza específica son, respectivamente, la profundidad inicial y la profundidad secuente del salto hidráulico.

El uso conjunto de la curva de energía específica y la curva de la fuerza específica ayuda a determinar gráficamente las pérdidas de energía incluidas en el salto hidráulico para un flujo dado entrando. Para profundidad y_1 , los puntos P_1 y P_1' están localizados sobre la curva de fuerza específica y la curva de energía específica, respectivamente (Fig. 5.35). El punto P_1' da el contenido de energía inicial E_1 . Se dibuja una línea vertical, pasando a través del punto P_1 e interceptando la parte superior de la curva de fuerza específica en el punto P_2 , el cual da la profundidad secuente y_2 . Entonces se dibuja una línea horizontal pasando a través del punto P_2 e interceptando la curva de energía específica en el punto P_2'' , el cual da el contenido de energía E_2 después del salto. La pérdida de energía en el salto es entonces igual a $E_1 - E_2$, representada por ΔE .

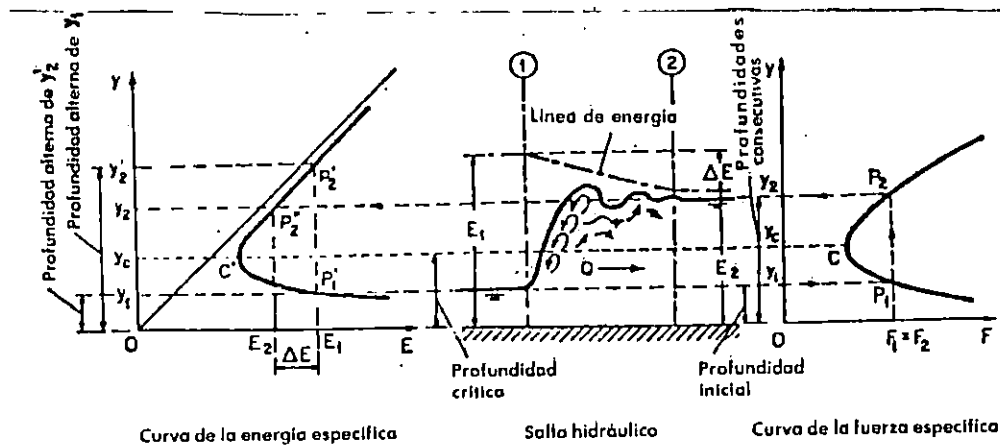


Figura 5.35

S.5 FLUJO GRADUALMENTE VARIADO

El flujo gradualmente variado es el flujo permanente cuya profundidad varía gradualmente a lo largo de la longitud del canal. Lo que significa dos condiciones: La primera que las características hidráulicas del flujo permanecen constantes en el intervalo de tiempo en consideración (flujo permanente), y la segunda, que las líneas de corriente son prácticamente paralelas, lo que permite suponer distribución hidrostática de las presiones en la sección transversal.

El estudio de este flujo es puramente teórico y se apoya sobre las siguientes hipótesis básicas:

1. La pérdida de altura en una sección es la misma que la de un flujo uniforme, que tenga la velocidad y el radio hidráulico de la sección.
2. La pendiente del canal es pequeña: la inclinación no afecta al tirante, no se necesita corregir las presiones, no hay arrastre de aire.
3. El canal es prismático.
4. La distribución de velocidad en la sección del canal está fijada. Así, los coeficientes de distribución de la velocidad son constantes.

5. El transporte K y el factor de sección Z para flujo crítico son funciones exponenciales de la profundidad del flujo.
6. El coeficiente de rugosidad es independiente de la profundidad del flujo y es constante a través del tramo del canal en consideración.

Si el estudiante desea una explicación más amplia de estas hipótesis deberá investigar en la referencia [10].

5.5.1 ECUACION DE FLUJO GRADUALMENTE VARIADO

Para el planteamiento de la ecuación del flujo gradualmente variado se tomará como referencia la figura 5.36, considerando que es una longitud elemental dx en un canal abierto.

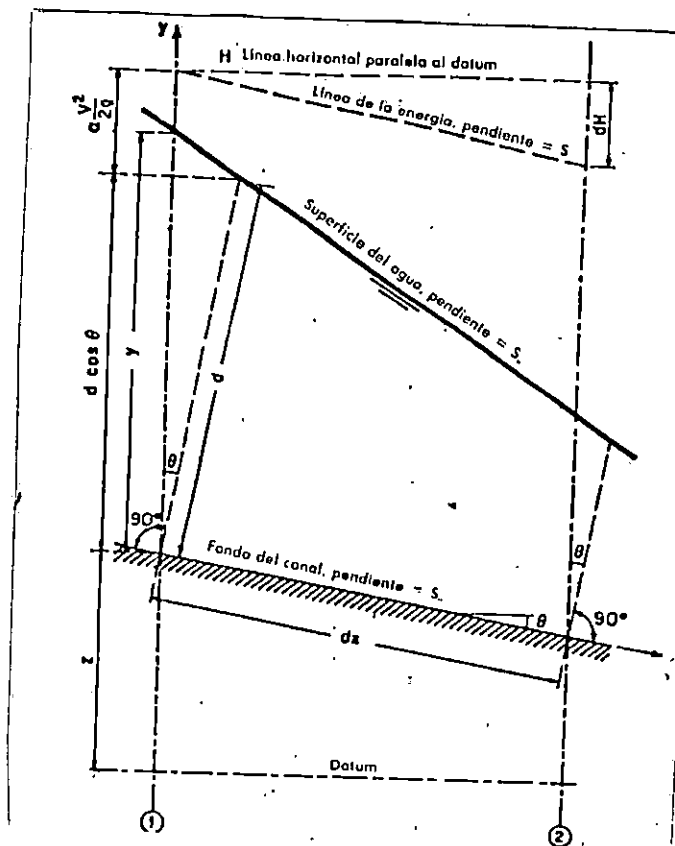


Figura 5.36: División de la ecuación del flujo gradualmente variado [10].

En la sección (1) aguas arriba, la altura total sobre el plano de referencia serían:

$$H = z + d \cos \theta + \alpha \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 5.71}$$

Donde:

- H= Altura total
- z= Es la distancia vertical del fondo del canal sobre el plano de referencia.
- d= Profundidad de la sección del flujo
- θ = Angulo de la pendiente del fondo
- α = Coeficiente de energía.
- V= Velocidad media del flujo a través de la sección.

Se supone que θ y α son constantes a lo largo del tramo de canal en estudio. Considerando que el eje X coincide con el fondo del canal y diferenciando la ecuación 5.71 respecto a la longitud X del perfil de la superficie del agua, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{dH}{dx} = \frac{dz}{dx} + \cos \theta \frac{dd}{dx} + \alpha \frac{d}{dx} \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 5.72 [10]}$$

La pendiente está definida aquí como el seno del ángulo θ y se supone positiva si desciende en la dirección del flujo y negativa si asciende. Con ayuda de la figura 5.36 se puede expresar lo siguiente:

$$\text{Pendiente de la línea de energía } S_f = -\frac{dH}{dx}$$

$$\text{Pendiente del fondo del canal } S_o = \text{Sen} \theta = \frac{dz}{dx}$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la ecuación 5.72 y resolviendo para dd/dx , se obtiene:

$$\frac{dd}{dx} = \frac{S_o - S_f}{\cos \theta + \alpha d (V^2/2g)/dd} \quad \text{Ec. 5.73 [10]}$$

Esta ecuación es conocida como la ecuación dinámica del flujo gradualmente variado o simplemente como la ecuación del flujo gradualmente variado. Representa la pendiente de la superficie del agua, respecto al fondo del canal.

En la ecuación anterior la pendiente θ ha sido supuesta constante. De no ser así, un término $-d \text{ Sen} \theta$ ($d\theta/dd$), donde θ es una función de X , debería haber sido agregado al denominador. Para valores pequeños de θ , $\text{Cos} \theta \approx 1$, $d \approx Y$, $dd/dX \approx dY/dX$, por lo que la ecuación queda de la siguiente forma:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{S_o - S_f}{1 + \alpha d (V^2/2g) / dy} \quad \text{Ec. 5.74 [10]}$$

Generalmente esta ecuación es usada para canales, ya que con frecuencia tienen pendientes pequeñas.

De la ecuación 5.73 se puede decir que si resulta igual a cero, la pendiente de la superficie del agua es igual a la pendiente del fondo del canal (S_o), si el resultado de la ecuación es menor que cero, entonces la pendiente de la superficie del agua es mayor que la pendiente del canal (S_o) y en caso que resulte mayor que cero, la pendiente de la superficie del agua es menor que la pendiente del canal (S_o).

El término $\alpha d(V^2/2g)/dy$ en la ecuación de flujo gradualmente variado representa la variación o cambio de la altura de velocidad.

El coeficiente α ha sido supuesto que sea constante a lo largo de la sección del canal en estudio. De no ser así, el cambio en la altura de velocidad podría haber sido expresado con $d(\alpha V^2/2g)/dy$, donde α es función de X . Por continuidad $V=QA$, Q es constante y $dA/dy=T$, el término altura de velocidad se puede desarrollar como sigue:

$$\alpha \frac{d}{dy} \left(\frac{V^2}{2g} \right) = \frac{\alpha Q^2}{2g} \frac{dA^{-2}}{dy} = -\frac{\alpha Q^2}{gA^3} \frac{dA}{dy} = -\frac{\alpha Q^2 T}{gA^3} \quad \text{Ec. 5.75 [10]}$$

ya que $Z = \sqrt{A^3/T}$, la ecuación anterior se puede expresar así:

$$\alpha \frac{d}{dy} \left(\frac{V^2}{2g} \right) = - \frac{\alpha Q^2}{gZ^2} \quad \text{Ec. 5.76 [10]}$$

Suponiendo que en la sección pasa un flujo crítico de descarga igual Q , se cumple:

$$Q = Z_c \sqrt{\frac{g}{\alpha}} \quad \text{Ec. 5.77 [10]}$$

donde Z_c es el factor de sección para cálculos de flujo crítico para la descarga Q a la profundidad y_c .

Sustituyendo 5.77 para Q en la ecuación 5.76 y simplificando, se obtiene:

$$\alpha \frac{d}{dy} \left(\frac{V^2}{2g} \right) = - \frac{Z_c^2}{Z^2} \quad \text{Ec. 5.78 [10]}$$

El término S_f en la ecuación 5.74 representa la pendiente de la energía. De acuerdo a la primera hipótesis (Sección 5.5, numeral 1), esta pendiente en la sección del canal del flujo gradualmente variado es igual a la pendiente de la energía del flujo uniforme, que tiene la velocidad y el radio hidráulico de la sección.

Cuando se utiliza la fórmula de Manning, la pendiente de la energía es:

$$S_f = \frac{n^2 V^2}{2.22 R_H^{4/3}} \quad \text{Ec. 5.79}$$

Y cuando se utiliza la fórmula de Chézy

$$S_f = \frac{V^2}{C^2 R_H} \quad \text{Ec. 5.80}$$

En forma general, expresada en términos del transporte K, la pendiente de la energía, se puede escribir:

$$S_f = \frac{Q^2}{K^2} \quad \text{Ec. 5.81 [10]}$$

Para un flujo, con una descarga Q en la sección, la pendiente de la energía se supone igual a la pendiente del fondo del canal y la ecuación 5.81 se puede expresar así:

$$S_o = \frac{Q^2}{K_n^2} \quad \text{Ec. 5.82 [10]}$$

donde K_n es el transporte para flujo uniforme calculado para Q a la profundidad y_n . Deberá tenerse cuidado de distinguirlo del valor de K de la ecuación 5.81, ya que K representa el valor numérico del transporte, calculado para Q a una profundidad y del flujo gradualmente variado.

Si se dividen las ecuaciones 5.81 y 5.82

$$\frac{S_f}{S_o} = \frac{K_n^2}{K^2} \quad \text{Ec. 5.83 [10]}$$

Si se sustituyen las ecuaciones 5.78 y 5.82 en la ecuación 5.74; se obtiene:

$$\frac{dy}{dx} = S_o \frac{1 - (K_n/K)^2}{1 - (Z_c/Z)^2} \quad \text{Ec. 5.84 [10]}$$

Siendo ésta otra expresión de la ecuación de flujo gradualmente variado. Existe otras formas de expresarla. A continuación se presentan algunas de las más conocidas.

$$A) \quad \frac{dy}{dx} = S_o \frac{1 - (K_n/K)^2}{1 - r(K_n/K)^2} \quad \text{Ec. 5.84 (a) [10]}$$

donde $r = \frac{S_0}{S_c n}$, o la relación de la pendiente del canal a la

pendiente crítica para la profundidad normal de la descarga Q [10].

$$B) \quad \frac{dy}{dx} = S_0 \frac{1 - (Q/Q_n)^2}{1 - (Q/Q_c)^2} \quad \text{Ec. 5.84 (b) [10]}$$

donde Q es la descarga del flujo gradualmente variado para la profundidad y

Q_n caudal normal para una profundidad y

Q_c caudal crítico para una profundidad y

$$C) \quad \frac{dy}{dx} = \frac{S_0 - Q^2 / C^2 A^2 R_H}{1 - \alpha Q^2 / g A^2 D} \quad \text{Ec. 5.84 (c) [10]}$$

Donde:

* D es la profundidad hidráulica, C factor de resistencia de Chézy, R_H, Q, α son factores ya definidos.

Para canales anchos rectangulares

1. Si se usa la fórmula de Manning

$$\frac{dy}{dx} = S_0 \frac{1 - (y_n/y)^{10/3}}{1 - (y_c/y)^3} \quad \text{Ec. 5.84 (d) [10]}$$

2. Si se usa la fórmula de Chézy

$$\frac{dy}{dx} = S_0 \frac{1 - (y_n/y)^3}{1 - (y_c/y)^3} \quad \text{Ec. 5.84 (e) [10]}$$

5.5.2 PERFILES DE FLUJO

a) Características:

De acuerdo al significado de la ecuación 5.84, ésta puede ser usada para describir las características de varios perfiles de flujo o perfiles de la superficie del agua del flujo. Para mayor facilidad se considera que el canal es prismático y que los valores K y Z , de la ecuación 5.84, se supone que crecen o decrecen continuamente con la profundidad " y "; esto es cierto sólo para canales abiertos, excepto para conductos con una parte superior que se va reduciendo gradualmente hasta cerrarse. El perfil de flujo representa "la curva de la superficie del flujo" y se pueden dar dos casos:

1. Una curva de remanso, si la profundidad del flujo aumenta en la dirección del flujo mismo o, expuesto de otra manera si dy/dx es positiva. A su vez en este caso y de la ecuación 5.84 se pueden dar otras dos posibilidades.

$$i) 1 - (K_n/K)^2 > 0 \quad \text{y} \quad 1 - (Z_c/Z)^2 > 0$$

$$ii) 1 - (K_n/K)^2 < 0 \quad \text{y} \quad 1 - (Z_c/Z)^2 < 0$$

Debido a que los valores K y Z varían en una proporción directa con la profundidad " y " el caso (i) indica, $y > y_n$ e $y > y_c$, el flujo debe ser subcrítico. Si $y > y_n > y_c$, el flujo subcrítico debe ocurrir en un canal de pendiente suave, se trata de un canal de pendiente subcrítica. Por otro lado, si $y > y_c > y_n$, el flujo subcrítico debe ocurrir en un canal de gran pendiente (canal de pendiente supercrítica). De forma similar, el caso (ii) indica $y < y_n$ e $y < y_c$. El flujo correspondiente debe ser supercrítico y ocurre en un canal de pendiente suave si $y_n > y_c > y$, o en un canal de pendiente pronunciada si $y_c > y_n > y$.

2. Una curva de desagüe, si la profundidad decrece en la dirección del flujo, de igual manera si dy/dx es negativo y la ecuación 5.84 da dos casos posibles:

i) $1-(K_n/K)^2 > 0$ y $1-(z_c/z)^2 < 0$

ii) $1-(K_n/K)^2 < 0$ y $1-(z_c/z)^2 > 0$

El caso (i) indica que $y_c > y > y_n$, así, que el flujo es supercrítico en un canal de pendiente pronunciada.

El caso (ii) indica que $y_n > y > y_c$ o que el flujo es subcrítico en un canal de pendiente moderada.

También puede darse un tercer caso, cuando la superficie del agua es paralela al fondo del canal ($dy/dx=0$) y la ecuación 5.84 da $1-(K_n/K)^2=0$, o $y=y_n$ lo cual indica un flujo uniforme.

El flujo es uniforme crítico si $y = y_n = y_c$ y un flujo uniforme subcrítico si $y = y_n > y_c$ y un flujo uniforme supercrítico si $y_c > y_n = y$.

Todo lo referente a las características de los perfiles de flujo esta plasmado en la tabla 5.11 y en las figuras 5.38 y 5.39.

Algunas situaciones especiales ocurren en los perfiles teóricos de flujos y son:

- Discontinuidad en el perfil del flujo. Cuando $y=y_c$ la ecuación 5.84 indica que $dy/dx=\infty$, es decir, que el perfil de flujo será vertical al cruzar la línea de profundidad crítica, generándose un salto hidráulico o una caída hidráulica, dependiendo de si la profundidad del flujo es cambiada bruscamente de un nivel bajo a un nivel alto al cruzar la línea de profundidad crítica o viceversa.
- Comportamiento del perfil de flujo a profundidades específicas. Para el análisis de perfiles de flujo es importante conocer el comportamiento teórico de los

mismos a profundidades específicas:

Cuando $y=\infty$ la ecuación 5.84 muestra que $dy/dx=S_o$, es decir que la superficie del flujo es horizontal. Cuando $y=y_n$; $dy/dx=0$, la superficie del flujo es paralela al fondo del canal, esto significa que hay un flujo uniforme. Cuando $y = y_c$ puede ocurrir un salto hidráulico o una caída. Cuando $y = y_n = y_c$, el flujo es uniforme y crítico.

- Puntos de inflexión. Cuando $y=0$ la ecuación 5.84 da como resultado un valor indeterminado de dy/dx (∞/∞). Sin embargo si se usa otro tipo de fórmula, se puede mostrar que el comportamiento teórico del perfil de flujo en o cerca de $y=0$ depende de la fórmula para flujo uniforme que se use. Si se usa la fórmula de Manning (Ecuación 5.84 d) se puede mostrar que dy/dx se hace infinito cuando $y=0$, lo que significa que la curva es vertical en el fondo del canal.

$$\frac{dy}{dx} = S_o \frac{1-(y_n/y)^{10/3}}{1-(y_c/y)^3} \quad \text{Ec. 5.84 (d) [10]}$$

Si se usa la fórmula de Chézy (Ecuación 5.84 (e)) se puede mostrar que $dy/dx = S_o (y_n/y_c)^3$ para $y=0$, significando esto que la curva hará un cierto ángulo en el fondo, por lo que ahí debería haber un punto de inflexión sobre el perfil de flujo cuando $y < y_c < y_n$. Como resultado de algunas investigaciones se dice que este punto de inflexión está a una profundidad muy próxima al fondo del canal. De manera semejante se encontró que existe otro punto de inflexión sobre el perfil del flujo cuando $y > y_n > y_c$ tal como se muestra en la figura 5.37 [10].

$$\frac{dY}{dx} = S_o \frac{1-(y_n/y)^3}{1-(y_c/y)^3} \quad \text{Ec. 5.84 (e) [10]}$$

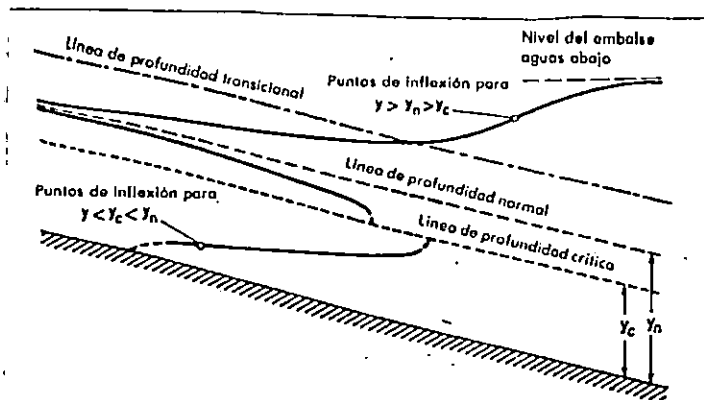


Figura 5.37: Puntos teóricos de inflexión sobre los perfiles de flujo [10].

Tabla 5.11 [10]
TIPOS DE PERFILES DEL FLUJO EN CANALES PRISMATICOS

PENDIENTE DEL CANAL	DESIGNACION			RELACION DE y a y_n Y y_c			TIPO GENERAL DE CURVA	TIPO DE FLUJO
	ZONA 1	ZONA 2	ZONA 3	ZONA 1	ZONA 2	ZONA 3		
Horizontal $S_o = 0$	Ninguna			$y > y_n > y_c$			Ninguna	Ninguna
		H2		$y_n > y > y_c$			Desagüe	Subcrítica
			H3	$y_n > y_c > y$			Remanso	Supercrítica
Moderada $0 < S_o < S_c$	M1			$y > y_n > y_c$			Remanso	Subcrítica
		M2		$y_n > y > y_c$			Desagüe	Subcrítica
			M3	$y_n > y_c > y$			Remanso	Supercrítica
Crítica $S_o = S_c > 0$	C1			$y > y_c = y_n$			Remanso	Subcrítica
		C2		$y_c = y = y_n$			Paralela al fondo del canal	Crítica-uniforme
			C3	$y_c = y_n > y$			Remanso	Supercrítica
Pronunciada $S_o > S_c > 0$	S1			$y > y_c > y_n$			Remanso	Subcrítica
		S2		$y_c > y > y_n$			Desagüe	Supercrítica
			S3	$y_c > y_n > y$			Remanso	Supercrítica
Adversa $S_o < 0$	Ninguna			$y > (y_n)^* > y_c$			Ninguna	Ninguna
		A2		$(y_n)^* > y > y_c$			Desagüe	Subcrítica
			A3	$(y_n)^* > y_c > y$			Remanso	Supercrítica

* y_n en paréntesis se asume un valor positivo.

b) Clasificación:

Para el caudal y condiciones del canal dadas las líneas de profundidad normal y profundidad crítica dividen el espacio en un canal de tres zonas:

Zona 1. El espacio sobre la línea superior.

Zona 2. El espacio entre las dos líneas.

Zona 3. El espacio de la línea inferior.

Con esta definición de zonas, los perfiles de flujo se pueden clasificar dentro de trece tipos diferentes, de acuerdo a la naturaleza de la pendiente del canal y la zona en la cual la superficie del flujo se ubique. designados como H2, H3, M1, M2, M3; C1, C2, C3; S1, S2, S3; y A2, A3. La letra es descriptiva de la pendiente: H para horizontal, M para moderado (subcrítica), C para crítica, S para pronunciada (Supercrítica), A para pendiente adversa. El numeral representa la zona.

De la clasificación anterior C2 es para flujo uniforme, el resto es para flujo gradualmente variado. Es de suma importancia que el estudiante sepa que un perfil de flujo continuo ocurre generalmente sólo en una zona. Las características generales de estos perfiles se dan en la tabla 5.11 y la forma que éstos toman, en las figuras 5.38 y 5.39. En estas figuras las líneas punteadas cerca de la profundidad crítica y del fondo del canal significan que no puedan ser definidas por la teoría del flujo gradualmente variado.

A continuación se describe cada uno de los tipos de perfil de flujo [10].

- Perfiles M; $S_o < S_c$ e $Y_n > Y_c$.

El perfil M1 representa la curva de remanso y en la práctica es el más importante.

Este tipo de perfil se da cuando el extremo aguas abajo de un canal de pendiente moderada, largo, está sumergido en un embalse a una profundidad mayor que la profundidad normal del flujo en el canal, cae en la zona 1.

El extremo aguas arriba de la curva es tangente a la línea de profundidad normal, ya que $dy/dx=0$ cuando $y = y_n$; y el extremo

aguas abajo es tangente a la superficie horizontal del embalse, ya que $dy/dx=S_0$, cuando $y = \infty$.

Ejemplos de este tipo de perfil se dan en la figura 5.39 (a) y 5.39 (b) y representan un perfil detrás de una represa en un río natural y el perfil en un canal uniendo dos embalses, respectivamente.

Un perfil M2 ocurre cuando el fondo de un canal en el extremo aguas abajo está sumergido en un embalse a una profundidad menor que la profundidad normal. El extremo aguas arriba del perfil es tangente a la línea de la profundidad normal, ya que $dy/dx=0$ cuando $y = y_n$. Si la cantidad de sumergencia en el extremo aguas abajo es menor que la profundidad crítica, el perfil de flujo terminará abruptamente, con un extremo tangente a una línea vertical y a una profundidad igual a la profundidad crítica, ya que $dy/dx=\infty$ para $y = y_c$, generando una caída hidráulica.

Por el contrario, si la profundidad de sumergencia en el extremo aguas abajo es más grande que la profundidad crítica, entonces todo lo que se forme quedará sobre la superficie del agua en el embalse.

Como ejemplos se pueden tener: el perfil en el lado aguas arriba de un sorpresivo ensanchamiento de la sección transversal de un canal (Fig. 5.39 (c)) y el perfil en un canal orientado hacia un embalse, donde el nivel de éste se muestra en ambas formas arriba y abajo de la línea de profundidad crítica (Fig. 5.39 (d)).

El perfil M3, inicia teóricamente del fondo del canal aguas arriba, a una pendiente de ángulo vertical o con ángulo agudo, dependiendo del tipo de ecuación usado del flujo uniforme (Ecuaciones 5.84, 5.84(d), 5.84(e)), y termina con un salto hidráulico en el extremo aguas abajo. Este tipo de perfil generalmente ocurre cuando un flujo supercrítico entra en un canal de pendiente moderada. El inicio del perfil, aunque no pueda ser definido precisamente por la teoría, depende de la velocidad inicial del agua saliente. Cuando más alta la velocidad, el perfil empezará más lejos aguas abajo. El extremo teórico del

perfil aguas arriba intersectará el fondo del canal ($y=0$); entonces la velocidad teóricamente podría hacerse infinita por eso físicamente M3 no existe en el extremo aguas arriba. Ejemplos del perfil M3 pueden ser: el perfil en una corriente debajo de una compuerta de fondo (Fig. 5.39 (e)) y el perfil después del cambio en la pendiente del fondo de pronunciada o moderada (Fig. 5.39 (f)).

- Perfiles S; $S_o > S_c$ e $Y_n < Y_c$.

El perfil S1 empieza con un salto en el extremo aguas arriba y se hace tangente al nivel horizontal del embalse, en el extremo aguas bajo. Algunos ejemplos son los perfiles de flujo detrás de un dique en un canal muy inclinado (Fig 5.39 (g)) y en un canal inclinado vaciándose en un lago de gran elevación (Fig. 5.39 (h)).

El perfil S2 es una curva de desagüe, usualmente es muy corto y más bien como una transición entre una caída hidráulica y el flujo uniforme. Como ejemplo pueden ser los perfiles formados en el lado aguas abajo de un ensanchamiento de la sección del canal (Fig.5.39(i)) y sobre el lado de gran pendiente a medida que esta aumenta a lo largo del canal (Fig 5.39(j)).

El perfil S3, es también un tipo de flujo transicional, formado entre un flujo supercrítico saliente y la línea de profundidad normal a la cual el perfil es tangente. Ejemplo es el perfil sobre el lado de pendiente pronunciada a medida que la pendiente del canal cambia de inclinada a moderadamente inclinada (Fig. 5.39 (k)) y a que debajo de una compuerta con la profundidad del flujo entrante menor que la profundidad normal sobre una pendiente fuerte (Fig. 5.39 (l)).

- Perfiles C; $S_o = S_c$ e $Y_n = Y_c$.

Estos perfiles representan las condiciones de transición entre los perfiles M y S. Suponiendo un canal ancho rectangular, la ecuación 5.84(d) muestra que los perfiles C1 y C3, son curvados y que el perfil C1 es asintótico a una línea horizontal (Fig. 5.39 (m) y (n)).

El perfil C2 representa el caso de flujo crítico uniforme.

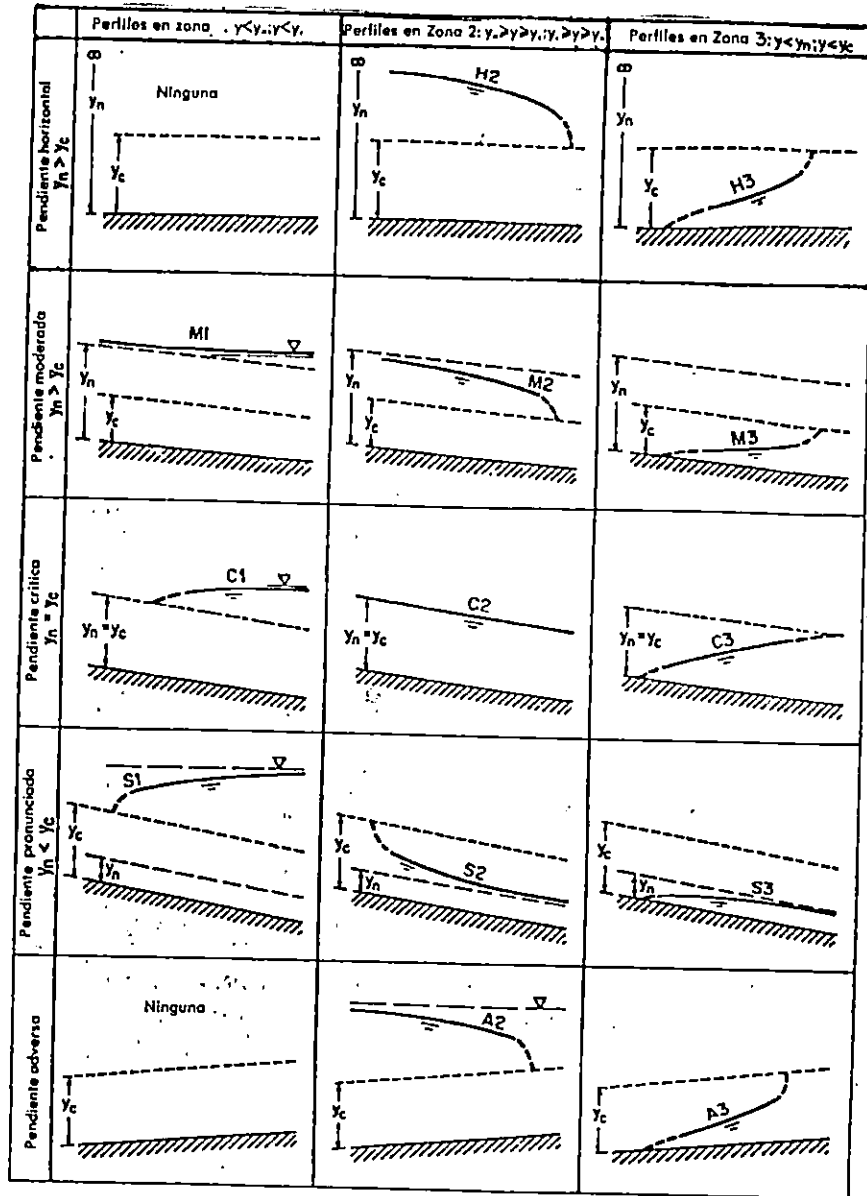


Figura 5.38: Clasificación de los perfiles del flujo gradualmente variado. [10]

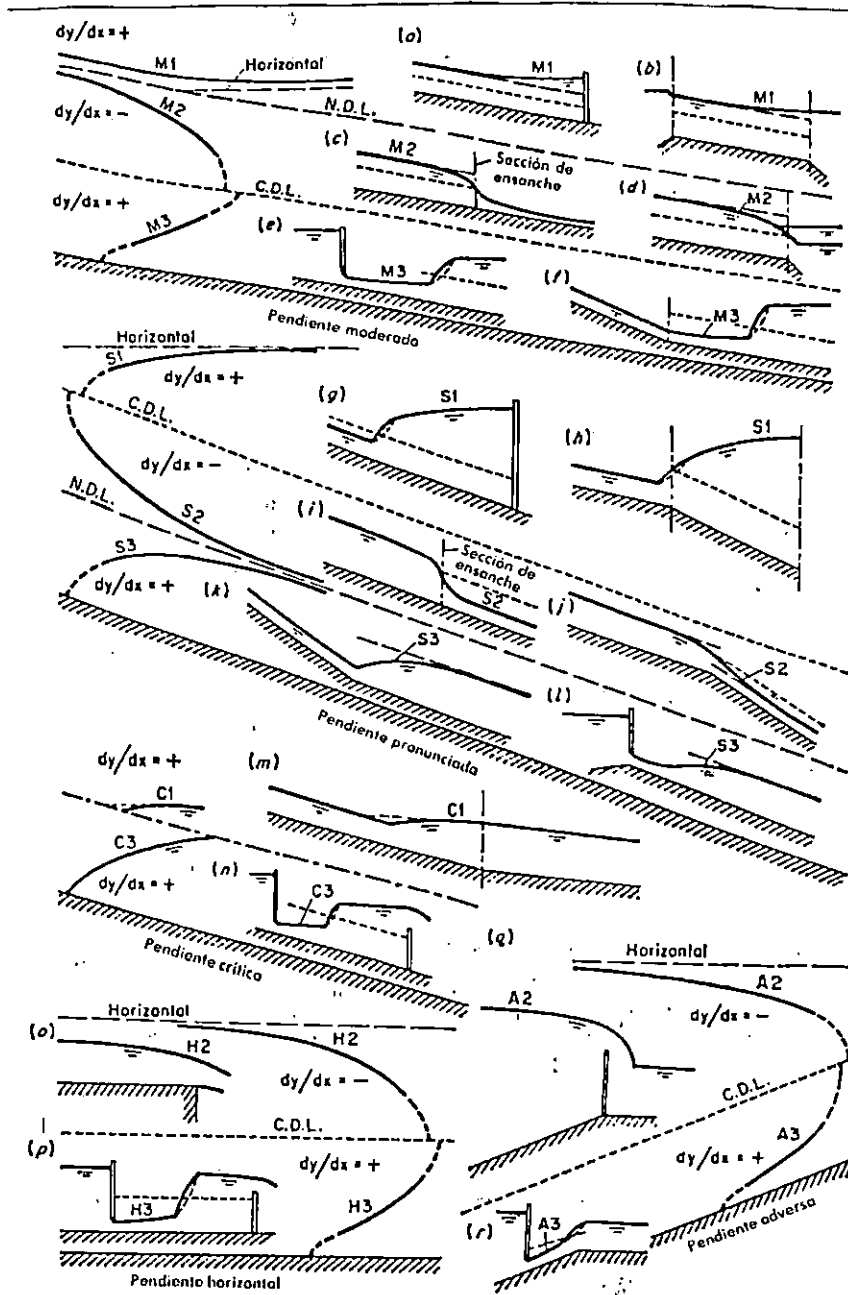


Figura 5.39: Ejemplo de perfiles del flujo [10].

- Perfiles H; $S_o = 0$ e $Y_n = \infty$

Estos son los casos límites de los perfiles M, cuando el fondo del canal se hace horizontal. Los perfiles H2 y H3 corresponden a los perfiles M2 y M3, pero ningún perfil H1 puede en realidad establecerse, ya que teóricamente Y_n es infinito (Fig. 5.39 (o) y (p)).

- Perfiles A; $S_o < 0$.

El perfil A1 es imposible, ya que el valor de Y_n no es real. Los perfiles A2 y A3 son similares a los perfiles H2 y H3, respectivamente (Fig. 5.39 (q) y (r)).

c) Métodos de cálculo

El cálculo de los perfiles de flujo gradualmente variado, consiste en la solución de la ecuación dinámica del flujo gradualmente variado (Ecuación 5.84), cuyo objetivo es determinar la forma del perfil.

Existen tres métodos de cálculo, denominados así: el método de la integración gráfica, el método de la integración directa y el método en etapas.

1 - "El método de integración gráfica"

Con este método se integra la ecuación del flujo gradualmente variado por un procedimiento gráfico.

Si se consideran dos secciones del canal (Fig. 5.40) a distancias X_1 y X_2 , respectivamente, desde un origen elegido y con las correspondientes profundidades del flujo Y_1 e Y_2 . La distancia a lo largo de la solera del canal es:

$$X = X_2 - X_1 = \int_{X_1}^{X_2} dx = \int_{Y_1}^{Y_2} \frac{dx}{dy} dy \quad \text{Ec. 5.85 [10]}$$

Se suponen los valores de Y , y se calculan los valores correspondientes de dx/dy , que es el recíproco del miembro del lado derecho de una ecuación de un flujo gradualmente variado (Ecuación 5.84). Se construye una curva (dx/dy) en función de y ,

(Fig. 5.40 (b)). El área bajo la curva puede ser medida, para determinar el valor de X , ya que según la ecuación 5.85 es igual al área formada por la curva, eje Y , y las ordenadas dx/dy correspondientes a Y_1 e Y_2 .

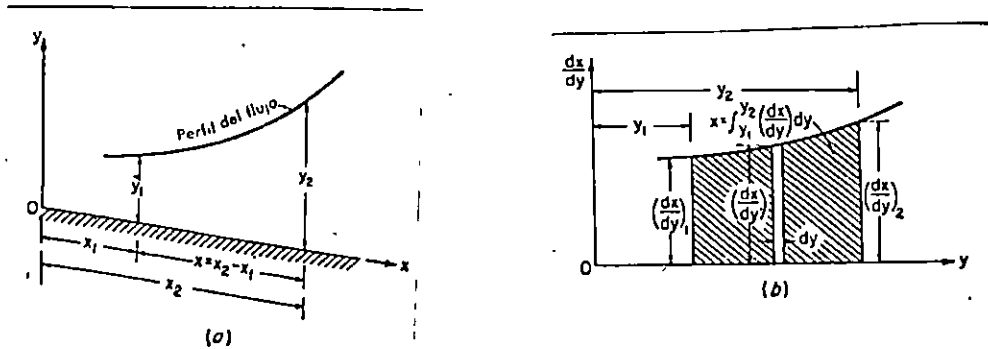


Figura 5.40: Principio del método de integración gráfica

Ejemplo 5.11

Un canal trapezoidal teniendo $b=20$ pies, $z=2$, $S_o=0.0169$, $n=0.025$, lleva una descarga de 400 pies³/s. Calcular el perfil creado por un dique que mantiene aguas arriba a una profundidad de 5 pies inmediatamente atrás del dique. El extremo aguas arriba del perfil se supone a una profundidad igual a 1% mas grande que la profundidad normal. El coeficiente de energía $\alpha=1$ Suponer que el perfil arranca de la ubicación de la presa a una profundidad de 5 pies y termina aguas arriba en la profundidad crítica.

Solución:

$$b = 20 \text{ pies}$$

$$Z = 2.0$$

$$S = 0.0169$$

$$n = 0.025$$

$$Q = 400 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

$$Y = 5 \text{ pies}$$

$$\alpha = 1.0$$

Calcular y_c



Figura 5.40

La profundidad hidráulica y el área mojada de la sección trapezoidal están expresadas en terminos de la profundidad y , este

valor podrá ser sustituido en la expresión $\alpha \frac{V^2}{2g} = \frac{D}{2}$, que es el criterio para flujo crítico (donde $F_r=1$)

$$D = \frac{Y(10+Y)}{10+2Y} \quad (1)$$

$$A = Y(20+2Y) \quad (2)$$

$$\alpha \frac{V^2}{2g} = \frac{D}{2} \quad (3)$$

La velocidad es $V = \frac{Q}{A} = \frac{400}{Y(20+2Y)}$

Sustituyendo V, D y $\alpha=1.0$ en la expresión 3, se tiene:

$$\frac{(400)^2}{Y^2(20+2Y)^2} = g \frac{Y(10+Y)}{10+2Y}$$

$$(400)^2 = \frac{4gY^3(10+Y)^3}{2(5+Y)} \rightarrow 2484.47 = \frac{(10+Y)^3 Y^3}{5+Y}$$

Resolviendo por tanteos $y_c = 2.34$ pies

De ecuación (2) $A_c = 2.34(20+2(2.34))$

$$A_c = 57.75 \text{ pies}^2$$

$$V_c = \sqrt{gD} = (32.2)^{1/2} \left[\frac{2.34(10+2.34)}{(10+4.68)} \right]^{1/2}$$

$$V_c = 7.96 \text{ pies/seg}$$

Para y_n y $V_n = ?$

utilizando Manning (Sistema inglés)

$$Q = \frac{1.49}{n} AR_H^{2/3} S^{1/2}$$

$$R_H = \frac{(20+2Y)Y}{20+2Y\sqrt{1+Z^2}} = \frac{2(10+Y)Y}{2(10+Y\sqrt{5})} = \frac{(10+Y)Y}{(10+Y\sqrt{5})}$$

$$A = (b+ZY)Y = (20+2Y)Y = 2(10+Y)Y$$

Por continuidad

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{200}{(10+Y)Y}$$

Sustituyendo V , A y R_H en Manning, resulta

$$400 = \frac{1.49}{0.025} 2(10+Y) Y \left[\frac{(10+Y) Y}{10+Y\sqrt{5}} \right]^{2/3} \sqrt{0.0169}$$

$$25.81 = (10+Y) Y \left[\frac{(10+Y) Y}{10+Y\sqrt{5}} \right]^{2/3}$$

por tanteos $y_n = 1.72$ pies

$y_n < y_c$ por lo que se trata de un flujo supercrítico

$y > 1.01 y_n \rightarrow y = 1.01 \times 1.72 = 1.74$ pies

El factor de sección $Z_c = Q/\sqrt{g}$

$$Z_c = \frac{400}{\sqrt{32.2}} = 70.5$$

El factor de transporte K_n

$$K_n = \frac{Q}{\sqrt{30}} = \frac{400}{\sqrt{0.0169}} \approx 3077$$

para $y = 5'$

$$T = b+2ZY \quad A = (b+2Y)Y \quad R_H = \frac{(b+2Y)Y}{T+2Y\sqrt{1+Z^2}}$$

$$T = 20+4 \times 5 \quad A = (20+2(5))5 \quad R_H = \frac{(20+2(5))5}{20+10\sqrt{5}}$$

$$T = 40 \text{ pies} \quad A = 150 \text{ pies}^2 \quad R_H = 3.34 \text{ pie}$$

$$R_H^{2/3} = 2.323$$

$$K = \frac{1.49AR^{2/3}}{n} = \frac{1.49(150)(2.32)}{0.025} = 20766$$

$$Z = \sqrt{\frac{A^3}{T}} = \sqrt{\frac{(150)^3}{40}} = 290.5$$

$$\frac{dx}{dy} = \frac{1}{S_o} \frac{1 - (Zc/Z)^2}{1 - (Kn/K)^2} = \frac{1}{0.0169} \frac{1 - (70.5/290.5)^2}{1 - (3077/20766)^2}$$

$$\frac{dx}{dy} = 56.94$$

Tabla 5.12 CALCULO DEL PERFIL DE FLUJO PARA EL EJEMPLO 5.8
MEDIANTE EL METODO DE INTEGRACION GRAFICA

Q = 400 pie³/seg; n = 0.025; S_o = 0.0169; y_c = 2.15 pies;
y_n = 1.72 pies α = 1.0

Y	T	A	RH	R _H ^{2/3}	K	Z	dx/dy	A	X
5.0	40.00	150.00	3.54	2.323	20766	290.5	56.94		
4.75	39.00	140.13	3.40	2.260	18883	265.6	56.50	14.18	-14.18
4.5	38.00	130.50	3.25	2.190	17033	241.8	55.96	14.06	28.24
4.25	37.00	121.10	3.10	2.130	15373	219.2	55.26	13.90	42.14
4.00	36.00	112.00	2.96	2.060	13751	197.6	54.36	13.70	55.84
3.75	35.00	103.10	2.80	1.990	12228	177.0	53.15	13.44	69.28
3.5	34.00	94.50	2.65	1.910	10757	157.6	51.55	13.09	82.37
3.25	33.00	86.13	2.49	1.840	9445	139.2	49.22	12.59	94.96
3.00	32.00	78.00	2.33	1.760	8182	121.8	45.83	11.88	106.84
2.75	31.00	70.13	2.17	1.680	7022	105.5	40.53	10.80	117.64
2.66	30.64	67.35	2.11	1.646	6607	99.9	37.93	3.53	121.17
2.50	30.00	62.50	2.0	1.590	5923	90.0	31.31	5.54	126.71
2.25	29.00	55.13	1.83	1.498	4922	76.0	13.55	5.61	132.32
2.00	28.00	48.00	1.66	1.400	4005	62.9	-37.01		
1.75	27.00	41.13	1.48	1.298	3182	50.8	-844.15		
1.70	26.80	39.78	1.44	1.276	3025	48.5	1899.21		
1.50	26.00	34.50	1.29	1.186	2439	39.74	214.76	211.40	343.72
1.25	25.00	28.13	1.10	1.065	1786	29.8	138.20	44.12	387.84

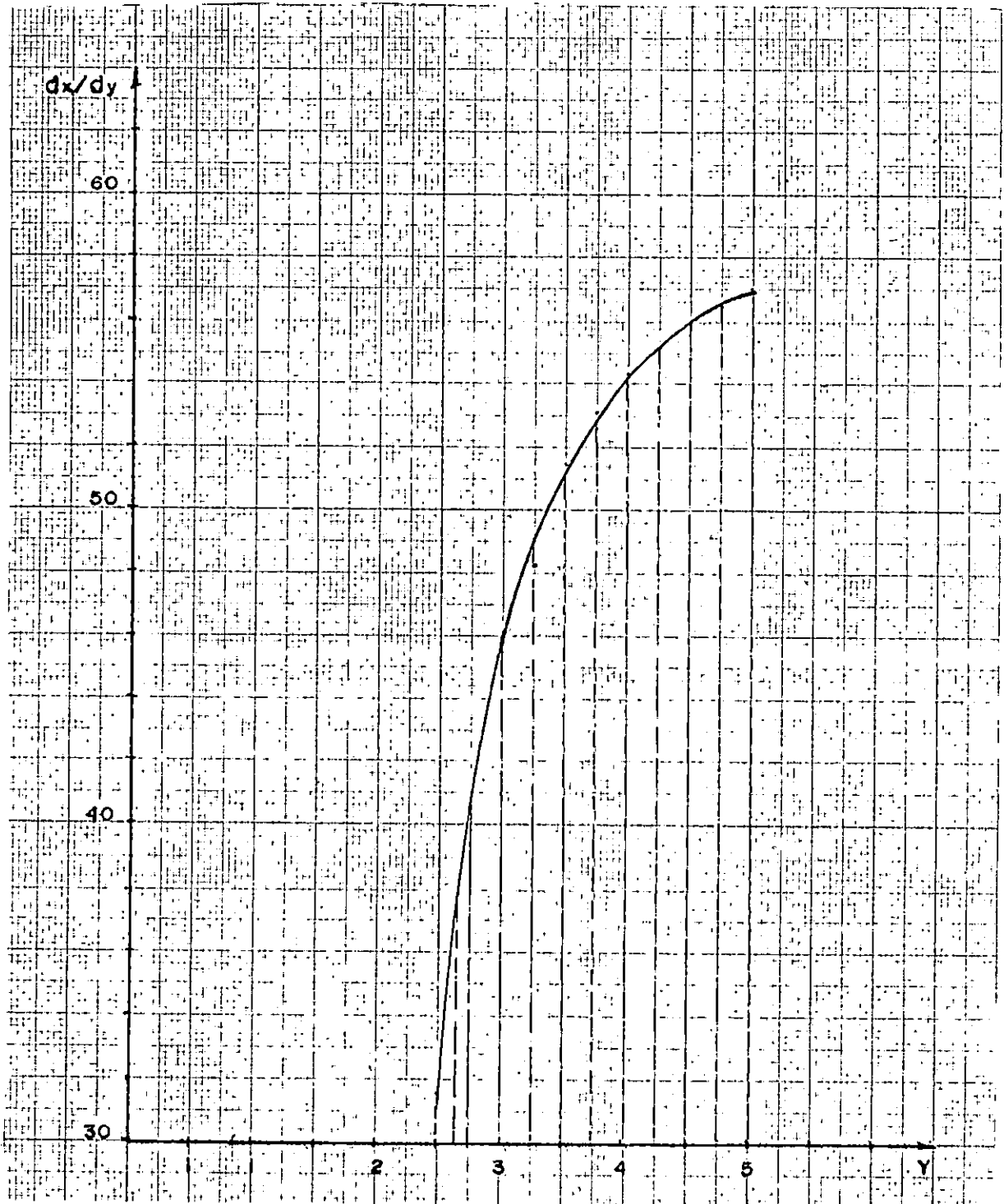


Figura 5.42: Curva $Y - (dx / dy)$

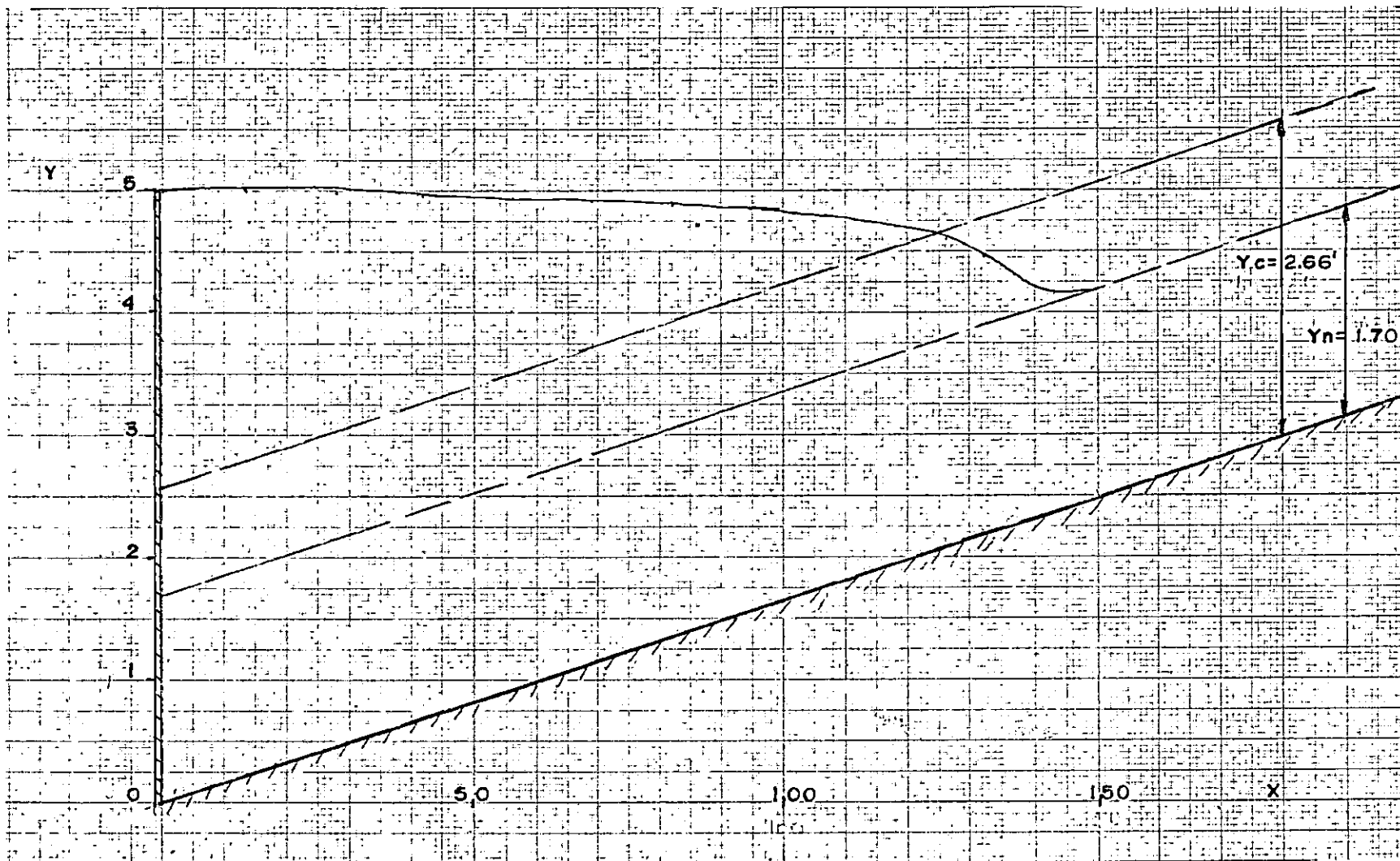


Figura 5.43: Perfil calculado por el método de integración gráfica

2 - "El método de integración directa".

La ecuación diferencial del flujo gradualmente variado no se puede expresar explícitamente en términos de Y para todos los tipos de sección transversal del canal; por lo tanto, una integración directa y exacta de la ecuación resulta prácticamente imposible.

El estudiante podrá consultar en las referencias [4,6,10].

3- "El método directo en etapas".

Es un método aplicable a canales prismáticos y consiste en dividir el canal en tramos cortos y llevar el cálculo etapa por etapa desde un extremo del tramo al otro.

Para explicar el método se auxiliará de la figura 5.44.

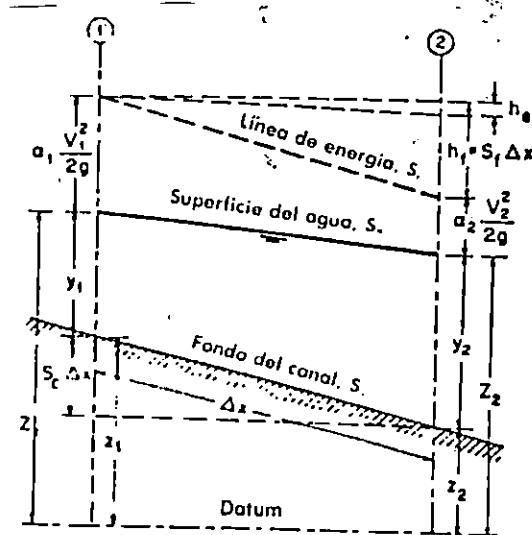


Figura 5.44: Tramo de canal para la derivación del método por pasos [10].

La figura 5.44 muestra un tramo de canal de longitud Δx . Si se igualan las alturas totales en la sección 1 y 2 de los dos extremos y resolviendo para Δx , se obtiene:

$$\Delta X = \frac{E_2 - E_1}{S_o - S_f} = \frac{\Delta E}{S_o - S_f} \quad \text{Ec. 5.86 [10]}$$

Donde, E es la energía específica.

$$y E = Y + \alpha \frac{V^2}{2g}; \text{ suponiendo } \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha = \text{cte}$$

Donde: Y: profundidad del flujo

V: velocidad media del flujo

α : coeficiente de energía

S_o : pendiente del fondo del canal (solera del canal)

S_f : pendiente de la línea de energía

Cuando se usa la fórmula de Manning, la pendiente de la línea de energía se expresa por:

$$S_f = \frac{n^2 V^2}{2.22 R^{4/3}} \quad \text{Ec. 5.87 [10]}$$

El método directo por pasos se basa en la ecuación 5.86, y se realiza mediante el auxilio de una tabla, según el ejemplo 5.12.

Ejemplo 5.12 [10]

Resolver el ejemplo 5.11 por el método directo en etapas o pasos.

Solución:

Procedimiento.

Columna 1. Profundidad del flujo en pies arbitrariamente asignada desde 5.00 hasta 1.25.

Columna 2. Superficie del agua en pies² correspondientes a la

- profundidad y en columna 1.
- Columna 3. Radio hidráulico en pies correspondiente a y en columna 1.
- Columna 4. Potencia a la cuatro tercios del radio hidráulico.
- Columna 5. Velocidad media obtenida dividiendo el caudal de 400 pie³ / seg. por el área del agua en la columna 2.
- Columna 6. Altura de la velocidad en pies.
- Columna 7. Energía específica en pies obtenida agregando la altura de velocidad en la columna 6 a la velocidad del flujo en columna 1.
- Columna 8. Cambio de la energía específica en pies, igual a la diferencia entre el valor E en la columna 7 y aquel de la etapa anterior.
- Columna 9. Pendiente de la fricción calculada con la ecuación 5.87 con $n=0.025$ y con V tal como se da en la columna 5 y $R^{4/3}$ en la columna 4.
- Columna 10. Pendiente media de fricción entre los pasos, igual a la media aritmética de la pendiente de fricción tal como se calculó en la columna 9 y la de la etapa previa.
- Columna 11. Diferencia entre la pendiente del fondo 0.0169 y la pendiente media de fricción.
- Columna 12. Longitud del tramo en pies entre las etapas consecutivas, calculadas con la ecuación 5.86 o mediante la división del valor de ΔE en la columna 8 por el valor en la columna 11.
- Columna 13. Distancia desde la sección considerada hasta el emplazamiento de la presa. Esta es igual a la suma acumulada de los valores en la columna 12 calculada para los pasos previos.

El perfil de flujo así calculado es prácticamente idéntico con aquél obtenido por integración gráfica.

Tabla 5.13 Cálculo del perfil de flujo por el metodo directo en etapas (Ejemplo 5.12)

$Q = 400 \text{ pie}^3/\text{seg}$; $n = 0.025$; $S_o = 0.0169$; $Y_c = 2.15 \text{ pies}$;
 $y_n = 1.72 \text{ pies}$; $\alpha = 1.00$

y	A	R_H	$R_H^{3/4}$	V	$\alpha V^2/2g$	E	ΔE	$S_f = \frac{n^2 V^2}{2.22 R^{4/3}}$	S_f	$S_o - S_f$	ΔX	X
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
5.0	150	3.54	5.40	2.67	0.1107	5.11	---	0.000372				
4.75	140.13	3.40	5.11	2.85	0.1261	4.876	0.234	0.000448	0.000410	0.0161	14.53	14.53
4.50	130.50	3.25	4.81	3.07	0.1463	4.646	0.230	0.000552	0.000500	0.0164	14.02	28.55
4.25	121.10	3.10	4.52	3.30	0.1691	4.419	0.227	0.000678	0.000620	0.0163	13.93	42.48
4.00	112.00	2.96	4.25	3.57	0.1979	4.198	0.221	0.000844	0.000761	0.0161	13.73	56.21
3.75	103.10	2.80	3.95	3.88	0.2338	3.983	0.215	0.001070	0.000960	0.0159	13.52	69.73
3.50	94.50	2.65	3.67	4.23	0.2778	3.778	0.205	0.001370	0.001220	0.0157	13.06	82.79
3.25	86.13	2.49	3.37	4.64	0.3343	3.584	0.194	0.001790	0.001580	0.0153	12.68	95.47
3.00	78.00	2.33	3.09	5.13	0.4086	3.409	0.175	0.002390	0.002090	0.0148	11.82	107.19
2.75	70.13	2.17	2.81	5.70	0.5045	3.255	0.154	0.003260	0.002830	0.0141	10.92	118.21
2.66	67.35	2.11	2.71	5.94	0.5479	3.208	0.047	0.003670	0.003470	0.0134	3.51	121.72
2.50	62.50	2.00	2.52	6.40	0.6360	3.136	0.072	0.004580	0.004130	0.0128	5.63	127.35
2.25	55.13	1.83	2.24	7.26	0.8184	3.068	0.068	0.006620	0.005600	0.0113	6.02	133.37
2.00	48.00	1.66	1.97	8.33	1.0775	3.078	-0.01	0.009920	0.008270	0.0086	-1.16	
1.75	41.13	1.48	1.69	9.73	1.4700	3.220	-0.142	0.016400	0.013200	0.0037	-38.38	
1.70	39.78	1.44	1.63	10.06	1.5715	3.271	-0.050	0.017400	0.016900	0.0000	---	
1.50	34.50	1.29	1.40	11.59	2.0858	3.586	-0.316	0.027000	0.022200	-0.005	63.20	196.57
1.25	28.13	1.10	1.14	14.22	3.1400	4.390	-1.118	0.049900	0.038500	-0.0216	51.81	248.38

5.6 FLUJO RAPIDAMENTE VARIADO

En este tipo de flujo las líneas de corriente presentan curvaturas muy pronunciadas y los cambios de curvatura se pueden hacer tan abruptos que el perfil de flujo esté virtualmente roto, resultando en un estado de alta turbulencia.

Este tipo de flujo presenta un perfil discontinuo, del cual el salto hidráulico es un ejemplo.

5.6.1 SALTO o RESALTO HIDRÁULICO

Para flujo supercrítico en un canal horizontal rectangular, la energía del flujo está disipada a través de resistencia friccional a lo largo de una canal, resultando una disminución en velocidad y un aumento en profundidad en la dirección del flujo. Un salto o resalto hidráulico se formará en un canal horizontal rectangular si el número de Froude (F_{r1}) del flujo, la profundidad Y_1 y una profundidad aguas abajo Y_2 , satisfacen la ecuación:

$$\frac{Y_2}{Y_1} = \frac{1}{2} (\sqrt{1+8F_{r1}^2} - 1) \quad \text{Ec. 5.88 [10]}$$

Esta ecuación se puede representar por la curva la figura 5.45

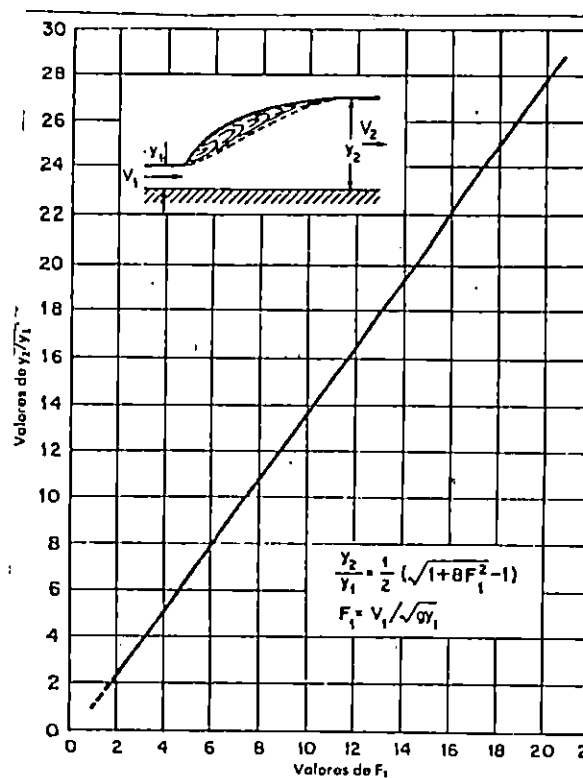


Figura 5.46: Relación entre F_1 y Y_2/Y_1 para un salto hidráulico en un canal rectangular horizontal [10].

a) Clasificación:

Esta clasificación ha sido elaborada en base al número de Froude (Fr) del flujo próximo, sobre pisos horizontales y de acuerdo a los estudios del U.S. Bureau of Reclamation [10].

- i) Cuando $F_1 = 1$, el flujo es crítico y no se puede formar ningún tipo de salto.
- ii) Para valores de Froude entre 1.0 y 1.7, la superficie del agua muestra ondulaciones, y el salto es llamado salto ondular.
- iii) Para Froude 1.7 a 2.5, una serie de ondulaciones mas pronunciadas (rodillos) se desarrollan sobre la superficie del salto. pero la superficie del agua, aguas abajo, permanece lisa. La velocidad a lo largo es ligeramente uniforme y la pérdida de energía es baja. Este se puede llamar salto débil.
- iv) Para Froude de 2.5 a 4.5, hay un chorro oscilante entrando al salto del fondo a la superficie y atrás otra vez sin periodicidad. Cada oscilación produce una gran onda de período irregular. Este salto se puede llamar un salto oscilante.
- v) Para Froude de 4.5 a 9.0, la extremidad aguas abajo de la ola de la superficie y el punto en el cual el chorro de alta velocidad tiende a dejar el flujo ocurre prácticamente en la misma sección vertical. La acción y posición de este salto son menos sensibles a la variación de la profundidad aguas abajo.
Este salto está bien balanceado y su rendimiento es el mejor. La disipación de energía varía desde 45 a 70% y se puede llamar salto permanente.
- vi) Para Froude igual a 9.0 y más grande, el chorro de alta velocidad alcanza golpes intermitentes de agua rodando hacia abajo de la cara del frente del salto, generando ondas aguas abajo, y puede prevalecer una superficie áspera. Su acción es áspera pero efectiva, ya que la

disipación de energía puede alcanzar el 85% y puede ser llamado salto fuerte.

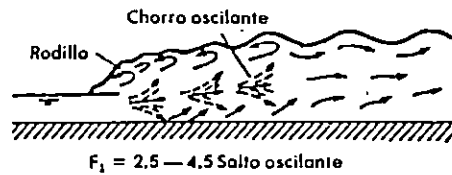
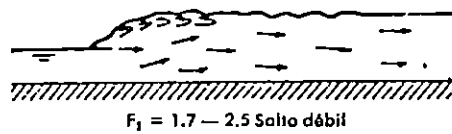
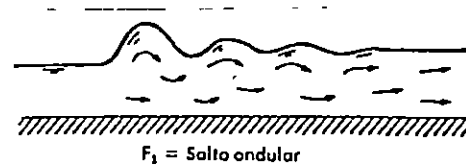


Fig. 5.46: Varios tipos de saltos hidráulicos [10].

b) Características

Para canales horizontales rectangulares, el salto hidráulico presenta las siguientes características: [10].

i) Pérdida de energía

La pérdida de energía en el salto es igual a la diferencia en energía específica antes y después del salto y se puede expresar por la siguiente ecuación:

$$\Delta E = E_1 - E_2 = \frac{(Y_2 - Y_1)^3}{4 Y_1 Y_2} \quad \text{EC. 5.89 [10]}$$

La relación $\Delta E/E_1$ se denomina pérdida relativa de energía.

ii) Eficiencia del salto

Es la relación de la energía específica después del salto a aquella antes del salto.

$$\frac{E_2}{E_1} = \frac{(8F_{r1}^2 + 1)^{3/2} - 4F_{r1}^2 + 1}{8F^2 (2 + F_{r1}^2)} \quad \text{EC. 5.90 [10]}$$

La pérdida relativa es igual a $1 - E_2/E_1$; es adimensional y depende de F_{r1} .

iii) Altura del salto

La diferencia entre las profundidades después y antes del salto es la altura del salto, o $h_j = Y_2 - Y_1$. Expresando cada término como una relación respecto a la energía inicial.

$$\frac{h_j}{E_1} = \frac{Y_2}{E_1} - \frac{Y_1}{E_1} \quad \text{EC. 5.91 [10]}$$

Donde; h_j/E_1 es la altura relativa, Y_1/E_1 es la profundidad relativa inicial e Y_2/E_1 es la profundidad relativa seciente. Se cumple

$$\frac{h_j}{E_1} = \frac{\sqrt{1+8F_{r1}^2} - 3}{F_{r1}^2 + 2} \quad \text{EC. 5.92 [10]}$$

c) Usos

En las plantas potabilizadores de agua es utilizado para mezclar compuestos químicos, en donde es bastante efectivo, debido a la violenta agitación que tiene lugar en la ola larga [1].

El salto también puede ser utilizado como un disipador de energía en un flujo supercrítico. En este caso su uso se vuelve necesario para prevenir posible erosión debajo de los vertederos de desborde, caídas y compuertas, pues éste reduce rápidamente la velocidad del flujo sobre un lecho pavimentado a un punto donde el flujo se hace incapaz de erosionar el lecho del canal aguas abajo [10].

Ejemplo 5.14

Canal rectangular $b = 10$ pies, $n = 0.017$, $Q = 400$ pie³/seg, $S_o = 0.020$. Al final del canal hay un vertedero, con $C = 3.8$ y una altura $H = 5.0$ pies (desde la cresta del vertedero hasta el fondo). Determinar las condiciones del flujo: y_n , y_c , H del vertedero, analizar si hay un resalto y encontrar los tirantes; estimar a qué distancia del vertedero se presenta.

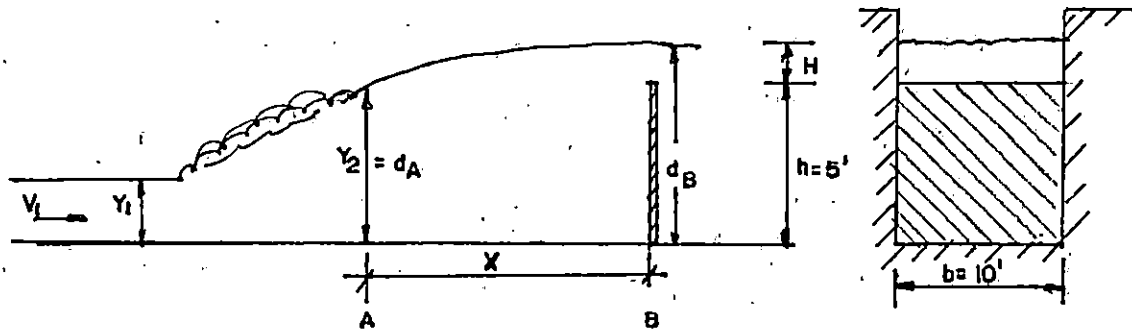


Figura 5.47

Para el canal

$b = 10$ pies, $Q = 400$ pie³/seg, $n = 0.017$, $S_o = 0.020$

Para el vertedero

$h = 5.0$ pies, $C = 3.8$

asumiendo $\alpha = 1.0$

Encontrar: y_n , y_c , H , del vertedero, longitud

$$A = by \quad D = y \quad R_H = \frac{by}{b+2y}$$

$y_n = ?$

Se usa la ecuación 5.33 ó 5.36, para encontrar y_n

$$AR_H^{2/3} = \frac{nk}{1.49} = \frac{nQ}{1.49\sqrt{S}}$$

De la ecuación de Manning

$$Q = \frac{1}{n} A R_H^{2/3} S^{1/2}$$

Ecuación sustituyendo

$$400 = \frac{1.49}{0.017} A R_H^{2/3} (0.020)^{1/2}$$

por tanteos: $y = 2.36$ pie

$y_c = ?$

De la ecuación 5.63

$$Q = \frac{\sqrt{gA^3}}{T} \Rightarrow Q^2 = \frac{gA^3}{T} \Rightarrow \frac{Q^2}{g} = \frac{A^3}{T}$$

$$\frac{Q^2}{g} = \frac{b^3 y^3}{b}$$

$$\frac{Q^2}{g} = b^2 y^3 \Rightarrow y^3 = \frac{Q^2}{b^2 g} \Rightarrow y_c = 3.68 \text{ pies}$$

pendiente crítica (ecuación 5.60)

$$S_c = \frac{14.58 A_c n^2}{T R_H^{4/3}} : R_H = \frac{10(3.68)}{10+7.36} = 2.12 \text{ pies}$$

sustituyendo, se obtiene: $S_c = 0.0057$

$y = ?$

de ecuación 5.37

$$Q = \frac{1.49}{n} A R_H^{2/3} S^{1/2}$$

$$400 = \frac{1.49}{0.017} (10) y \left(\frac{10y}{10+2y} \right)^{2/3} (0.020)^{1/2}$$

$$3.227 = y \left(\frac{5y}{5+y} \right)^{2/3}$$

por tanteos:

$y = 2.35$ pies; para flujo normal

Entonces

$$y_n = 2.36 \text{ pies}, y_c = 3.68 \text{ pies} \quad y = 2.35 \text{ pies}; y:$$

$$S_o = 0.020, S_c = 0.0057 \text{ por tanto } S_o > S_c$$

Es un canal de pendiente pronunciada donde $y_n < y_c$ se presenta como flujo supercrítico y debido a la variación de tirantes por un vertedero se presenta un remanso formandose un perfil de tipo S1 (Ver tabla 5.11, figuras 5.38 y 5.39).

Teóricamente, se formará un salto si la profundidad en la barrera es más grande que la profundidad y_1' , se encuentra a la profundidad supercrítica aproximadamente y_1 [10].

$$F_{r1} = \frac{V}{\sqrt{gD}}; D=y$$

para $y = 2.35$ pies y de la ecuación 5.27 se obtiene la velocidad $R_H^{2/3}$ y $V = 16.98$ pie/seg entonces:

$$F_{r1} = \frac{16.98}{\sqrt{(32.3)(2.35)}} = 1.95$$

según la clasificación esto es un salto débil.

De la ecuación 5.80 se obtiene y_2/y_1

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{1}{2} \sqrt{1+8(1.95)^2} - 1$$

$$y_2/y_1 = 2.30$$

$$y_2 = 2.30 y_1$$

sustituyendo $y_1 = 2.35$ pies y $y_2 = 5.41$ pies

Determinar la carga sobre la cresta del vertedero (H)

$$Q = C b H^{3/2}; \text{ sin considerar la velocidad de llegada.}$$

donde: C: es el coeficiente global, b: el ancho y H: es la carga sobre la cresta del vertedero.

Sustituyendo en la ecuación se obtiene; $H = 4.8$ pie

entonces el tirante del flujo junto antes del vertedero es:

$$h + H = dB \quad dB = 5.0 + 4.80 = 9.80 \text{ pies} > y_2$$

X es la distancia aproximada a la cual se forma el salto entre la

sección del tirante y_2 y el tirante en la cercanía del vertedero (d_B).

Un valor aproximado se puede encontrar con la siguiente ecuación:

$$X \approx \frac{\left(d_A + \frac{V_A^2}{2g}\right) - \left(d_B + \frac{V_B^2}{2g}\right)}{S - S_0}$$

donde: d_A, d_B : son los tirantes en los puntos A y B respectivamente, V_A, V_B : velocidad en los puntos A y B respectivamente, S : pendiente promedio del perfil entre A y B, S_0 : pendiente del fondo del canal

Por Manning:

$$Q = \frac{1.49}{n} AR^{2/3} S^{1/2}$$

En el punto A

$$A = (10)(5.41) = 54.1 \text{ pie}^2$$

$$R_H^{2/3} = \frac{5(5.41)}{5+5.41} = 1.89$$

$$\therefore S^{1/2} = \frac{nQ}{1.49AR_H^{2/3}} = \frac{0.017(400)}{1.49(54.1)(1.89)}$$

$$S_A = 0.00199$$

De Mannin se obtuvo:

$$V_A = 7.39 \text{ pie/seg}$$

En el punto B

$$A_B = 98.0 \text{ pie}^2, R_H^{2/3} = 2.22, S_B^{1/2} = 0.000439 \text{ y } V_B = 4.08 \text{ pie/seg}$$

Valores promedio

$$S = 0.0012, R_H = 2.95 \text{ pie}, A = 76.05 \text{ pie}^2 \text{ entonces:}$$

sustituyendo en la ecuación se obtiene:

$$X = 203 \text{ pies}$$

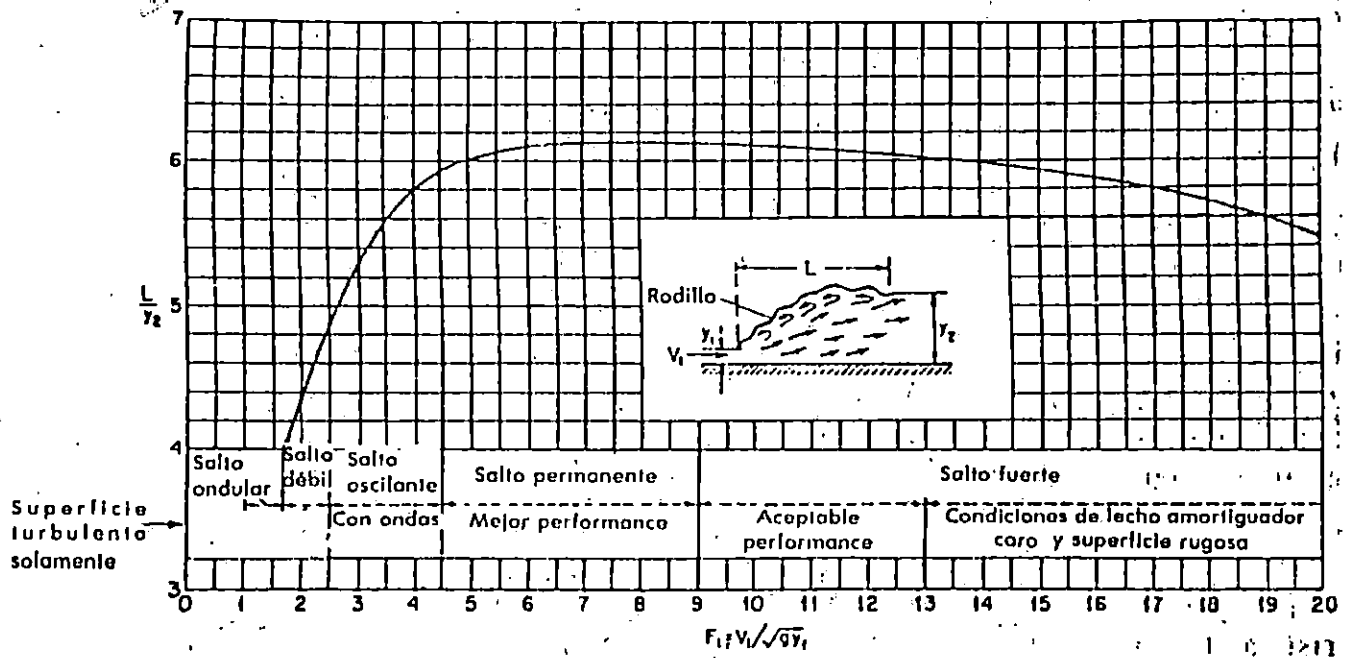


Figura 5.48: Longitud en términos de profundidad secuente y_2 de salto en canales horizontales [10].

5.6.2 CAIDA HIDRAULICA

En la figura 5.49 se ilustra otro ejemplo de flujo no uniforme que es el del flujo sobre una caída. Con un fondo horizontal del canal, el movimiento se lleva a cabo totalmente a expensas de la energía específica almacenada en el líquido. El paso de la sección 1 a la 2 sobre la curva de la superficie del líquido que cae, corresponde a un descenso en el brazo superior (tranquilo) de la curva de energía específica, con una pérdida de ésta; dicha pérdida va acompañada por una disminución de la profundidad. La superficie del líquido en movimiento no puede descender de la profundidad crítica, que corresponde al contenido de energía más bajo posible del líquido que cae. Cualquier descenso adicional de la superficie del líquido por debajo de y_c , implicaría un cambio en el ímpetu en el brazo inferior de la curva de energía específica, y este cambio sólo sería posible si se añadiera energía desde el exterior. Por consiguiente, la profundidad crítica es la más baja que puede alcanzar la superficie en el proceso natural de disipación de energía [6].

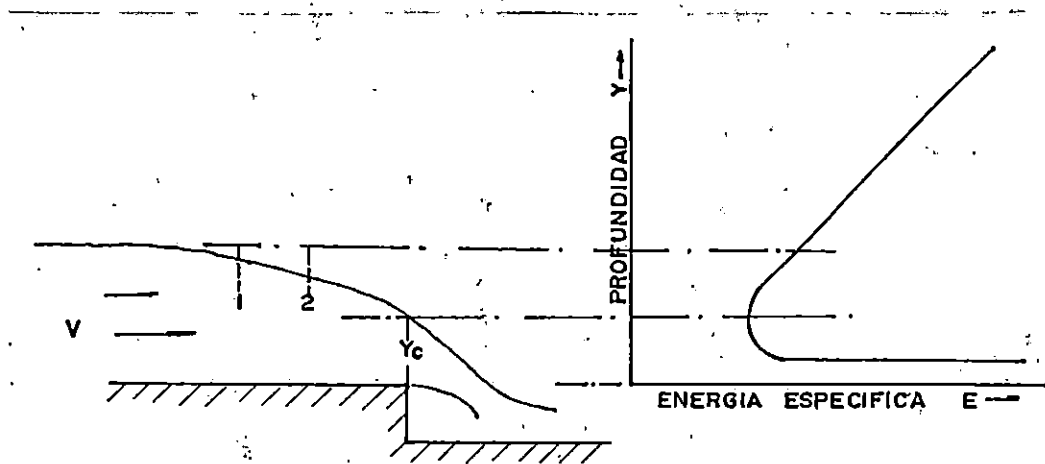


Figura 5.49: Flujo sobre una caída [6].

5.7 CANAL PARSHALL

5.7.1 CONTROL DEL FLUJO

El control del flujo en un canal abierto, se define como el establecimiento de una condición definida del flujo (flujo subcrítico, crítico o supercrítico), para cual es necesario mantener una relación definitiva nivel-descarga, cuando se alcanza esta relación en una sección del canal, a esta sección se le llama sección de control.

Ya que la sección de control mantiene una relación definitiva nivel-descarga, es un lugar recomendable para una estación de medida y para desarrollar la curva de variación de caudales, representando la relación profundidad descarga en la sección de medidas, ésta relación puede ser representada por medio de la siguiente ecuación:

$$z = \frac{Q}{\sqrt{g}}$$

La ubicación de la sección de control en un canal prismático está generalmente gobernada por el estado del flujo, el cual a su vez está determinado para la pendiente del canal.

5.7.2 MEDICION DEL FLUJO

La medición del flujo en un canal puede ser realizada por medio de un canal Parshall (figura 5.50), el cual fue desarrollado por R. L. Parshall en 1920.

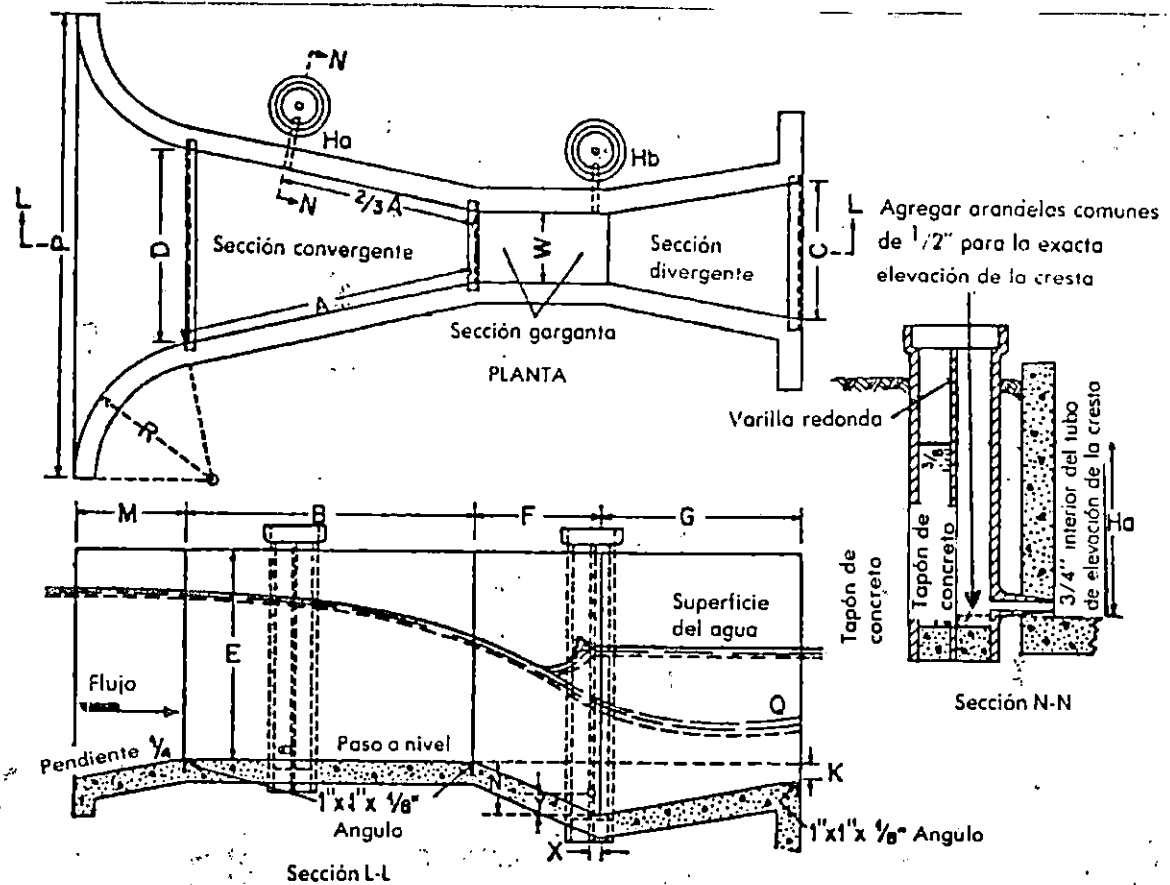


Figura 5.50: Planta, elevación y dimensiones del canal Parshall, (U. S. Soil Conservation Service [26]). Planta y elevación de un canal de medida Parshall de hormigón dando en letras las siguientes dimensiones; W = tamaño del canal en plg. o pie; A = longitud de las paredes laterales de la sección convergente; $(2/3) A$ = distancia posterior del extremo de la cresta al punto de medida; B = longitud axial de la sección convergente; C = ancho del extremo aguas abajo del canal; D = ancho del extremo aguas arriba del canal; E = profundidad del canal; F = longitud de la garganta; G = longitud de la sección divergente; K = diferencia en elevación entre el extremo inferior del canal y la cresta; M = longitud del piso de la entrada; N = profundidad de la depresión en la garganta de bajo de la cresta; P = ancho entre los extremos de las paredes curvas de entrada; R = radio de las paredes curvas de entrada; X = distancia horizontal desde el punto bajo en la garganta al punto de medida H_b ; Y = distancia vertical desde el punto bajo en la garganta al punto de medida H_b . (Ver tabla 5.14 las dimensiones para varios tamaños de canales)

Tabla 5.14: Dimensiones y capacidad del canal Parshall. para distintos anchos de garganta, W. (Letras referidas a las dimensiones indicadas en la Fig. 5.50)

W	A	3/4 A	B	C	D	E	F	G	K	N	R	M	P	X	Y	Capacidad de flujo libre					
																Mín	Máx				
Ft	In.	Ft	In.	Ft	In.	Ft	In.	Ft	In.	In.	In.	Ft	In.	Ft	In.	In.	In.	Cfs	Cfs		
0	3	1	6 3/8	1	3/4	1	6	0	7	0	10 3/8	2	0	0	6	1	0	1	1 3/8	0.03	1.9
0	6	2	1 1/8	1	4 5/8	2	0	1	3 1/2	1	3 5/8	2	0	1	0	2	0	2	3	.05	3.9
0	9	2	10 5/8	1	11 1/8	2	10	1	3	1	10 5/8	2	6	1	0	3	6 3/8	2	3	.09	8.9
1	0	4	6	3	0	4	4 7/8	2	0	2	9 1/4	3	0	2	0	3	0	3	9	.11	16.1
1	6	4	9	3	2	4	7 1/8	2	6	3	4 3/8	3	0	2	0	3	0	3	9	.15	24.6
2	0	5	0	3	4	4	10 1/8	3	0	3	11 1/4	3	0	2	0	3	0	3	9	.42	33.1
3	0	5	6	3	8	5	4 3/4	4	0	5	1 1/8	3	0	2	0	3	0	3	9	.61	50.4
4	0	6	0	4	0	5	10 3/8	5	0	6	4 3/4	3	0	2	0	3	0	3	9	1.3	67.9
5	0	6	6	4	4	6	4 3/4	6	0	7	6 5/8	3	0	2	0	3	0	3	9	1.6	85.6
6	0	7	0	4	8	6	10 3/8	7	0	8	9	3	0	2	0	3	0	3	9	2.6	103.5
7	0	7	6	5	0	7	4 1/4	8	0	9	11 1/4	3	0	2	0	3	0	3	9	3.0	121.4
8	0	8	0	5	4	7	10 3/8	9	0	11	1 1/4	3	0	2	0	3	0	3	9	3.5	139.5

La relación profundidad-caudal en un canal Parshall de varias dimensiones, calibrados empíricamente, se representa por las ecuaciones siguientes:

Ancho de la garganta	Ecuaciones 5.93 , [10]
3"	$Q = 0.002 H_a^{1.547}$
6"	$Q = 2.06 H_a^{1.58}$
9"	$Q = 23.07 H_a^{1.53}$
12' a 8'	$Q = 4 W H_a^{1.522 W^{0.026}}$
10' a 50'	$Q = (3.6875 W + 2.5) H_a^{1.6}$

Donde: Q = descarga libre en pie³/seg
 W = ancho de la garganta en pies
 H_a = lectura del nivel en pies

Quando la relación de la lectura del nivel H_b (figura 5.51) a H_a excede el límite de 0.6 para canales de 3.6 y 9 pulgadas; 0.7 para canales de 1 a 8 pie y 0.8 para canales de 10 a 50 pies, el flujo se hace sumergido. El efecto de sumergencia reduce la descarga. En este caso la descarga calculada mediante las ecuaciones 5.93, debe ser corregida en una cantidad negativa. Los diagramas de la figura 5.51 proporcionan las correcciones para sumergencia para canales Parshall de varios tamaño. La corrección para los canales de 1 pie es aplicable a canales más grandes multiplicando la corrección para el canal de 1 pie por el factor dado en la tabla 5.15, para el tamaño del canal en uso.

Tabla 5.15, [10]

TAMAÑO DEL CANAL W EN PIES	FACTOR DE CORRECCION
1	1.0
1.5	1.4
2	1.8
3	2.4
4	3.1
6	4.3
8	5.4

Similarmente, la corrección para un canal de 10 pies se aplica a canales más grandes.

Tabla 5.16, [10]

TAMAÑO DEL CANAL W, PIES	FACTOR DE CORRECCION
10	1.0
12	1.2
15	1.5
20	2.0
25	2.5
30	3.0
40	4.0
50	5.0

Si las condiciones del flujo no permiten una operación con flujo libre, el porcentaje de sumergencia H_b/H_a se debe mantener en límite práctico de alrededor de 95%, ya que el canal no medirá dependencia si la sumergencia es mayor. El tamaño y elevación de la cresta depende de la descarga a ser medida y el tamaño del canal, así como de la pérdida de altura a través del canal (puede ser calculada por medio del gráfico de la figura 5.52).

Debido a la contracción en la garganta, la velocidad del agua fluyendo a través del canal es mayor que la del flujo en el canal,

por lo que la arena el limo en suspensión o en el fondo, es arrastrado dejando el canal libre de sedimentación, pero cuando la cantidad de restos de erosión es grande, el canal Parshall quedara sin efecto, debido a la deposición de residuos que producirá resultados inconvenientes. Para uso bajo ciertas circunstancias, el canal Parshall ha sido modificado con un sistema autolimpiante para desperdicios pesados que fluyen en la corriente, éste canal modificado se denomina canal San Dimas.

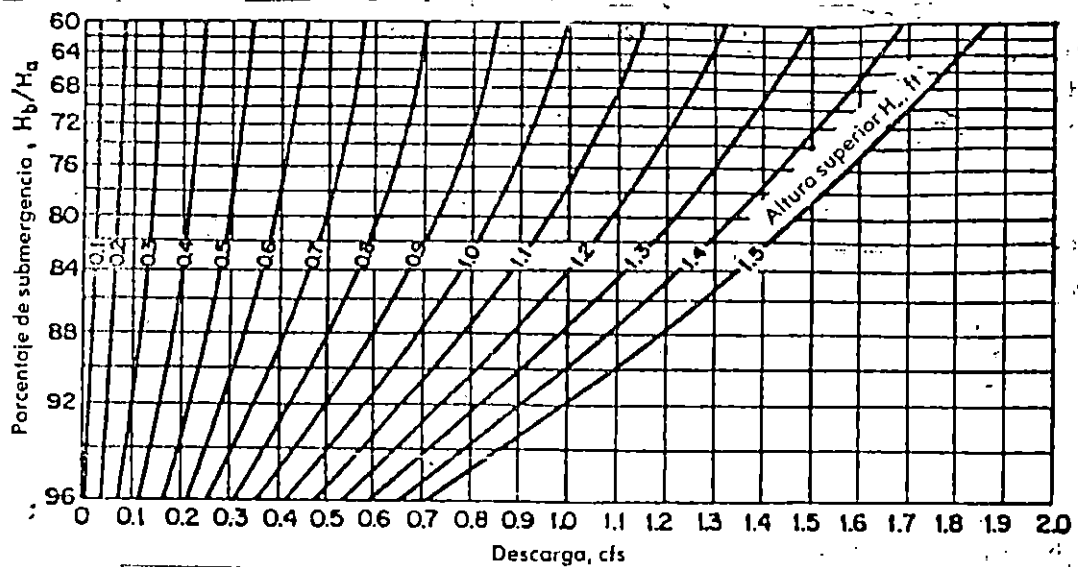


Figura 5.51 (a)

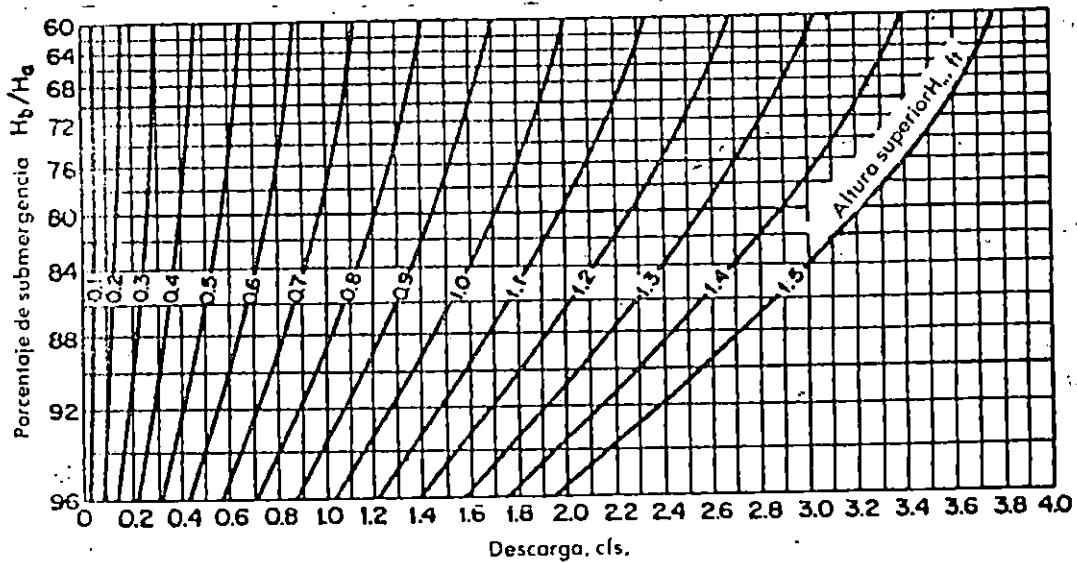


Figura 5.51 (b)

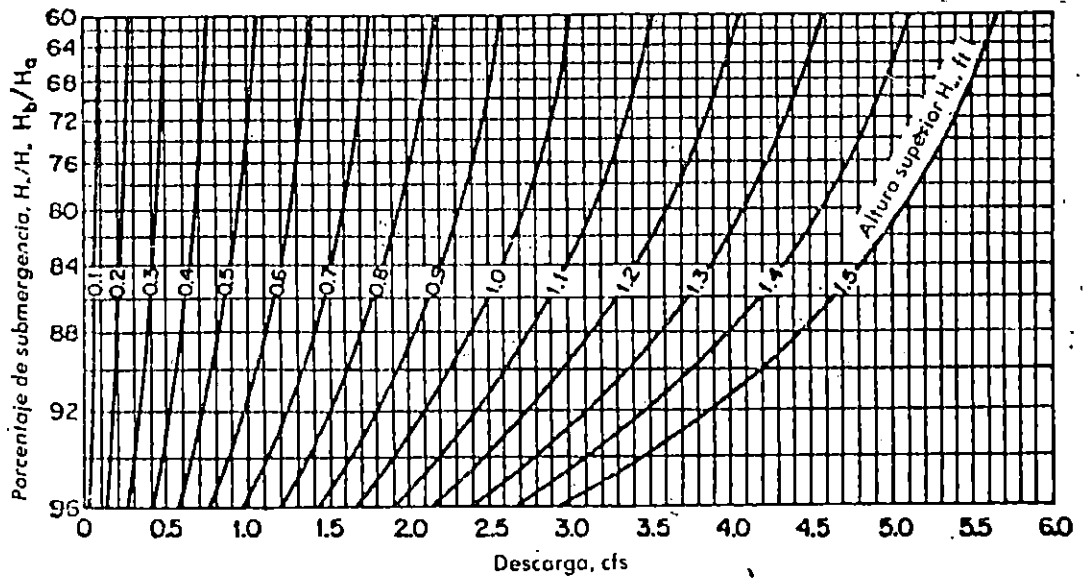


Figura 5.51 (c)

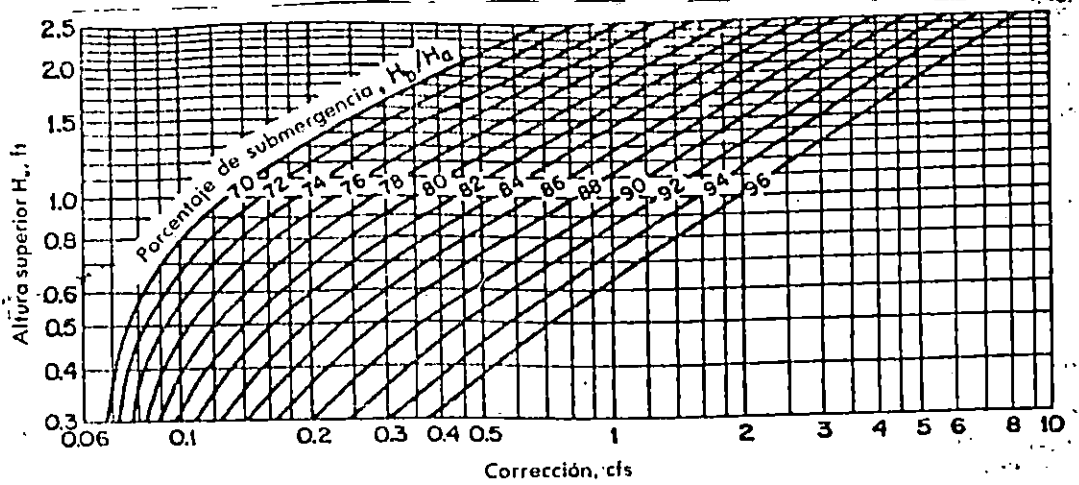


Figura 5.51 (d)

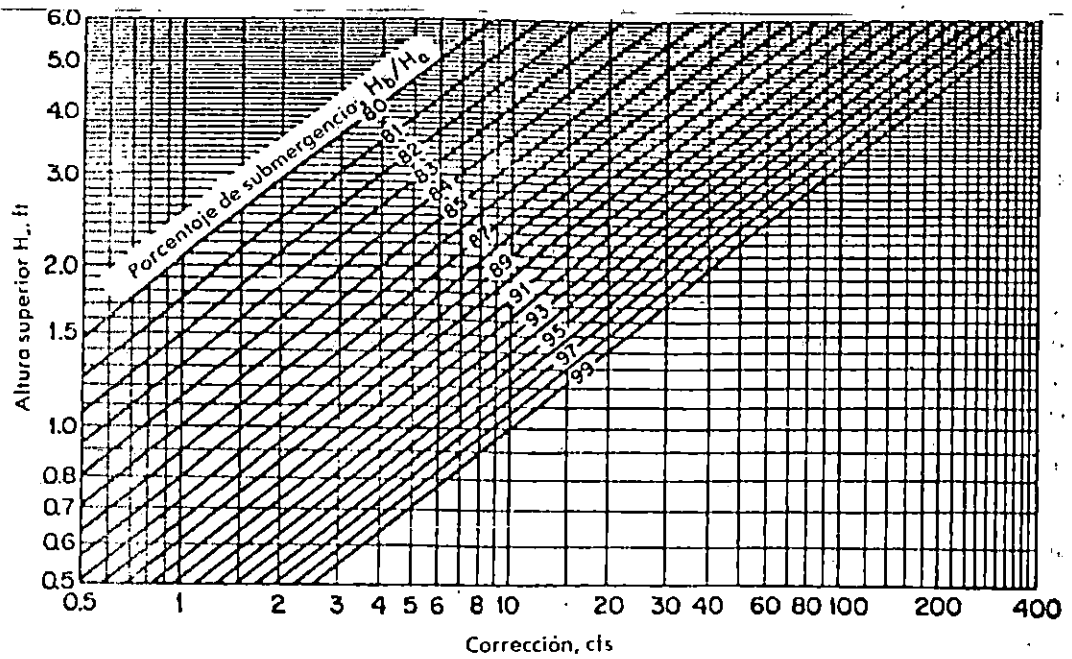


Figura 5.51 (e)

Figura 5.51: Diagramas para calcular flujos sumergidos a través de los canales Parshall de varios tamaños, (Colorado Agricultural Experiment Station [25] y U.S. Soil Conservation Service [26]) (a) Diagrama mostrando la variación del flujo sumergido, en cfs, a través de una canaleta Parshall de medida de 3 in (b) Diagrama mostrando la variación del flujo sumergido, en cfs, a través de una canaleta de medida Parshall de 6 in. (c) Diagrama mostrando la variación del flujo sumergido, en cfs, a través de una canaleta de medida Parshall de 9 in. (d) Diagrama para calcular la variación del flujo sumergido, en pies cúbicos por segundo, a través de una canaleta de medida Parshall de 1 ft. (e) Diagrama para determinar la corrección en pies cúbicos por segundo para 10 ft. de cresta para descarga de flujo sumergido.

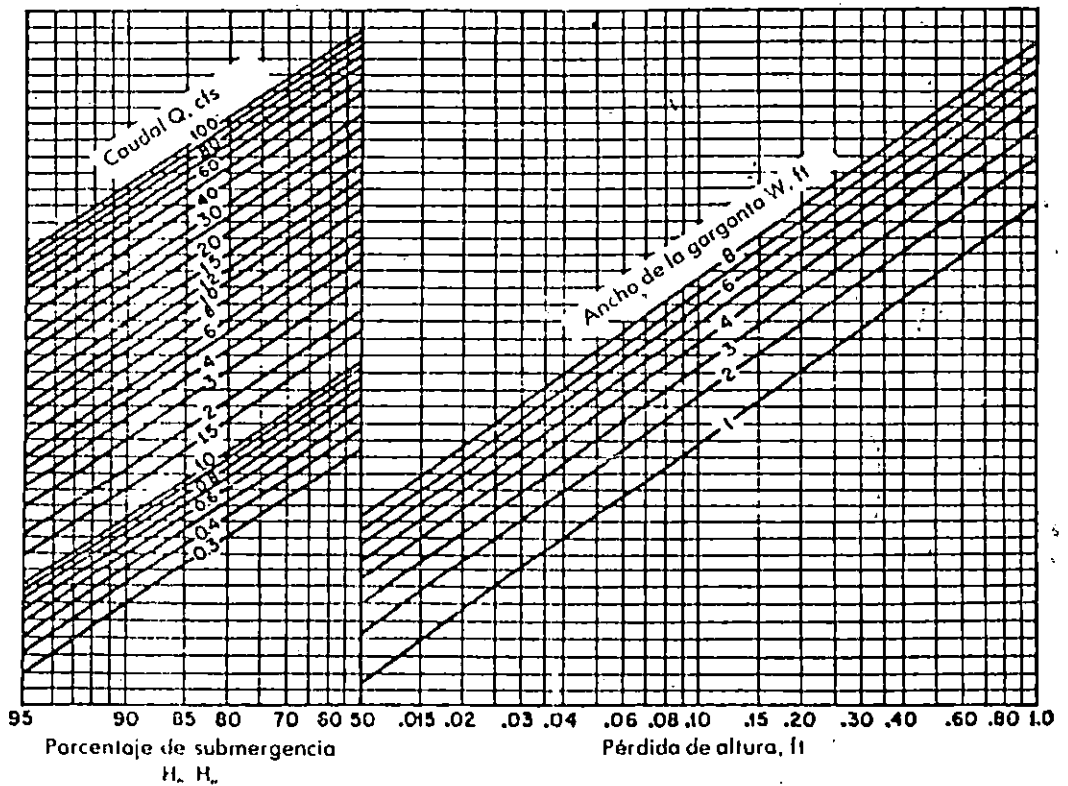
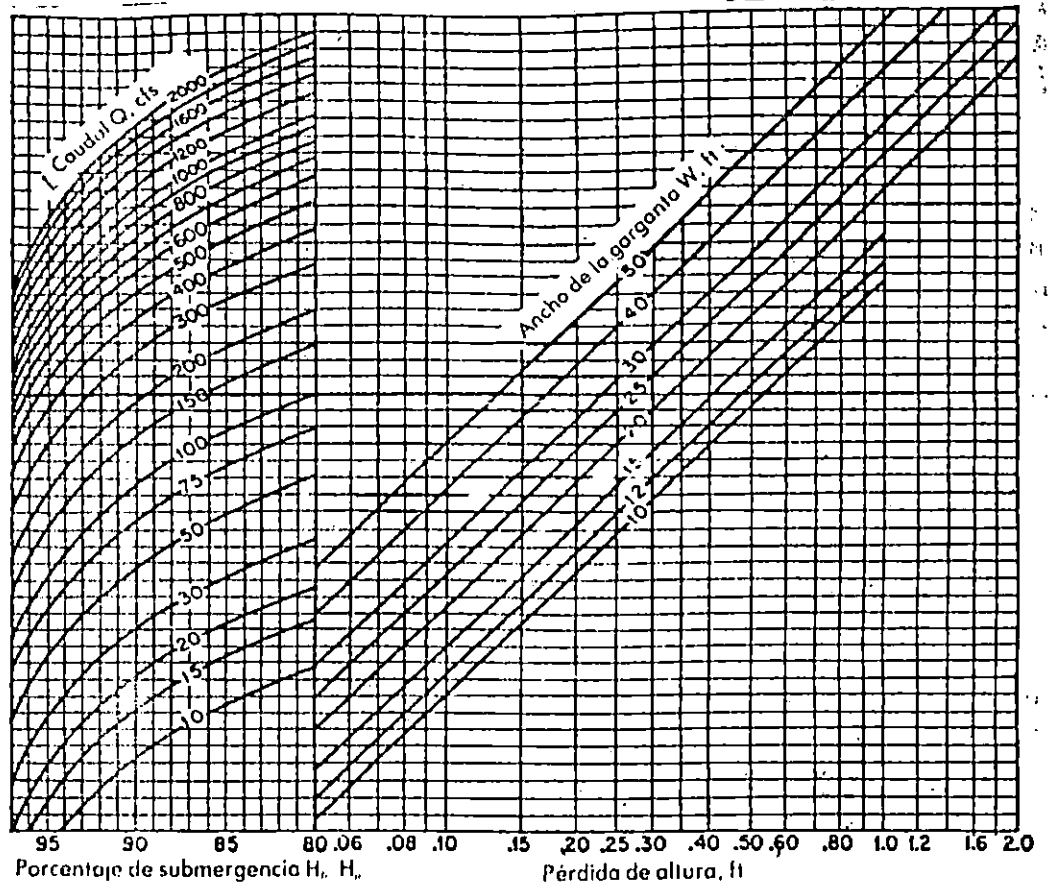


Figura 5.52: Diagrama para determinar la pérdida de altura a través de las canales Parshall de varios tamaños. (Colorado Agricultural Experiment Station [25] y U.S. Soil Conservation Service [26])

5.8 TEMAS PROPUESTOS

5.8.1 PROBLEMAS PRACTICOS EN LA RESOLUCION DE FLUJO DE CANALES [10]

5.8.2 EL SALTO HIDRAULICO COMO DISIPADOR DE ENERGIA [10]

5.8.3 FLUJO EN CANALES DE TRAZADO NO LINEAL [10]

5.8.4 FLUJO A TRAVES DE SECCIONES DE CANALES NO PRISMATICOS [10]

5.9 PRACTICAS DE LABORATORIO

GUIA DE LABORATORIO 5.1

FLUJO A TRAVES DE CANALES

EXPERIMENTO 5.1:

Flujo sobre un vertedero de cresta delgada.

OBJETIVO

Demostrar la relación de la ley de conservación de energía entre la descarga Q y la carga h , para un vertedero de cresta delgada y encontrar el coeficiente de descarga C , para este vertedero.

INTRODUCCION

El vertedero de cresta delgada es frecuentemente usado como un dispositivo para la medición de caudal. Este es sencillo de instalar y con tal que esté conforme con los requisitos ordenados podrá ser usado con confianza.

El flujo está ilustrado en la figura 5.53. La altura de la cresta sobre la base del canal es " a " y la altura de la superficie del agua sobre la cresta es " h ". Considerando una línea típica de corriente desde un punto agua arriba del flujo a un punto en el plano del vertedero, suponiendo una velocidad uniforme " V " en el canal aguas arriba, la energía específica " E " está dada por:

$$E = a + h + \frac{V^2}{2g} \quad (1)$$

y esta energía específica es constante sobre toda la sección transversal. Suponiendo que una velocidad a lo largo de una línea de corriente típica en el plano del vertedero es " v ", y la altura

de la línea típica sobre la cresta del vertedero es "z". Entonces si no hay pérdidas de carga a lo largo de la línea de corriente, y la presión en el plano del vertedero es atmosférica, la ecuación de Bernoulli es:

$$E = a + h + \frac{v^2}{2g} = a + z + \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

Ignorando la carga de velocidad $V^2/2g$ en la proximidad del canal, la ecuación (2) da la velocidad sobre el vertedero como:

$$v = \sqrt{2g(h - z)} \quad (3)$$

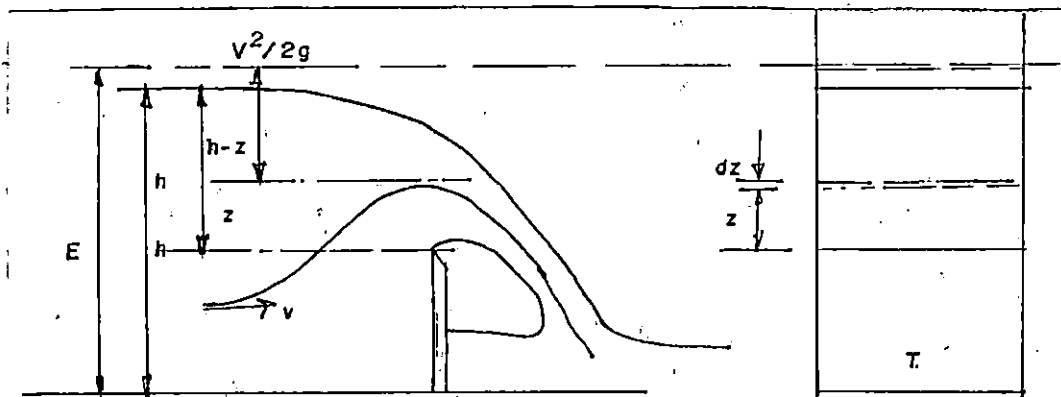


Figura 5.53

El elemento de descarga atravesando un elemento de altura ∂z y ancho "B" es entonces:

$$\partial Q = V T \partial z$$

o:

$$\partial Q = \sqrt{2g(h - z)} T \partial z \quad (4)$$

Suponiendo que "v" es horizontal. La descarga total Q, ignorando la contracción del chorro en el plano del vertedero, sería:

$$Q = \int_0^h \sqrt{2g(h-z)} T dz \quad (5)$$

Realizando la integración:

$$Q = \frac{2}{3} T \sqrt{2g} h^{3/2} \quad (6)$$

Es ahora necesario introducir un coeficiente "C" de descarga adimensional en la ecuación, para corregir las suposiciones hechas en la derivación, quedando:

$$Q = C \frac{2}{3} T \sqrt{2g} h^{3/2} \quad (7)$$

que sería la ecuación del caudal efectivo del del vertedero.

En el experimento intentaremos comprobar la ley de la energía, dependiendo de Q y h, y así establecer el valor de C.

METODO

El canal es colocado horizontalmente, primeramente como es indicado por las líneas de la escala circular, por medio del gato de tornillo. La altura del vertedero es medida con la regla de acero. Este es entonces colocado verticalmente en el canal, aproximadamente 0.5 m aguas arriba de la salida. Con la punta del medidor de profundidad apoyada sobre la cresta del vertedero, la escala del medidor es colocada a cero, en esta forma mediciones subsecuentes del nivel de agua estarán referidas a cero sobre la cresta del vertedero.

El agua es entonces admitida en el canal, mediante la abertura de la válvula de control hasta un caudal máximo (este

máximo puede colocarse ya sea por la capacidad de la bomba o con la profundidad disponible de flujo en el canal). La descarga es entonces medida, para el tiempo de colección de un peso de agua conocida.

Durante el intervalo de medición del tiempo, se mide la carga sobre el vertedero, usando el medidor de profundidad a una distancia de 0.3 m. aguas arriba del vertedero. Para obtener una buena exactitud, es preferible medir la carga varias veces sobre el intervalo y anotar el valor promedio. El flujo es entonces reducido en etapas, y en cada etapa ambas, la descarga y la carga son medidas.

Nota: se recomienda trabajar con un rango de carga en el vertedero de 50 mm. a 25 mm.

Es importante que todo el tiempo, durante las mediciones, la cara inferior del chorro de salida desde el vertedero, debe brotar separada de la cara aguas abajo de la lámina del vertedero y un tubo de ventilación es provisto para ayudar la separación del chorro, mediante la admisión de aire, dentro de esta región. De tiempo en tiempo y particularmente en cargas pequeñas, es necesario soplar un poco de aire a lo largo de este tubo, para mantener la separación del chorro desde la lámina del vertedero. Las mediciones deberán cesar cuando no es posible mantener la separación del chorro desde la lámina del vertedero.

RESULTADOS

Altura de la cresta sobre la cama del canal: $a = 47\text{mm}$
Ancho del canal : $B = 75\text{mm}$

CARGA h (mm)	PESO w COLECTADO (Kgf)	TIEMPO t (s)	DESCARGA Q (l/s)	C	h/a

Hacer gráficas de Q vrs h y C vrs h/a y comentar los resultados

5.10 PROBLEMAS

DISCUSION DE PROBLEMAS 5.1

"FLUJO GRADUALMENTE VARIADO Y RAPIDAMENTE VARIADO"

1- Un canal rectangular, de 20 pies de ancho, consiste en tres tramos de diferentes pendientes. El canal tiene un coeficiente de rugosidad $n = 0.0015$ y lleva una descarga de $500 \text{ pie}^3/\text{seg}$.

Determinar:

- Las profundidades críticas y normales en cada tramo
- Perfiles posibles de flujo
- La distancia x de la salida del canal al punto donde termina la curva de remanso.

La curva de remanso se aproxima por una línea horizontal.

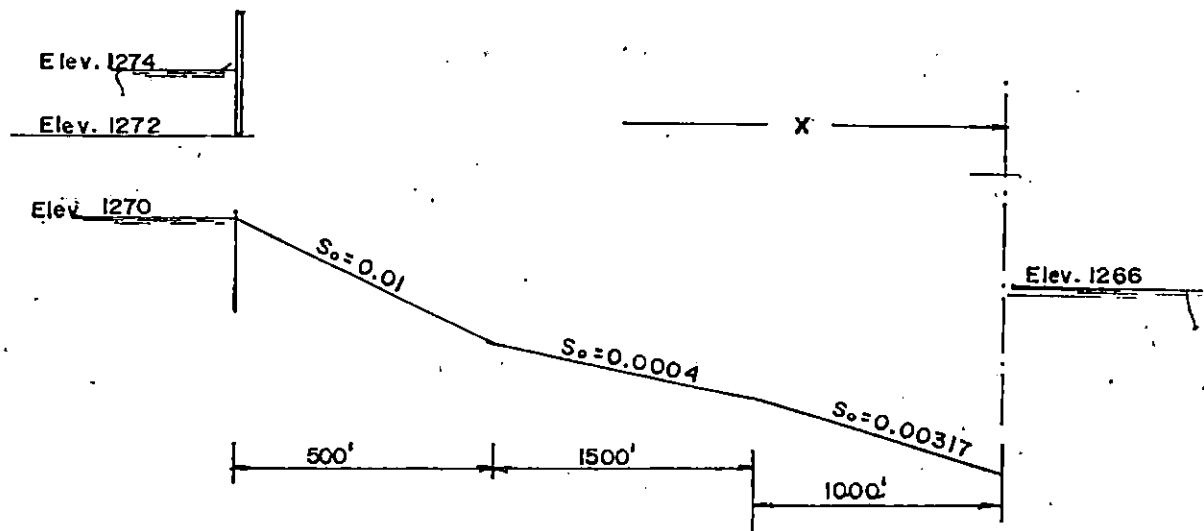


Figura 5.54

2- La caída libre en vez de presa, controla la profundidad en el extremo aguas abajo del canal descrito en el ejemplo 5.7. Calcular el perfil de flujo desde el control hasta una sección aguas arriba donde la profundidad del flujo es 1% menor que la profundidad normal, usando:

- a) El método de integración gráfica
- b) El método de integración directa

3- Si la pendiente de un canal teniendo las profundidades de la sección descrita en el ejemplo 5.7, tiene un quiebre en la pendiente, cambiando desde 0.0169 sobre el lado aguas arriba a 0.0016 en el lado aguas abajo, calcular el perfil de flujo en el lado aguas abajo desde el quiebre hasta la sección crítica. El flujo en el canal arriba se ha supuesto uniforme. Utilizar:

- a) El método de integración gráfica
- b) El método de integración directa

4- En un canal rectangular con $b=20$ pies, $n=0.03$ y $S_0=0.04$, la profundidad del flujo uniforme es 3 pies. Una presa baja que mantiene 7 pies de agua, inmediatamente detrás de ella, está

construida en el extremo aguas abajo del canal. Si la superficie de remanso detrás de la presa se supone horizontal, encontrar la posibilidad de desarrollar un salto hidráulico en el canal. Si el salto ocurre, determinar (a) la descarga sobre el vertedero de la presa, (b) altura del salto, (c) la pérdida de energía en el salto, (d) la eficiencia del salto [10].

5- Determinar las profundidades iniciales y secuentes de un salto hidráulico en un canal horizontal de ancho 30 pies y llevando $300 \text{ pie}^3/\text{seg}$. La pérdida de energía en el salto es 5 pies (sugerencia: la solución requiere un procedimiento de tanteo como: primero suponer F_1 ; entonces calcular y_2/y_1 por la ecuación 5.60 y luego y_1 con ayuda de la ecuación 5.61; finalmente controlar para F_1 . Una solución gráfica usando curvas de energía específica y fuerza específica es también adecuada) [10].

6- La caída del canal (fig. 5.55); conduce $300 \text{ pie}^3/\text{seg}$ en un canal rectangular, con un ancho de 30 pies, pendiente de 1 a 5 y longitud suficiente. El canal está diseñado para disipar una pérdida de altura de 5 pies por un salto hidráulico, suponiendo fricción despreciable del canal e ignorando el efecto de la pendiente del canal sobre el salto. Determinar la posición del salto (Nota usar el resultado obtenido en el problema N° 5) [10].

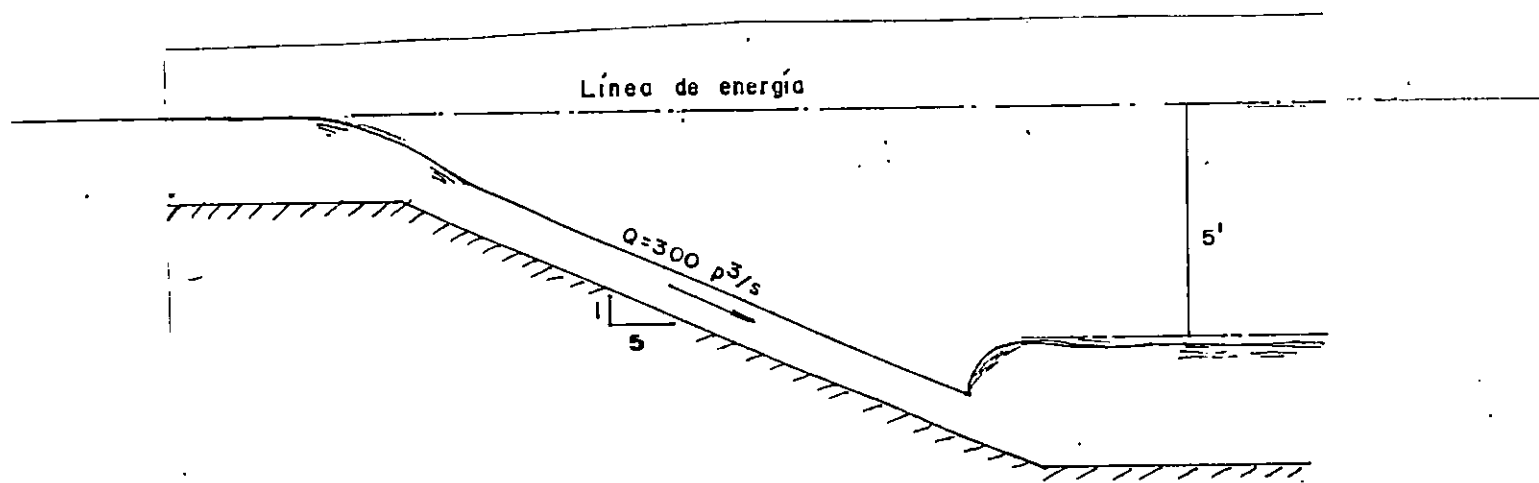


Figura 5.55

DISCUSION DE PROBLEMAS 5.2

"FLUJO UNIFORME EN CANALES ABIERTOS"

- 1- Un canal recubierto de concreto no acabado tiene una sección trapezoidal con una ancho en el fondo de 10 pies y lados que forman un ángulo de 60° con la horizontal. La pendiente del fondo es de 0.0015 y la profundidad del flujo es de 7 pies. Calcúlese la descarga para una flujo estacionario y uniforme. [4].
- 2- El ancho de la base de un canal trapezoidal abierto es de dos metros y la pendientes laterales son de 45° . Calcular el radio hidráulico si la profundidad del flujo es 1.5 m. ¿Cuál será la profundidad a la que el radio hidráulico es óptimo para el canal descrito?. [11]
- 3- Un canal rectangular tiene 5 m de ancho y conduce un gasto de $3 \text{ m}^3/\text{s}$. Las paredes son de concreto, y la pendiente es de 0.008. Determinar la profundidad nominal. [11]
- 4- ¿Qué caudal de flujo uniforme ocurrirá en un canalón de madera rectangular de 1.5 m de ancho y de que tiene una pendiente de 0.001 cuando la profundidad en el mismo es de 0.9 m?. [4]
- 5- Un canalón de acero en forma de un triángulo equilátero (con ápice hacia abajo) con lados de 1.2 m, está colocado sobre una pendiente de 0.01. Calcúlese el caudal de flujo uniforme que ocurre a una profundidad de 0.9 m.
- 6- Un canal semicircular de 1.2 m de radio, está colocado sobre una pendiente de 0.002. Si n vale 0.015; ¿Qué caudal de flujo uniforme se da cuando el canal fluye lleno hasta el borde?
- 7- ¿Qué pendiente será necesaria para conducir de un modo uniforme un caudal de $11 \text{ m}^3/\text{s}$, a una profundidad de 1.5 m, en un canal rectangular de 3.6 m de ancho, y $n = 0.017$?

8- ¿Cuales serán las mejores dimensiones para un canal trapezoidal que tiene pendientes laterales de 1 vertical sobre 3 horizontal y n de 0.020, si va a conducir $40 \text{ m}^3/\text{s}$, uniformemente sobre una pendiente de 0.009?.

9- Si un caudal de $600 \text{ pie}^3/\text{s}$ fluye en un canal rectangular de 20 pies de ancho, a una profundidad de 4.1 pies. ¿El flujo es rápido o tranquilo..

10- ¿A qué profundidad pueden fluir $0.85 \text{ m}^3/\text{s}$ en un canal rectangular de 1.8 m de ancho, si la energía específica es de 1.2 m^2 ?

11- Un canal trapezoidal tiene un ancho de base de 20 pies y pendientes laterales de 1 a 1. La rapidez de descarga es de $364 \text{ pie}^3/\text{s}$ a una profundidad de 3.6 pies. ¿Cuál es la energía específica?.

12- ¿Cuál es el régimen de flujo máximo que ocurre en un canal rectangular de 2.4 m de ancho, para una energía específica de 1.5 m^2 ?

13- En un canal rectangular de 4.5 m de ancho fluye $14 \text{ m}^3/\text{s}$ a una profundidad de 1.2 m. ¿Es este flujo subcrítico o supercrítico?.

14- En un canal rectangular que tiene 3.6 m de ancho, $n = 0.015$, y está dispuesto con una pendiente de 0.005, fluyen $8.5 \text{ m}^3/\text{s}$. ¿Este flujo es subcrítico o supercrítico? ¿Cuál es la pendiente crítica para régimen de flujo?

PARTE IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CAPITULO SIES

6.1 CONCLUSIONES

Después de haber realizado una investigación, para la elaboración de material de apoyo a utilizar en los cursos de Mecánica de Fluidos e Hidráulica, referente no sólo a recopilación de información bibliográfica, sino también a los recursos disponibles y necesarios (humanos, físicos y financieros) para la docencia, se llegó a las siguientes conclusiones:

- 6.1.1- La carencia o la limitada existencia de material bibliográfico adecuado y actualizado para el desarrollo de los programas, de las dos asignaturas, en las bibliotecas de la Facultad de Ingenieria y Arquitectura y de la Universidad de El Salvador, dificulta el proceso enseñanza-aprendizaje.
- 6.1.2- La carencia de un laboratorio para Mecánica de Fluidos, Hidráulica y asignaturas afines, dificulta también el proceso enseñanza-aprendizaje y afecta la calidad académica del estudiante.
- 6.1.3- De acuerdo a los resultados de la encuesta, un alto número de docentes que imparten estas asignaturas o colaboran en ellas, tienen poca experiencia y carecen de las bases didácticas adecuadas, reflejándose esto en que no apliquen un esquema definido y adecuado para ejercer su labor.

- 6.1.4- En general, sólo se adquieren conocimientos básicos deficientes, por parte de los estudiantes, lo que dificulta la comprensión de los temas impartidos por los docentes en las asignaturas de nivel superior y desmotiva al estudiante.
- 6.1.5- Existe desde hace muchos años una gran falta de recursos técnicos que ayuden a ilustrar el contenido de los temas que se imparten, y a que el estudiante comprenda la importancia práctica de los temas.
- 6.1.6- No existe participación de instituciones del Estado, asociaciones de profesionales, empresas privadas y organismos internacionales en la formación académica de los estudiantes.
- 6.1.7- No existen mecanismos que gestionen el mejoramiento de las condiciones de la Escuela de Ingeniería Civil.
- 6.1.8- Actualmente el programa de estudios no contempla una integración de áreas en el proceso de enseñanza-aprendizaje. Esto genera una de las principales dificultades con las que se encuentra el docente cuando imparte la asignatura, para relacionar el tema en cuestión con temas ya conocidos de otras áreas. Por el contrario, la integración de temas en asignaturas del nivel de los últimos tres ciclos de la carrera ayudaría a que el estudiante descubra la interrelación lógica entre las áreas de su profesión y pueda mejorar su rendimiento

gracias a la automotivación.

- 6.1.9 El material que se presenta en este trabajo, orientado fundamentalmente con base en los programas vigentes de las dos asignaturas consideradas, se recopiló y ordenó atendiendo esos programas y, en lo posible, las sugerencias de los docentes que respondieron la encuesta. Este material constituye una ayuda inicial para el docente y el estudiante, susceptible de complementarse con otros recursos, según sea requerido para alcanzar efectivamente una mejoría del proceso de enseñanza y aprendizaje.

6.2 RECOMENDACIONES

6.2.1.- Como medida esencial para mejorar el material de apoyo, se recomienda a la Escuela de Ingeniería Civil adquirir textos que ofrezcan la información necesaria para desarrollar adecuadamente los programas de estudios, además de folletos, boletines, revistas técnicas y otras publicaciones que ofrezcan avances de la investigación tecnológica y conocimientos actualizados sobre nuevos materiales, nuevos proyectos, nuevas técnicas de análisis y construcción, nuevos equipos (bancos demostrativos, modelos hidráulicos, bombas y turbinas), estudios de factibilidad económica y nuevos métodos de diseño. Se estima conveniente recomendar como material bibliográfico básico de apoyo, por ejemplo, los siguientes textos (de las últimas ediciones):

A)- Para Mecánica de Fluidos

- 1) . Mecánica de Fluidos
Autor: Streeter, Victor L.
Editorial: Mc Graw Hill
- 2) . Elementos de Mecánica de Fluidos
Autores: Vennard, John K. y Street, Robert L.
Editorial: Compañía Editorial SA de CV
- 3) . Mecánica de Fluidos
Autor: Hansen, Arthur G.
Editorial: Limusa
- 4) . Mecánica de Fluidos
Autor: Binder, Raymond C.
Editorial: Trillas
- 5) . Mecánica de Fluidos
Autores: Daugherty, Robert Long/Franzini
Editorial:
- 6) . Dinámica de Fluidos

- Autores: Daily/Harleman
Editorial: Trillas
- 7) . Mecánica de Fluidos e Hidráulica
Autor: Giles, Ronald V.
Editorial: Mc Graw-Hill Co. Schaum
- 8) . Dinámica de Fluidos
Autores: Hughes y Brighton
Editorial: Mc Graw-Hill, Schaum
- B)- Para Hidráulica:
- 1) . Hidráulica de canales abiertos
Autor: Ven Te Chow
Editorial: Mc Graw-Hill
- 2) . Hidráulica Práctica
Autor: Simon, Andrew L.
Editorial: Limusa
- 3) . Hidrometría
Autor: Troškolanski, Adam
Editorial: Pergamon Press
- 4) . Manual de Hidráulica
Autor: Azevedo-Neto
Editorial: Aria
- 5) . Hidráulica
Autor: Trueba Coronel, Samuel
- 6) . Handbook of Applied Hydraulics
Autor: Calvin V. Davis
Editorial: Mc Graw-Hill
- 7) . Water Resources Engineering
Autores: Linsley/Franzini
Editorial: Mc Graw-Hill

Estos libros conformarían el inicio de una biblioteca de consulta especializada para la Escuela de Ingeniería Civil.

Una alternativa sería solicitar donaciones de textos a las editoriales, a los alumnos, a los docentes de la Escuela

de Ingeniería Civil, a las empresas privadas, organismos internacionales, asociaciones profesionales, etc.

Se recomienda también la adquisición de revistas técnicas de relevancia profesional. Así mismo se recomienda solicitar boletines y catálogos o prospectos, en forma permanente, a empresas que comercializan materiales usados en sistemas de abastecimiento y tratamiento de aguas, tales como:

- Tecno-plásticos SA de CV
- Durman-Esquivel
- Construmarket
- Tecnia
- Casa Castro
- Eureka. etc.

6.2.2.- Deben implementarse, tan pronto sea posible, las prácticas de laboratorio, ya sea instalando un laboratorio de Hidráulica y Mecánica de Fluidos en la Escuela de Ingeniería Civil, para lo cual ya existen estudios al respecto y un trabajo de graduación donde se detalla un presupuesto para su construcción e implementación [19], o auxiliándose de recursos disponibles en otras facultades de la Universidad de El Salvador, o en otras instituciones como: Instituto Tecnológico Centroamericano, Universidad José Simeon Cañas, Universidad Don Bosco.

Dentro de la misma Universidad de El Salvador, se podría reunir a la Facultad de Agronomía y, en la Facultad de Ingeniería y Arquitectura, a la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Para facilitar más prácticas de laboratorio se ofrecen, en el desarrollo del presente trabajo diferentes guías de laboratorio.

- 6.2.3.- Debería implementarse un sistema de capacitación docente, pudiendo tomarse como referencia la propuesta hecha en un trabajo de graduación presentado en el año de 1992 [28] donde se plantea un proyecto de capacitación para los docentes de la Escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de El Salvador. Una estrategia inicial podría ser mediante charlas que sean impartidas en forma continua y sistemática, por profesionales con mayor experiencia en el área. Para el área pedagógica se puede solicitar también la colaboración del Departamento de Educación de la Facultad de Ciencia y Humanidades, donde hay profesionales especialistas en la formación docente, en didáctica, pedagogía, psicología, etc. Se recomienda impulsar la mejoría de la formación técnica del docente. Existe para esto un estudio, que se presenta en el trabajo de graduación que trata sobre la factibilidad de la creación de maestría en la Escuela de Ingeniería Civil [31].
- 6.2.4.- Se recomienda la revisión de programas y de secuencias y niveles, para la adecuación de las asignaturas que son prerrequisitos de las asignaturas Mecánica de Fluidos e Hidráulica, tales como: Química Técnica, Física y otras. La idea esencial es de motivar al estudiante en la búsqueda de afinidades para la integración del conocimiento entre las distintas asignaturas, y para comprender su utilidad práctica.
- 6.2.5.- Se recomienda complementar los conocimientos teóricos y de laboratorio con visitas de campo a instituciones afines (ANDA, CEL, etc).

6.2.6.- Se recomienda adecuar las aulas y equiparlas con recursos audiovisuales tales como pantallas, pizarras, acetatos, diapositivas, proyectores, videos, etc., en suficiente cantidad y calidad.

6.2.7.- Se recomienda, por considerar que es importante, crear un programa de participación para la formación del estudiante entre la Universidad y diferentes instituciones, asociaciones, empresas y organismo como:

Instituciones Estatales:

- CEL
- PLANSABAR
- ANDA
- MSPS
- SEMA
- MOP
- MAG, etc.

Asociaciones Profesionales:

- Asociación Salvadoreña de Ingenieros y Arquitectos (ASIA)
- Asociación de Ingenieros Sanitarios (AIDIS)
- Federación de Asociaciones de Ingenieros de El Salvador (FESIARA) que comprende
 - Asociación Salvadoreña de Ingenieros Mecánicos, Electricistas e Industriales (ASIMEI)
 - Asociación Salvadoreña de Ingenieros Quimicos (ASINQUI)
 - Sociedad de Ingenieros Agrónomos de El Salvador (SIADES)
 - Colegio de Arquitectos de El Salvador (CADES)
- Asociación Salvadoreña de Profesionales en Computación (ASPROC)

Empresas Privadas:

- Tecno-plásticos
- Durman-Esquivel
- Tecnia
- Hidro-Sagarra
- Agua Systems
- Casa Castro
- Siemens, etc.

Organismos Internacionales:

- OPS
- OMS
- BID
- FAO
- UNESCO
- NUFFIC
- CEE, etc.

Esta participación podría facilitar además la revisión y actualización, por parte de la Facultad de Ingeniería y Arquitectura de los programas de las asignaturas, adaptación de temas a prácticas de laboratorio y/o recursos audiovisuales, colaborar con personal de apoyo (instructores); programas de capacitación docente tales como: cursos libres, seminarios, maestrías, etc. También podría conducir a convenios para permitir a los estudiantes que apliquen prácticamente sus conocimientos teóricos, mediante la participación en jornadas de trabajo de las empresas, por ejemplo, como practicantes, voluntarios, para poder llegar eventualmente a ejecutar un trabajo remunerado.

6.2.8

Se recomienda crear un comité que realice gestiones de capacitación, equipamiento y otras actividades que son necesarias para mejorar las condiciones de la

Escuela de Ingeniería Civil, en colaboración con instituciones del Estado, organismos internacionales, la empresa privada, las asociaciones gremiales, otras Universidades y con otras Facultades de la misma Universidad de El Salvador.

6.2.9 Se recomienda efectuar a corto plazo las mejoras en la formación ofrecida en Mecánica de Fluido e Hidráulica, para crear así las bases que permitirán la implementación de nuevas asignaturas técnicas electivas, que comprendan una integración con otras áreas de la carrera, lo que conduciría a un mejor aprovechamiento de los recursos, como:

- Drenaje de carreteras
- Cimentaciones
- Diseño de sistemas de acueductos
- Sistemas de tratamiento de aguas
- Plantas de bombeo

6.2.10 Se recomienda a la Escuela de Ingeniería Civil o a la Facultad de Ingeniería y Arquitectura, gestionar ante otras instituciones la donación de equipo que éstas tengan en desuso, pero que para la Escuela pueda representar un gran valor como material didáctico, por ejemplo:

- Bombas,
- Turbinas,
- Molinetes,
- Medidores,
- Manómetros,
- Equipos de laboratorio,
- Válvulas y accesorios.

También se recomienda incluir la petición de equipos dañados por efectos susceptibles de estudio

(cavitación, golpe de ariete, corrosión, incrustaciones, efectos químicos, etc) tales como:

- Bombas,
- Tuberías,
- Turbinas,
- Codos,
- Impulsores, etc.

6.2.11- Se recomienda impulsar el desarrollo de tareas de investigación por parte de los estudiantes y crear un banco de temas para tal propósito. Los temas ya investigados deberían conservarse en la biblioteca de la Escuela de Ingeniería Civil, como fuente adicional de información y material de apoyo en el futuro.

6.2.12- Se recomienda prever los recursos financieros necesarios para que las recomendaciones anteriores puedan ser realidad. Esto requiere la inclusión de las correspondientes asignaciones en el presupuesto de la escuela de Ingeniería Civil, mediante el respectivo proceso interno de gestión y autorización. Además, se requieren las actividades y los trámites para poder lograr donaciones que complementen la asignación presupuestaria.

6.2.13- Posibilidad de recomendar la elaboración de apuntes mimeografiados o impresos de los cursos de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica, que le sirvan al estudiante a la vez como cuaderno de clase, donde pueda anotar sus propias observaciones y las innovaciones que el docente presente. Este sistema lo usan otras universidades extranjeras, con éxito, desde hace muchos años.

SIMBOLOGIA

a	: Aceleración
g	: Aceleración de la Gravedad
h	: Altura
b	: Ancho
α	: Angulo de Inclinación
θ	: Angulo de Inclinación
α	: Angulo que forma la velocidad absoluta con la velocidad periférica (Turbomaquinaria)
β	: Angulo para álabe, ángulo entre velocidades relativas y velocidad periférica en turbomaquinaria.
C_p	: Calor específico a presión constante
C_v	: Calor específico a volumen constante
H	: Carga
H_B	: Carga de la bomba
Q	: Caudal
C.P.	: Centro de Presión
f	: Coeficiente de fricción (adimensional)
V_r	: Componente radial de V
ρ	: Densidad
D, ó d	: Diámetro
dA	: Diferencial de Area
dF	: Diferencial de Fuerza
dV	: Diferencial de Velocidad
d	: Diferencial de Volumen
H_E	: Disminución de energía (pérdida de energía)
τ	: Esfuerzo Cortante
β'	: Factor de corrección de cantidad de movimiento

α	: Factor de corrección de la energía cinética
m	: Flujo de masa
F	: Fuerza
F_B	: Fuerza de Flotación
Grf	: Gramo Fuerza
S	: Gravedad Específica
Δ	: Incrementos
H_A	: Incremento de energía
Kgrf	: Kilogramo Fuerza
L	: Longitud
l	: Longitud característica
Le	: Longitud equivalente
Lbf	: Libra Fuerza
M	: Masa
m	: Metro
K	: Módulo Volumétrico de Elasticidad
T	: Momento de torsión
H_p	: Pérdidas de carga
h_{It}	: Pérdida de carga total
h_k	: Pérdida por acesorio
h_f	: Pérdida por fricción
W	: Peso
$\gamma = \rho g$: Peso Específico
P_B	: Potencia de la bomba
P_T	: Potencia de la turbina
p	: Presión
P_v	: Presión de Vapor
$P_{c.c.}$: Presión en el Centro de Gravedad

R ó r	: Radio
e	: Rugosidad absoluta
H_T	: Salto neto de la turbina
s	: Segundo
S.I.	: Sistema Internacional
S.T.	: Sistema Técnico
σ	: Tensión Superficial
UTM	: Unidad Técnica de Masa
Δy	: Variación de Altura
Δp	: Variación de presión
V	: Velocidad, Velocidad absoluta en turbomaquinaria.
u	: Velocidad característica
v	: Velocidad en un punto (velocidad relativa)
N_s	: Velocidad específica
v	: Velocidad promedio
v	: Velocidad relativa en turbomáquinaria
u	: Velocidad tangencial (periférica) en turbomáquinaria
ν	: Viscosidad Cinemática
μ	: Viscosidad Dinámica
η	: Viscosidad de turbulencia
V	: Volumen
V_s	: Volumen Específico

BIBLIOGRAFIA

1. STREETER, VICTOR L., 1987, "MECANICA DE FLUIDOS", 3° Edicion, Editorial Mc Graw-Hill.
2. RESNICK ROBERT, HALLIDAY DAVID, 1987, "FISICA. PARTE I", 13° Edición, Compañía Editorial Continental S.A. de C.V.
3. FERRERO JOSE H., "MANUAL DE HIDRAULICA PARA INGENIERIA CIVIL", 1° Edición, Editorial Zairos.
4. VENNARD JOHN K. Y STREET ROBERT L., 1989, "ELEMENTOS DE MECANICA DE FLUIDOS", 3° Edición, Editorial Compañía Editorial Continental S.A. de C.V.
5. HANSEN ARTHUR G., 1967, "MECANICA DE FLUIDOS", Editorial Limusa, New York.
6. BINDER RAYMOND C., 1978. "MECANICA DE FLUIDOS", Editorial Trillas, México.
7. FOX R. W. Y MCDONALD A.T., 1983, "INTRODUCCION A LA MECANICA DE LOS FLUIDOS", 2° Edición, Editorial Interamericana.
8. GILES RONAL V., 1988, "MECANICA DE FLUIDOS E HÍDRAULICA", 2° Edición, Editorial Mc Graw-Hill Co. Schaum
9. AZEVEDO-NETO, "MANUAL DE HIDRAULICA", Editorial Haria
10. VEN TE-CHOW, 1983, "HIDRAULICA DE CANALES ABIERTOS", 2° Edición, Editorial Mc Graw-Hill Co.
11. SIMON ANDREW L., 1986. "HIDRAULICA PRACTICA", 1° Edición, Editorial Limusa, México.
12. WHITE FRANK M., 1983, "MECANICA DE FLUIDOS". 2° Edición. Editorial Mc. Graw-Hill Co.
13. PEREZ RIVERA, GRACIELA Y MEDINA NICOLAN, FRANCISCO , "DIDACTICA DE LAS CIENCIAS EXPERIMENTALES", Centro de Didáctica UNAM
14. STROMUNGSVORGANGEN IN ROHRLEITUNGEN, Mitteilung Nv. 7 1992, UNTERSUCHUNG DES REIBUGSVERHALTENS BEI INSTATIONÄREN, Tesis Doctoral (Pág. 61), Universität Stuttgart Institut Für Hydraulische Strömungsmaschinen. Alemania.
15. BRUNO ECK, 1961, "TECHNISCHE STRÖMUNGSLEHRE" (Pág. 10), 6° Edición, Editorial Springer. Alemania.

16. SOGREA, 1974, "LES POMPES ET LES PETITES STATIONS DE POMPAGE" (Pág. 16), Alemania.
17. ROBERT DUBS, 1947, "ANGEWANDTE HYDRAULIK" (Pág. 28, 189), Editorial Rascher, Zurich, Suiza.
18. ROBERT DUBS, 1947, "ANGEWANDTE HYDRAULIK" (Pág. 35), Editorial Rascher, Zurich, Suiza.
19. VANEGAS RAFAEL MONTES, URBINA ALFONSO JOSE MIGUEL, JUAREZ ABREGO JUAN EDUARDO, AMADOR ORELLANA JOSE FRANCISCO, 1993, "LABORATORIO DE HIDRAULICA Y SANEAMIENTO AMBIENTAL PARA LA ESCUELA DE INGENIERIA CIVIL DE LA UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR", Trabajo de graduación UES, Escuela de Ingeniería Civil, El Salvador.
20. LARSON-HOSTETLER. "CALCULO Y GEOMETRIA ANALITICA", 3° Edición, Editorial Mc Graw-Hill.
21. TECQUIPMENT INTERNATIONAL LIMITED "MANUAL DE USOS PARA EL BANCO HIDROSTATICO", Inglaterra
22. SERWEY R. A., "FISICA", 1990. 1° Edición, Editorial Interamericano.
23. 1988, "LEHRBUCH DER ANGEWANDTERN FLUID MECHANIK E. TRUCKENBRODT", 2° Edición, Editorial Springer, Berlín/Heidelberg/ Nueva York, Londres, París, Tokio.
24. UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLES, Mayo de 1993, "SISTEMAS DE BOMBEO Y DISTRIBUCION DE AGUA AGRICOLA E INDUSTRIAL", ICAI-ICAIDE, Escuela Técnica, Departamento de Fluido y Calor.
25. ROUSSELL GEORGE E., 1968, "HIDRAULICA", Editorial Compañía Editorial Continental S. A., Mexico-España.
26. SCHLAG ALBERT, 1966, "HIDRAULICA", Editorial Limusa-Willey, S.A.
27. DAUGHERTY ROBERT L., FRANZINI JOSEPH B., 1965, "FLUID MECHANICS WIHT ENGINEERING APLICATIONS", 6° Edición, International Student Edition, Editorial Mc Graw Hill/Koga Kusha, New York, San Luis/San Francisco, Toronto, Londres, Sydney, Tokio.
28. TRUEBA CORONEL, SAMUEL, 1974, "HIDRAULICA", Editorial Continental, México.

29. TROSKOLANSKI, ADAM T., 1960, "HIDROMETRY", Hidrometry: Theory and practice of Hidraulic measurents, Editorial Pergamon Press, New York.
30. MATAIX CLAUDIO, "MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS", Editorial del Castillo S. A.
31. MAJANO VILLATORO JANETH DE JESUS, MONROY CAMPOS RENE ORLANDO, PERAZA RIVAS OSCAR ATILIO, VIALE CRUZ JORGE ERNESTO, Enero 1992, "ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE CREACION DE MAESTRIAS EN LA
32. CABRERA MARROQUIN LUIS ALONSO, CANDRAY BERGANZA ILIANA PATRICIA, RICO PEÑA ELVIN OMAR, Junio de 1992, "PROPUESTA DE UN PROYECTO DE CAPACITACION DOCENTE PARA LA ESCUELA DE INGENIERIA CIVIL DE LA UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR".
33. SOTELO AVILA GILBERTO, Diciembre de 1966, "BOMBAS PARA AGUA POTABLE, CAPITULO ONCE: GOLPE DE ARIETE EN ESTACIONES DE BOMBEO", Publicación científica 145 OPS, UNAM, México.
34. LANGHAAR H. L., 1951, "DIMENSIONAL ANALYSIS AND THE THEORY OF MODELS", Editorial John Wiley, New York.
35. VILLACORTA, RICARDO, 1990, "APUNTES DE CLASE DE TECNICAS DE MEDICION HIDRAULICA", Escuela de Ingeniería Civil, Facultad de Ingeniería y Arquitectura, UES.
36. ENGINEERING WORKS, 1968, "HIDRAULIC TURBINE GOVERNORS", Vevey, Suiza.
37. GIRKES GILBERT & GORDON CTD, "FOLLETO SPIRAL-CASED FRANCIS TURBINES", Kendal, Inglaterra.

A N E X O S

ANEXO N° 1

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA CIVIL

CUETIONARIO N° _____
DOCENTE DE LA RAMA DE HIDRAULICA
INGENIERIA SANITARIA.

FECHA: _____

Respectables Señores Docentes Universitarios.

La investigación que se está realizando tiene como finalidad conocer su experiencia docente en las asignaturas Mecánica de los Fluidos e Hidráulica u otras afines, para contribuir de esta forma a la realización de una guía que facilite la enseñanza de las materias antes expuestas.

TRABAJO DE GRADUACION:

"Guía para la Enseñanza de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica".

Indicaciones:

Sus respuestas son muy importantes, por lo que se le pide la mayor objetividad posible.

PREGUNTAS:

1. ¿Cuántos años de experiencia posee usted como docente en el área de Mecánica de los Fluidos, Hidráulica y ramas afines?.

2. ¿Qué dificultades ha tenido al elaborar o impartir su cátedra?.

3. ¿Qué estrategias utilizo para salvar dichas dificultades?

4. ¿Puede dar un esquema de la forma en que usualmente desarrolla su clase expositiva?.

5. Dentro de los programas de estudios, ¿a qué temas considera que debe dárseles más énfasis?.

6. ¿Cuáles son los temas que a su juicio son más difíciles de comprender por parte del alumno?.

7. ¿A qué atribuye que estos temas sean menos comprensibles que los demás y qué estrategias sugiere que se podrían llevar a cabo para hacerlos más comprensibles?

8. Si se encuentra con un tema árido, cuyas partes son un tanto difíciles de explicar al alumno ¿cómo lo aborda usted, de qué forma se da a entender?

9. ¿Trabaja en sus cursos utilizando laboratorios prácticos, los considera de importancia?.

10. ¿Cómo considera usted que al alumno, además de brindarle la suficiente información teórica, se le brinden prácticas de laboratorio?.

11. Teniendo en cuenta su experiencia, ¿qué temas considera que deben ser sugeridos al estudiante, con la finalidad de despertar su espíritu de investigación, y que de esta forma aplique los conocimientos adquiridos en clases?

A N E X O N o . 2

TABLA No. 1

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE LONGITUD

UNIDAD	cm	mt	km	plg	pie	mi
1 centimetro	1	10^{-2}	10^{-5}	0.3937	3.281×10^{-2}	6.214×10^{-6}
1 metro	100	1	10	39.3	3.281	6.214×10^{-4}
1 kilometro	10^5	1000	1	3.937×10^4	3281	0.6214
1 pulgada	2.54	2.5×10^{-2}	2.54×10^{-5}	1	8.333×10^{-2}	1.578×10^{-5}
1 pie	30.48	0.3048	3.048×10^{-4}	12	1	1.894×10^{-4}
1 milla	1.609×10^5	1609	1.609	6.336×10^4	5280	1

TABLA No. 2

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE AREA

UNIDAD	m ²	cm ²	pie ²	plg ²
1 m ²	1	10^4	10.76	1550
1 cm ²	10^{-4}	1	1.076×10^{-3}	0.155
1 pie ²	9.290×10^{-2}	929	1	144
1 plg ²	6.452×10^{-4}	6.452	6.944×10^{-3}	1

TABLA No. 3

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE VOLUMEN

UNIDAD	m ³	cm ³	lt	pie ³	plg ³
1 m ³	1	10^6	1000	35.31	6.102×10^4
1 cm ³	10^{-6}	1	1×10^{-3}	3.531×10^{-5}	6.102×10^{-2}
1 lt	1×10^{-3}	1000	1	3.531×10^{-2}	61.02
1 pie ³	2.832×10^{-2}	2.832×10^4	28.32	1	1728
1 plg ³	1.639×10^{-5}	16.39	1.639×10^{-2}	5.787×10^{-4}	1

TABLA No. 4

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE MASA

UNIDAD	gr	kg	slug	oz	lb	ton
1 gr	1	0.001	6.852×10^{-5}	3.527×10^{-2}	2.205×10^{-3}	1.102×10^{-6}
1 kg	1000	1	6.852×10^{-2}	35.27	2.205	1.102×10^{-3}
1 slug	1.459×10^4	14.59	1	514.8	32.17	1.609×10^{-2}
1 onza	28.35	2.835×10^{-2}	1.943×10^{-3}	1	6.25×10^{-2}	3.125×10^{-5}
1 libra	453.6	0.4536	3.108×10^{-2}	16	1	0.0005
1 tonelada	9.072×10^5	907.2	62.16	3.2×10^4	200	1

LAS CANTIDADES EN LAS AREAS SOMBRADAS NO SON UNIDADES DE MASA, PERO CON FRECUENCIA SE UTILIZAN COMO TALES. POR EJEMPLO, CUANDO SE ESCRIBE 1 KG "≈" 2.205 LB SIGNIFICA QUE UN KILOGRAMO ES UNA MASA QUE PESA 2.205 LIBRAS EN CONDICIONES DE GRAVEDAD NORMAL (G=9.80665 m/s)

ANEXO No. 2

TABLA No. 5

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE FUERZA

UNIDAD	Abrev.	gf	Kgf	Dina	N	pdl	Lbf	Ton
1 gramo fuerza	gf	1	10^{-3}	980.7	9.80×10^{-3}	70.93×10^{-3}	2.205×10^{-3}	10^{-6}
1 Kilogramo fuerza	Kgf	10^3	1	9.807×10^5	9.807	70.93	2.205	10^{-3}
1 Dina	Dina	1.019×10^{-3}	1.019×10^{-6}	1	10^{-5}	7.233×10^{-5}	2.248×10^{-6}	1.019×10^{-9}
1 Newton	N	1.019×10^2	1.019×10^{-1}	10^5	1	7.233	2.248×10^{-1}	1.019×10^{-4}
1 poundal	pdl	14.1	1.41×10^{-2}	1.383×10^4	1.383×10^{-1}	1	3.11×10^{-2}	1.41×10^{-5}
1 libra fuerza	Lbf	453.6	4.536×10^{-1}	4.448×10^5	4.448	32.174	1	4.536×10^{-4}
1 tonelada fuerza	Ton	10^6	10^3	9.807×10^8	9807	70930	2205	1

TABLA No.6

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE VISCOSIDAD DINAMICA

UNIDAD	Abrev.	P	cP	Pa-s	N-s/m2	kgf-s/m2	kgf-h/m2	Lbf-s/pie
1 Poise	P	1	10^2	10^{-1}	10^{-1}	1.02×10^{-2}	2.833×10^{-6}	2.089×10^{-3}
1 Centipoise	cP	10^{-2}	1	10^{-3}	10	1.02×10^{-4}	2.833×10^{-8}	2.089×10^{-5}
1 Pascal/segundo	Pa-s	10	1000	1	1	1.02×10^{-1}	2.833×10^{-5}	2.089×10^{-2}
1 Newton-seg/m2	N-s/m2	10	1000	1	1	10.2×10^{-2}	2.8325×10^{-5}	2.089×10^{-2}
1 Kg fuerza-seg/m2	kgf-s/m2	98.07	9807	9.807	9.807	1	2.778×10^{-4}	0.2048
1 kg fuerza-hora/m2	kgf-h/m2	353039.4	35303.9×10^3	35303.94	35303.94	3600	1	737.338
1 Lb fuerza-seg/pie2	Lbf-s/pie	478.8	47.88×10^3	47.88	47.88	4.883	1.36×10^{-3}	1

TABLA No. 7

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE VISCOSIDAD CINEMATICA

UNIDAD	Abrev.	St	c St	cm2/s	m2/s	m2/h	plg2/s	pie2/s
1 Stokes	St	1	100	1	10^{-4}	3600×10^{-4}	1.55×10^{-1}	10.76×10^{-4}
1 Centistokes	c St	10^{-2}	1	10^{-2}	10^{-6}	3600×10^{-6}	1.55×10^{-3}	10.76×10^{-6}
1 cm2/seg	cm2/s	1	100	1	10^{-4}	3600×10^{-4}	1.55×10^{-1}	10.76×10^{-4}
1 m2/seg	m2/s	10^4	10^6	10^4	1	3600	1550	10.964
1 m2/hora	m2/h	2.778	2.778×10^2	2.778	2.778×10^{-4}	1	0.431	2.99×10^{-3}
1 plg2/seg	plg2/s	6.45	6.45×10^2	6.45	6.45×10^{-4}	2.323	1	6.94×10^{-3}
1 pie2/seg	pie2/s	929	9.29×10^4	929	9.29×10^{-2}	334.45	144	1

ANEXO No. 2

TABLA No. 8

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE DENSIDAD

UNIDAD	slug/pie3	Kg/m3	g/cm3	lb/pie3	lb/plg3
1 slug/pie3	1	515.4	0.5154	32.17	1.862×10^{-2}
1 Kg/m3	1.940×10^{-3}	1	0.001	6.243×10^{-2}	3.613×10^{-5}
1 g/cm3	1.94	1000	1	62.43	3.612×10^{-2}
1 lb/pie3	3.108×10^{-2}	16.02	1.602×10^{-2}	1	5.787×10^{-4}
1 lb/plg3	53.71	27.68	27.68	1728	1

LAS DENSIDADES EN LAS AREAS SOMBRADAS SON DENSIDADES DE PESO.

TABLA No. 9

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE PRESION Y ESPUERZO

UNIDAD	Abrev.	Kgf/cm2	N/m2	Pa	bar	atm	lb/plg2	m H2O	pies H2O	mm Hg	at
1 kgf/cm2	kgf/cm2	1	9.807×10^4	9.807×10^4	9.807×10^{-1}	0.968	14.2233	10	32.808	735.56	1
1 N/m2	N/m2	1.02×10^{-5}	1	1	10^{-5}	9.806×10^{-6}	1.45×10^{-4}	1.02×10^{-4}	3.346×10^{-4}	7.5×10^{-3}	1.02×10^{-5}
1 Pa	Pa	1.02×10^{-5}	1	1	10^{-5}	9.806×10^{-6}	1.45×10^{-4}	1.02×10^{-4}	3.346×10^{-4}	7.5×10^{-3}	1.02×10^{-5}
1 bar	bar	1.02	10^5	10^5	1	0.9807	14.5	10.2	33.455	750.064	1.02
1 at estandard	atm	1.033	1.013×10^5	1.013×10^5	1.013	1	14.696	10.332	33.899	760	1.033
1 lb/plg2	lb/plg2	7.031×10^{-2}	6.895×10^3	6.895×10^3	6.895×10^{-2}	6.805×10^{-2}	1	0.703	2.307	51.715	7.031×10^{-2}
1 m H2O	m H2O	0.1	98.07	98.07	9.807×10^{-2}	9.676×10^{-2}	1.422	1	3.281	73.556	0.1
1 pie H2O	pies H2O	304.8×10^{-4}	29.89×10^2	29.89×10^2	29.89×10^{-3}	2.95×10^{-2}	4.335×10^{-1}	0.3048	1	22.42	304.8×10^{-4}
1 mm Hg	mm Hg	13.59×10^{-4}	133.32	133.32	13.33×10^{-5}	1.316×10^{-3}	1.934×10^{-2}	1.36×10^{-2}	4.46×10^{-2}	1	13.59×10^{-4}
1 at	at	1	9.807×10^4	9.807×10^4	9.807×10^{-1}	0.968	14.223	10	32.808	735.56	1

ANEXO No. 2

TABLA No. 10

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE TRABAJO Y ENERGIA

UNIDAD	Abrev.	ergio	joule	W-h	Kgf-m	cal	Btu	HP-h	lbf-pie	kcal	kW-h
1 ergio	ergio	1	10^{-7}	2.78×10^{-11}	1.02×10^{-8}	2.39×10^{-8}	9.48×10^{-11}	3.73×10^{-14}	7.38×10^{-8}	2.39×10^{-11}	2.78×10^{-14}
1 joule	joule	10^7	1	2.78×10^{-4}	1.02×10^{-1}	2.39×10^{-1}	9.48×10^{-4}	3.73×10^{-7}	0.738	2.39×10^{-4}	2.78×10^{-7}
1 Watt-hora	W-h	36×10^9	3600	1	3.67×10^2	859.85	3.412	1.341×10^{-3}	2.655×10^3	859.59×10^{-3}	10^{-3}
1 Kgf-m	Kgf-m	9.807×10^7	9.807	2.72×10^{-3}	1	2.342	9.29×10^{-3}	3.65×10^{-6}	7.233	2.342×10^{-3}	2.724×10^{-6}
1 caloria	cal	4.167×10^7	4.187	1.163×10^{-3}	426940	1	3.97×10^{-3}	1.56×10^{-6}	3.088	10^{-3}	1.163×10^{-6}
1 Btu	Btu	1.055×10^{10}	1055.1	2.931×10^{-1}	107.6	2.52×10^2	1	3.93×10^{-4}	778.169	2.52×10^{-1}	2.93×10^{-4}
1 HP-h	HP-h	2.68×10^{13}	2.68×10^6	745.7	2.74×10^5	6.412×10^5	2544.43	1	1.98×10^6	641.19	745.7×10^{-3}
1 lbf-pie	lbf-pie	1.356×10^7	1.356	3.77×10^{-4}	1.383×10^{-1}	0.324	1.285×10^{-3}	5.05×10^{-7}	1	3.24×10^{-4}	3.77×10^{-7}
1 kcal	kcal	4.187×10^{10}	4187	1.163	426.94	10^3	3.968	1.56×10^{-3}	3088.03	1	1.163×10^{-3}
1 kW-h	kW-h	36×10^{12}	36×10^5	10^3	3.67×10^5	8.599×10^5	3412.14	1.341	2.65×10^6	859.85	1

TABLA No. 11

EQUIVALENCIA DE UNIDADES DE POTENCIA

UNIDAD	Abrev.	kgf-m/s	lbf-pie/s	HP	CV	W	kW	ergio/s	pdl-pie/s	kcal/h	Btu/h
1 kg fuerza metro / seg	kgf-m/s	1	7.233	1.315×10^{-2}	1.333×10^{-2}	9.807	9.807×10^{-3}	9.807×10^7	232.72	8.432	33.462
1 lb fuerza pie / seg	lbf-pie/s	1.383×10^{-1}	1	1.82×10^{-3}	1.842×10^{-3}	1.356	1.356×10^{-3}	1.356×10^7	32.174	1.1658	4.6263
1 caballo fuerza	HP	76	550	1	1.014	745.7	745.7×10^{-3}	745.7×10^7	17695.73	641.19	2544.43
1 caballo vapor	CV	75	542.763	0.987	1	735.42	0.7354	7.356×10^9	17451.66	631.18	2509.63
1 Watt	W	1.02×10^{-1}	7.376×10^{-1}	1.341×10^{-3}	1.36×10^{-3}	1	10^{-3}	10^7	23.73	0.8598	3.4121
1 kilowatt	kW	101.97	737.56	1.341	1.36	10^3	1	10^{10}	2.373×10^4	859.85	3.412×10^3
1 ergio/seg	ergio/s	1.02×10^{-8}	7.376×10^{-8}	1.341×10^{-10}	1.36×10^{-10}	10^{-7}	10^{-10}	1	2.373×10^{-6}	85.9×10^{-9}	3.412×10^{-7}
1 poundal pie / seg	pdl-pie/s	4297×10^{-3}	0.0311	5.651×10^{-5}	5.73x10	4.214×10^{-5}	4.214×10^{-2}	4.214×10^{-5}	1	0.03623	0.1438
1 kilocaloría / hora	kcal/h	1.186×10^{-1}	0.858	1.56×10^{-3}	1.582×10^{-3}	1.163	1.163×10^{-3}	1.163×10^7	27.598	1	3.968
1 unidad térmica brit./hor	Btu/h	2.988×10^{-2}	0.2162	3.93×10^{-4}	3.985×10^{-4}	2.93×10^{-1}	2.93×10^{-4}	2.93×10^6	6.955	0.252	1

ANEXO No. 3 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

TABLA No.1

PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA (SI) [1]

Temperatura	Peso específico	Densidad	Viscosidad dinámica	Viscosidad cinemática	Tensión superficial	Carga de presión de vapor	Módulo de elasticidad volumétrico
T	N/m ³	kgf/m ³	x10 ³ N.s/m ²	x10 ⁶ m ² /s	x10 ² N/m	Pv/ m	K/10 ⁻⁷ N/m ²
C							
0	9806	999.9	1.792	1.792	7.62	0.06	204
5	9807	1000.0	1.519	1.519	7.54	0.09	206
10	9804	999.7	1.308	1.308	7.48	0.12	211
15	9798	999.1	1.140	1.140	7.41	0.17	214
20	9789	998.2	1.005	1.007	7.36	0.25	220
25	9778	997.1	0.894	0.897	7.26	0.33	222
30	9764	995.7	0.801	0.804	7.18	0.44	223
35	9749	994.1	0.723	0.727	7.10	0.58	224
40	9730	992.2	0.656	0.661	7.01	0.76	227
45	9711	990.2	0.599	0.605	6.92	0.98	229
50	9690	988.1	0.549	0.556	6.82	1.26	230
55	9666	985.7	0.506	0.513	6.74	1.61	231
60	9642	983.2	0.469	0.477	6.68	2.03	228
65	9616	980.6	0.436	0.444	6.58	2.56	226
70	9589	977.8	0.406	0.415	6.50	3.2	225
75	9560	974.9	0.380	0.390	6.40	3.96	223
80	9530	971.8	0.370	0.367	6.30	4.86	221
85	9499	968.6	0.336	0.347	6.20	5.93	217
90	9466	965.3	0.317	0.328	6.12	7.18	216
95	9433	961.9	0.299	0.311	6.02	8.62	211
100	9399	958.4	0.284	0.296	5.94	10.33	207

$\gamma = 9806 \text{ N/m}^3$

A N E X O No. 3 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

TABLA No.2

PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA (SU) [1]

Temperatura	Peso específico	Densidad	Viscosidad dinámica	Viscosidad cinemática	Tensión superficial	Carga de presión de vapor	Módulo de elasticidad volumétrico
T	lb/pie3	slug/pie3	$\times 10^5$ lb.s/pie2	$\times 10^5$ pie2/s	$\times 10^2$ lb/pie	Pv/ pies	K/ 10^{-3} lb/plg2
F							
32	62.42	1.940	3.746	1.931	0.518	0.20	293
40	62.42	1.940	3.229	1.664	0.514	0.28	294
50	62.42	1.940	2.735	1.410	0.509	0.41	305
60	62.35	1.938	2.359	1.217	0.504	0.59	311
70	62.29	1.936	2.050	1.059	0.500	0.84	320
80	62.22	1.934	1.799	0.930	0.492	1.15	322
90	62.13	1.931	1.595	0.826	0.486	1.61	323
100	62.00	1.927	1.424	0.739	0.480	2.19	327
110	61.87	1.923	1.284	0.667	0.473	2.91	331
120	61.71	1.918	1.168	0.609	0.465	3.91	333
130	61.55	1.913	1.069	0.558	0.460	5.13	334
140	61.39	1.908	0.981	0.514	0.454	6.67	330
150	61.19	1.902	0.905	0.476	0.447	8.58	328
160	61.00	1.896	0.838	0.442	0.441	10.95	326
170	60.81	1.890	0.780	0.413	0.433	13.83	322
180	60.58	1.883	0.726	0.385	0.423	17.33	313
190	60.36	1.876	0.678	0.632	0.419	21.55	313
200	60.10	1.868	0.637	0.341	0.412	26.59	308
212	59.84	1.860	0.593	0.319	0.404	33.90	300

$\gamma = 62.4 \text{ lb/pie}^3$

ANEXO No. 3 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

TABLA No. 3 [8]

DENSIDAD RELATIVA Y VISCOSIDAD CINEMATICA DE ALGUNOS LIQUIDOS

TEMP. C	AGUA		DISOLVENTE COMERCIAL		TETRACLORURO DE CARBONO		ACEITE LUBRICANTE MEDIO	
	DENSIDAD RELATIVA	VISC. CINEM m2/seg	DENSIDAD RELATIVA	VISC. CINEM m2/seg	DENSIDAD RELATIVA	VISC. CINEM m2/seg	DENSIDAD RELATIVA	VISC. CINEM m2/seg
5	1.000	1.520	0.728	1.476	1.620	0.763	0.905	471
10	1.000	1.308	0.725	1.376	1.608	0.696	0.900	260
15	0.999	1.142	0.721	1.301	0.595	0.655	0.896	186
20	0.998	1.007	0.718	1.189	1.584	0.612	0.893	122
25	0.997	0.897	0.714	1.101	1.572	0.572	0.890	92
30	0.995	0.804	0.710	1.049	1.558	0.531	0.886	71
35	0.993	0.727	0.706	0.984	1.554	0.504	0.883	54.9
40	0.991	0.661	0.703	0.932	1.522	0.482	0.875	39.4
50	0.990	0.556					0.866	25.7
60	0.980	0.442					0.865	15.4

TEMP. C	ACEITE A PRUEBA DE POLVO		FUEL-OIL MEDIO		FUEL-OIL PESADO		GASOLINA	
	DENSIDAD RELATIVA	VISC. CINEM m2/seg	DENSIDAD RELATIVA	VISC. CINEM m2/seg	DENSIDAD RELATIVA	VISC. CINEM m2/seg	DENSIDAD RELATIVA	VISC. CINEM m2/seg
5	0.917	72.90	0.865	6.01	0.918	400	0.737	0.749
10	0.913	52.40	0.861	5.16	0.915	290	0.733	0.710
15	0.910	39.00	0.857	4.47	0.912	201	0.729	0.683
20	0.906	29.70	0.855	3.94	0.909	156	0.725	0.648
25	0.903	23.10	0.852	3.44	0.906	118	0.721	0.625
30	0.900	18.50	0.849	3.11	0.904	89	0.717	0.595
35	0.897	15.20	0.846	2.77	0.901	67.90	0.713	0.570
40	0.893	12.90	0.842	2.39	0.898	52.80	0.709	0.545

ALGUNOS OTROS LIQUIDOS

LIQUIDO Y TEMPERATURA	DENSIDAD RELATIVA	VISC. CINEM m2/seg
Tupertina a 20 C	0.862	1.73
Aceite de linaza a 30 C	0.925	35.9
Alcohol etilico a 20 C	0.789	1.54
Benceno a 20 C	0.879	0.745
Glicerina a 20 C	1.262	662
Aceite de castor a 20 C	0.960	1030
Aceite ligero de maq. a 16.5 C	0.907	137

TABLA No. 4

PROPIEDADES APROXIMADAS DE ALGUNOS GASES. [8]

GAS	PESO ESPECIFICO W a 20 C, 1 Atm kg / m ³	CONSTANTE R DEL GAS m / k	EXPONENTE ADIABATICO k	VISCOSIDAD CINE. v A 20 C, 1 Atm m ² / seg
Aire	1.2047	29.30	1.40	1.488 x 10 ⁻⁵
Amoníaco	0.7177	49.20	1.32	1.535
Anhidrido carbonic	1.8359	19.20	1.30	0.846
Metano	0.6664	53.00	1.32	1.795
Nitrógeno	1.1631	30.30	1.40	1.590
Oxígeno	1.3970	26.60	1.40	1.590
Anhidrido sulfurico	2.7154	13.00	1.26	0.521

ALGUNAS PROPIEDADES DEL AIRE A LA PRESION ATMOSFERICA. [8]

TEMPERATURA C	DENSIDAD UTM / m ³	PESO ESPECIFICO W kg / m ³	VISCOSIDAD CINEMATICA v m ² / seg	VISCOSIDAD DINAMICA kg seg / m ²
-20	0.1424	1.3955	1.88 x 10 ⁻⁵	16.917 x 10 ⁻⁷
-10	0.1370	1.343	1.233	16.892
0	0.1319	1.293	1.320	17.411
10	0.1273	1.248	1.415	18.013
20	0.1229	1.205	1.488	18.288
30	0.1188	1.164	1.600	19.008
40	0.1150	1.127	1.688	19.412
50	0.1115	1.0927	1.769 x 10 ⁻⁵	19.724 x 10 ⁻⁷

A N E X O No. 3

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

TABLA No. 5
PROPIEDADES APROXIMADAS DE LIQUIDOS COMUNES, A PRESION ATMOSFERICA. [1]

Liquido	Densidad Relativa S	Modulo de elasticidad volum. KGPa.	Presion de vapor Pv. KPa.	Tension superficial N / m
Agua	1.00	2.07	2.45	0.074
Aceite crudo	0.85-0.93	-	-	0.023-0.038
Lubricante	0.85-0.88	-	-	0.035-0.038
Alcohol etílico	0.79	1.21	5.86	0.0223
Benceno	0.88	1.03	10.01	0.0289
Tetracloruro de carbono	1.59	1.10	13.1	0.0267
Mercurio	13.57	26.20	0.00017	0.51
Queroseno	0.81	-	-	0.023-0.032

TABLA No. 6

CONSTANTE "R" DE LOS GASES [12]

Gas	m.N / kg.K	ft.lb / lbm.R
Aire	287	53.3
Monóxi.de carb. CO	297	55.2
Nitrógeno, N2	297	55.2
Oxígeno, O2	260	48.3
Vapor de agua, H2O	462	85.8
Helio, He	2077	386.0
Hidrógeno, H2	4121	766.0

A N E X O No. 3 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

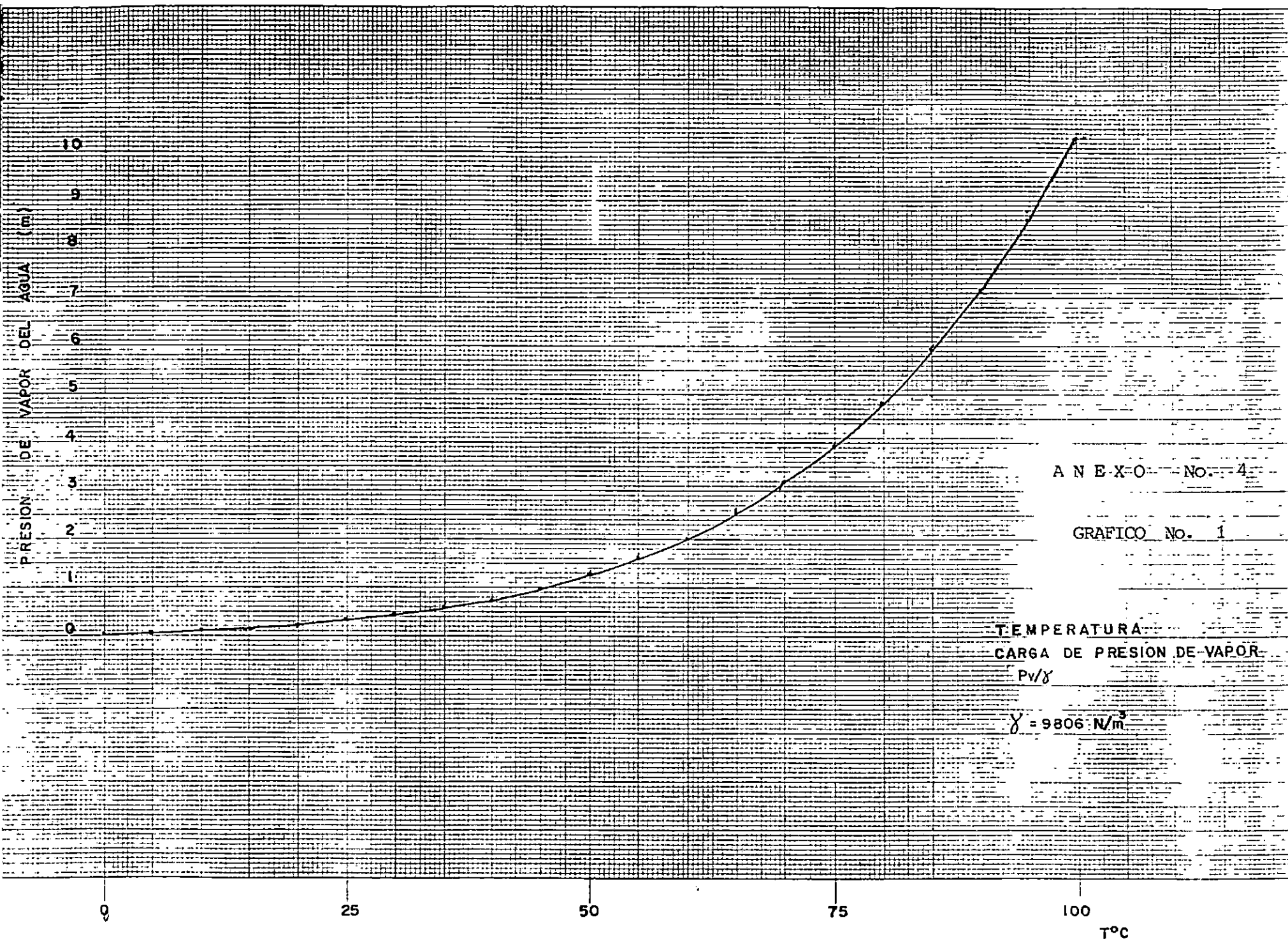
TABLA No. 7

MODULO DE ELASTICIDAD VOLUMETRICO

El módulo de elasticidad volumétrico de los fluidos es función tanto de la temperatura como de la presión

Presión (psi)	T E M P E R A T U R A				
	32 F	68 F	120 F	200 F	300 F
15	292,000	320,000	332,000	308,000	-----
1,500	300,000	300,000	342,000	319,000	248,000
4,500	317,000	348,000	362,000	338,000	271,000
15,000	380,000	41,000	426,000	405,000	350,000

ASME, Vol 57, #5, Julio 1935 [20]

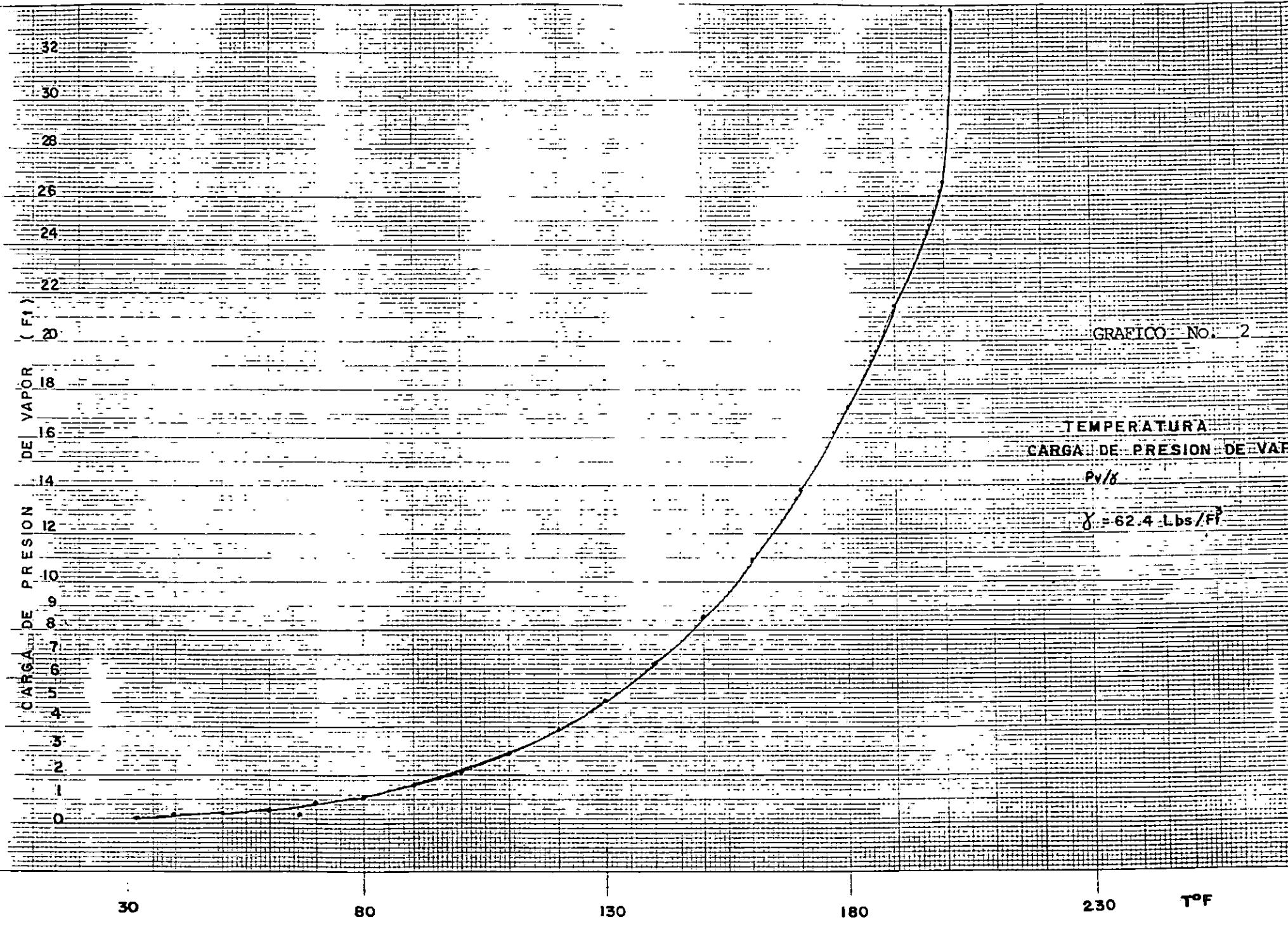


A N E X O No. 4

GRAFICO No. 1

TEMPERATURA
CARGA DE PRESION DE VAPOR
 P_v/γ

$$\gamma = 9806 \text{ N/m}^3$$



γ N/m³

9800

9700

9600

9500

9400

9375

PESO ESPECIFICO DEL AGUA (N/m³)

T- γ
AGUA

ESTA GRAFICA SE PUEDE UTILIZAR
PARA CALCULAR LA DENSIDAD
CON LA FORMULA $\rho = \frac{\gamma}{g}$

$g = 9.807 \text{ m/Seg}^2$

GRAFICO No. 3

0

5

10

15

20

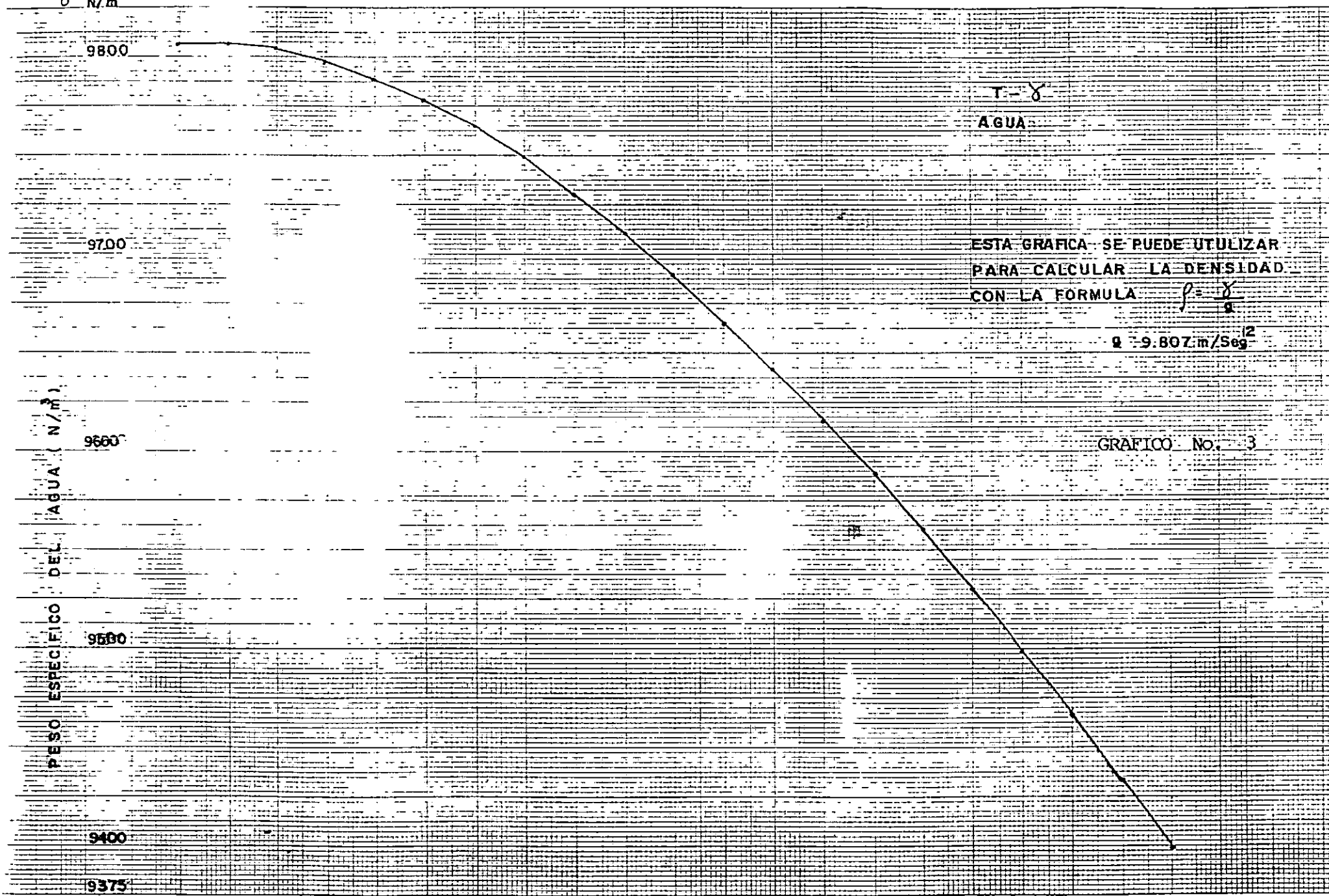
45

70

95

100

TEMP



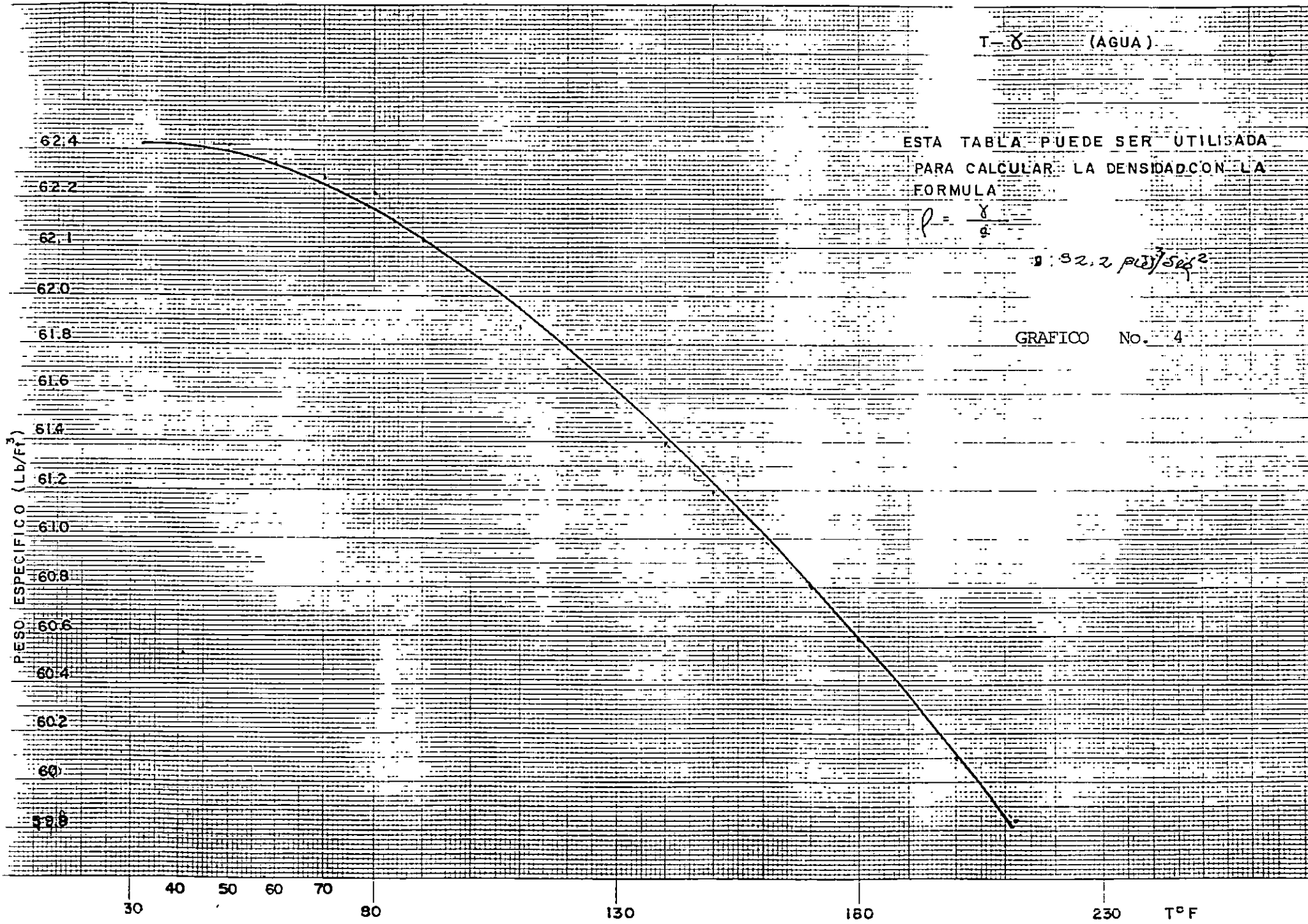
T- γ (AGUA)

ESTA TABLA PUEDE SER UTILISADA
PARA CALCULAR LA DENSIDAD CON LA
FORMULA

$$\rho = \frac{\gamma}{g}$$

$g = 32.2 \text{ ft/s}^2$

GRAFICO No. 4



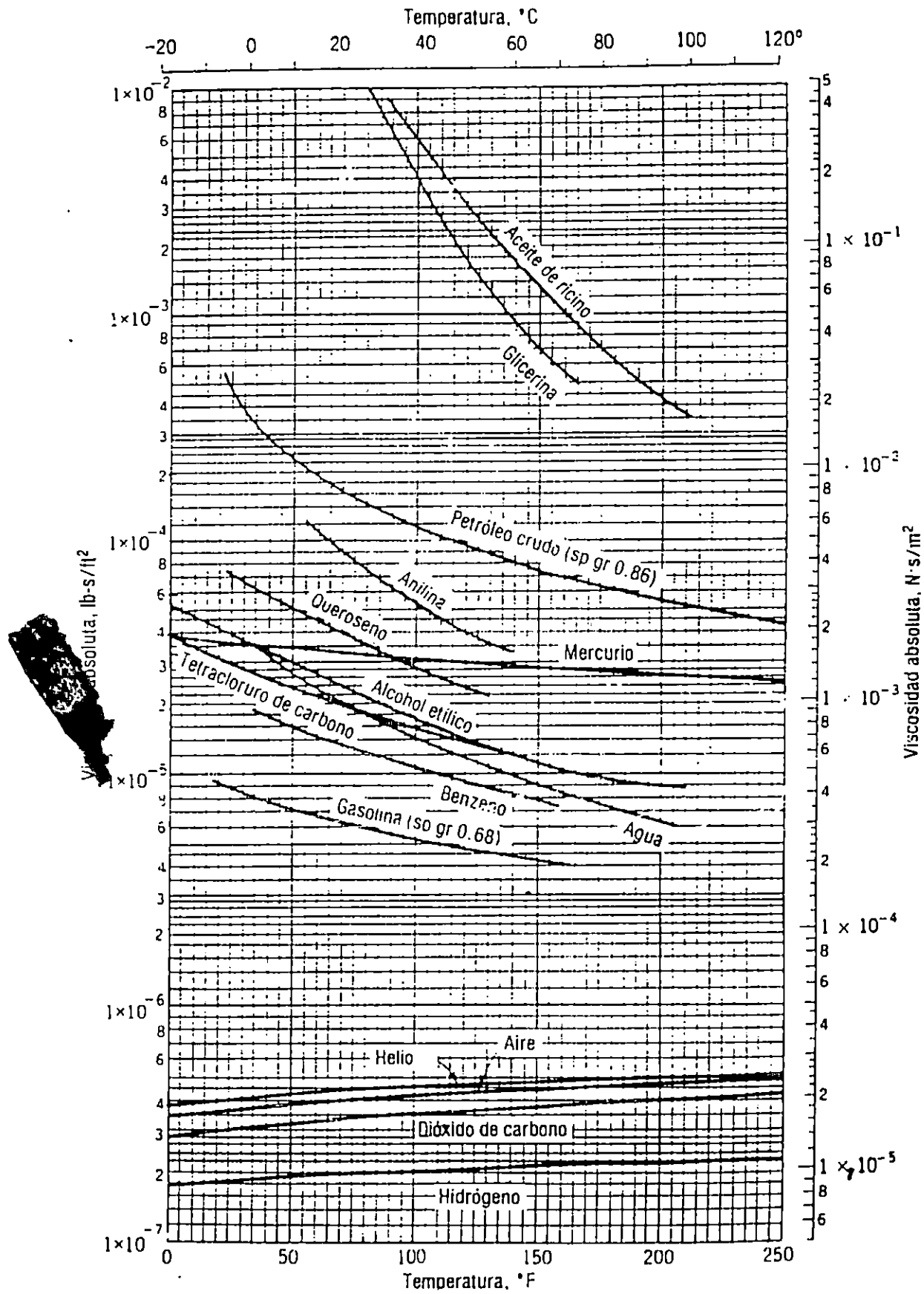


Figura Viscosidades absolutas de ciertos gases y líquidos. [1]

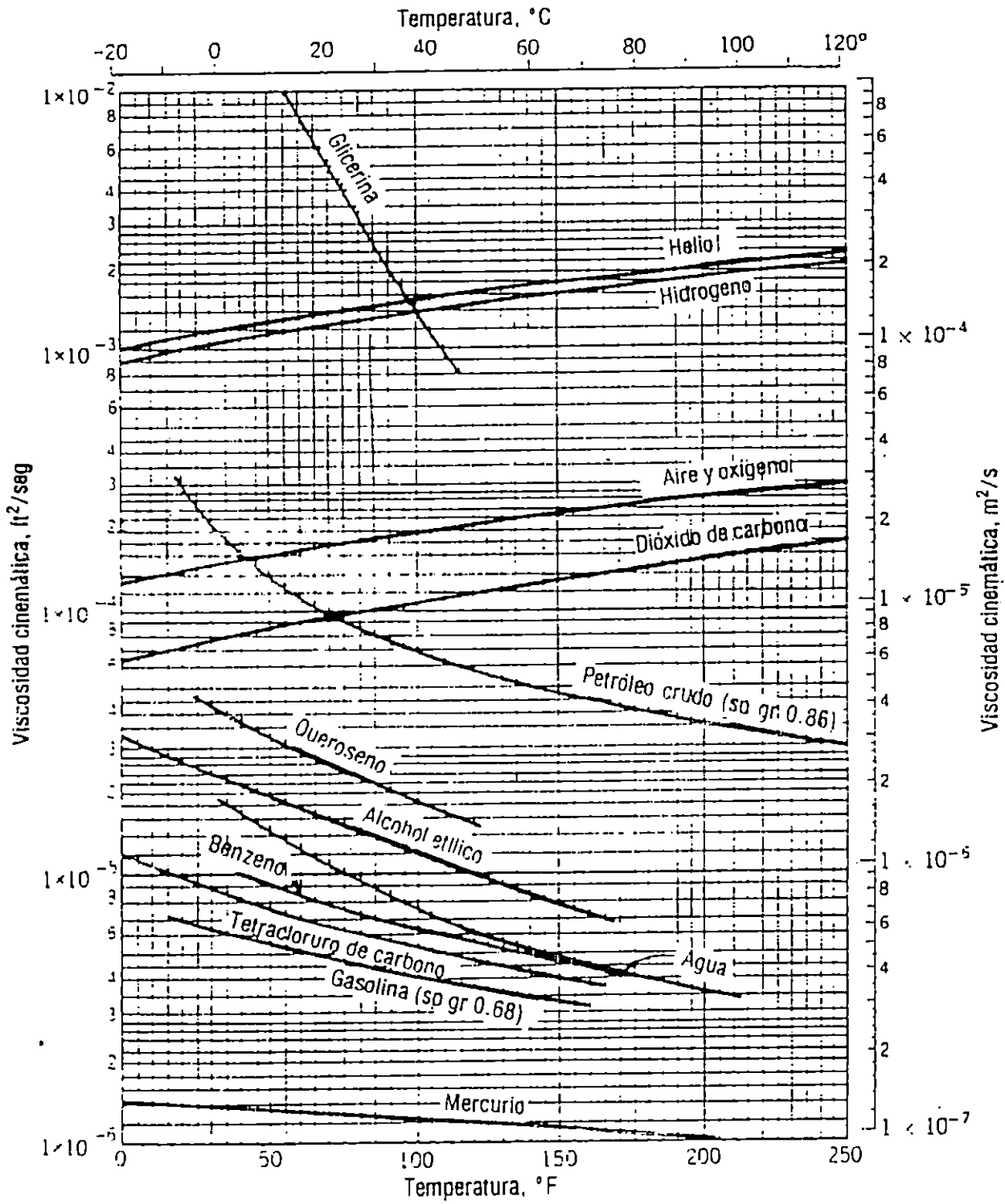
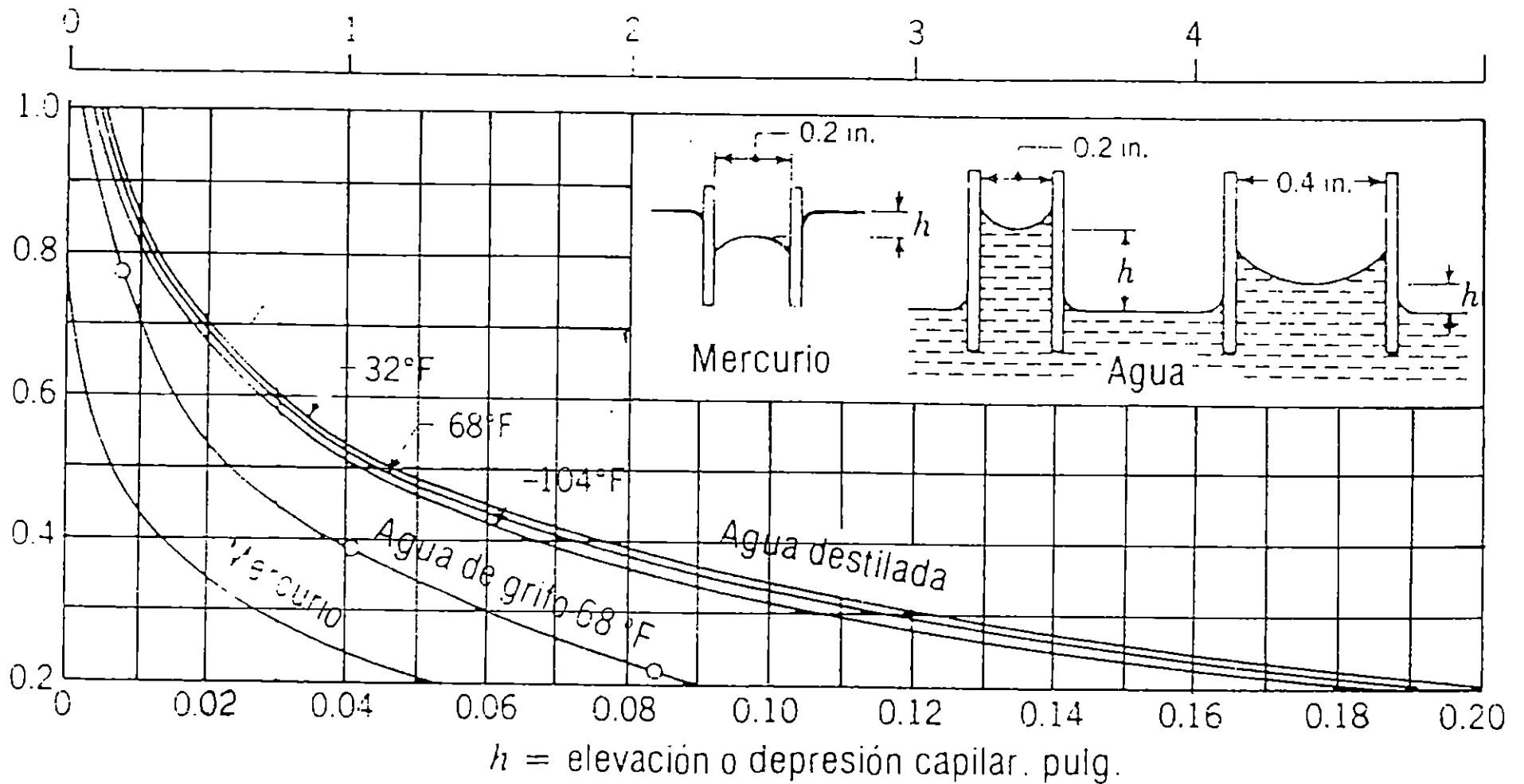
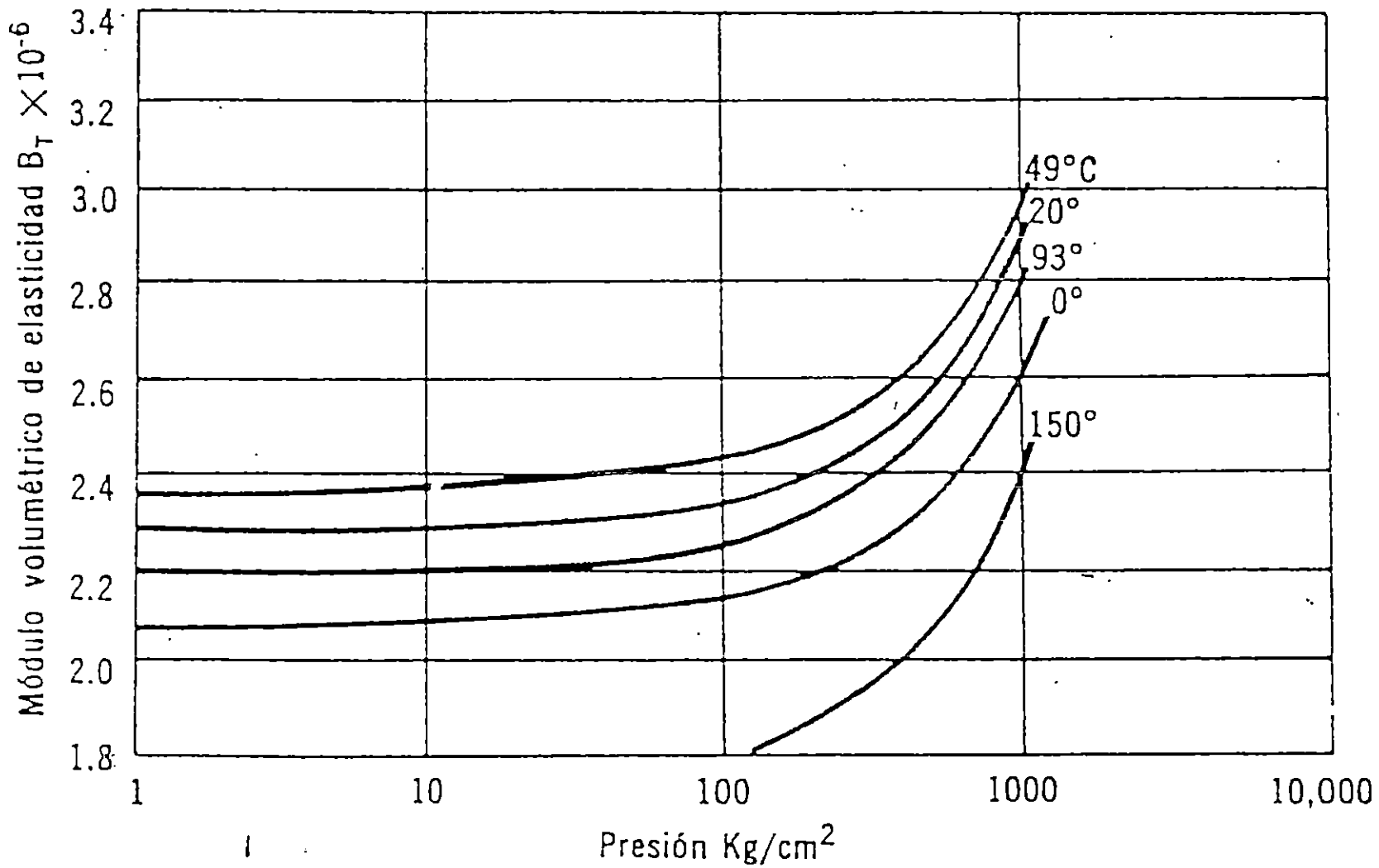


Figura Viscosidades cinemáticas de ciertos gases y líquidos. Los gases son a presión estándar [1]

$h =$ elevación o depresión capilar. mm.



Capilaridad en tubos de cristal circulares. [1]



Variación del módulo volumétrico de elasticidad del agua con la presión y la temperatura. [1].

Propiedades de Areas y Volúmenes [1]

ANEXO No. 5

TABLA No. 1

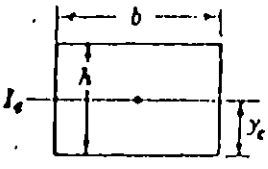
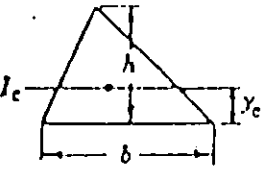
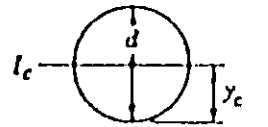
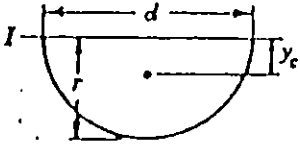
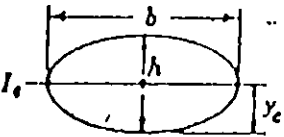
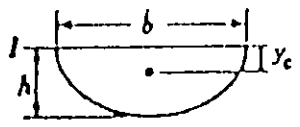
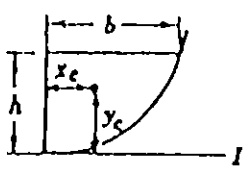
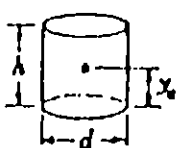

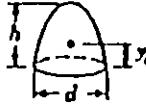

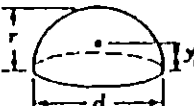
	Dibujo	Area	Localiza- ción del centroide	I o I_c
Rectángulo		bh	$y_c = \frac{h}{2}$	$I_c = \frac{bh^3}{12}$
Triángulo		$\frac{bh}{2}$	$y_c = \frac{h}{3}$	$I_c = \frac{bh^3}{36}$
Círculo		$\frac{\pi d^2}{4}$	$y_c = \frac{d}{2}$	$I_c = \frac{\pi d^4}{64}$
Semicírculo ¹		$\frac{\pi d^2}{8}$	$y_c = \frac{4r}{3\pi}$	$I = \frac{\pi d^4}{128}$
Elipse		$\frac{\pi bh}{4}$	$y_c = \frac{h}{2}$	$I_c = \frac{\pi bh^3}{64}$
Semielipse		$\frac{\pi bh}{4}$	$y_c = \frac{4h}{3\pi}$	$I = \frac{\pi bh^3}{16}$
Parábola		$\frac{2}{3} bh$	$y_c = \frac{3h}{5}$ $x_c = \frac{3b}{8}$	$I = \frac{2bh^3}{7}$
Cilindro		$\frac{\pi d^2 h}{4}$	$y_c = \frac{h}{2}$	

TABLA No. 1

834 Elementos de mecánica de fluidos

	Dibujo	Volumen	Localización del centroide	I_o o I_c
Cono		$\frac{1}{3} \left(\frac{\pi d^2 h}{4} \right)$	$y_c = \frac{h}{4}$	
Paraboloide de revolución		$\frac{1}{2} \left(\frac{\pi d^2 h}{4} \right)$	$y_c = \frac{h}{3}$	
Esfera		$\frac{\pi d^3}{6}$	$y_c = \frac{d}{2}$	
Hemisferio		$\frac{\pi d^3}{12}$	$y_c = \frac{3r}{8}$	

¹ Para el cuarto de círculo, los valores respectivos son $\pi d^2/16$, $4r/3\pi$ y $\pi d^4/256$.

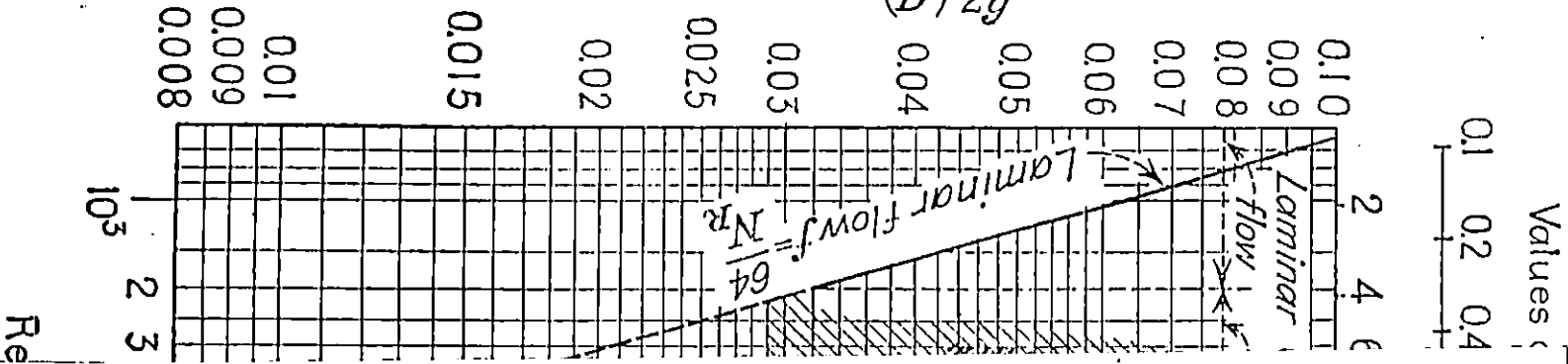
Símbolo	Cantidad	Unidades		
		SI	Inglésas (USC)	Dimensiones
a	Constante, velocidad de una onda pulsante	m/s	ft/S	LT ⁻¹
a	Aceleración	m/s ²	ft/s ²	LT ⁻²
a	Vector aceleración	m/s ²	ft/s ²	LT ⁻²
a'	Velocidad	m/s	ft/s	LT ⁻¹
A	Area	m ²	ft ²	L ²
A	Pendiente adversa	ninguna	ninguna	
b	Distancia	m	ft	L
b	Constante			
B	Constante			
c	Velocidad de una ola	m/s	ft/S	LT ⁻¹
c	Velocidad del sonido	m/s	ft/S	LT ⁻¹
cp	Calor específico a presión constante	J/kg-K	ft·lb/slug·°R	
cr	Calor específico a volumen constante	J/kg-K	ft·lb/slug·°R	
C	Concentración	No./m ³	No./ft ³	L ⁻³
C	Concentración de trazador por unidad volumen	m ⁻³	ft ³	L ⁻³
C	Coefficiente	ninguna	ninguna	
C	Esfuerzo	Pa	lb/ft ²	ML ⁻¹ T ⁻²
C _m	Constante Empírica	m ^{1/3} /s	ft ^{1/3} /s	L ^{1/3} T ⁻¹
C	Pendiente Crítica	ninguna	ninguna	
DI	Desplazamiento Volumétrico	m ³	ft ³	L ³
D	Diámetro	m	ft	L
Dd	Coefficiente de dispersión	m ² /s	ft ² /s	L ² T ⁻¹
D _m	Coefficiente de difusión molecular	m ² /s	ft ² /s	L ² T ⁻¹
D _t	Coefficiente de difusión turbulenta	m ² /s	ft ² /s	L ² T ⁻¹
e	Eficiencia	ninguna	ninguna	
e	Energía interna por unidad de masa	J/kg	ft·lb/slug	L ² T ⁻²
E	Energía interna	J	ft·lb	ML ² T ⁻²
E	Energía específica	m·N/N	ft·lb/lb	L
E	Pérdidas por unidad de peso	m·N/N	ft·lb/lb	L
E	Módulo de elasticidad	Pa	lb/ft ²	ML ⁻¹ T ⁻²
f	Factor de fricción		ninguna	
F	Fuerza	N	lb	MLT ⁻²
F	Vector de Fuerza	N	lb	MLT ⁻²
F	Número de Froude		ninguna	
FB	Fuerza de Flotación	N	lb	MLT ⁻²
g	Aceleración de la gravedad	m/s ²	ft/s ²	LT ⁻²
g ₀	Constante gravitacional	kg·m/N-s ²	lbm·ft·s ²	
G	Gasto másico por unidad de área	kg/s-m ²	slug/s/ft ²	ML ⁻² T ⁻¹
h	Carga, distancia vertical	m	ft	L
h	Entalpía por unidad de masa	J/kg	ft·lb/slug	L ² T ⁻²
H	Carga, elevación de la línea de altura motriz	m	ft	L
H	Pendiente horizontal	ninguna	ninguna	
I	Momento de inercia	m ⁴	ft ⁴	L ⁴
J	Punto de unión	ninguna	ninguna	
k	Relación de Calores específicos	ninguna	ninguna	
K	Módulo de elasticidad volumétrica	Pa	lb/ft ²	ML ⁻¹ T ⁻²
K	Coefficiente de pérdidas menores	ninguna	ninguna	
L	Longitud	m	ft	L
L	Fuerza de sustentación	N	lb	MLT ⁻²

Símbolo	Cantidad	Unidades		
		SI	Inglésas (USC)	Dimensiones
<i>l</i>	Longitud, longitud de mezcla	m	ft	L
ln	Logaritmo Natural	ninguna	ninguna	
<i>m</i>	Masa	kg	slug	M
<i>m</i>	Factor de forma, constante	ninguna	ninguna	
<i>m</i>	Intensidad de una fuente	m ³ /s	ft ³ /s	L ³ T ⁻¹
<i>m</i>	Masa por unidad de tiempo	kg/s	slug/s	M
<i>M</i>	Peso molecular			
<i>M</i>	Cantidad de movimiento por unidad de tiempo	N	lb	MLT ⁻²
<i>M</i>	Cantidad de trazadores			
<i>M</i>	Pendiente moderada	ninguna	ninguna	
<i>M</i>	Número de Mach	ninguna	ninguna	
<i>MG</i>	Altura metacéntrica	m	ft	L
<i>n</i>	Exponente, constante	ninguna	ninguna	
<i>n</i>	Dirección normal			
<i>n</i>	Factor de rugosidad de Manning			
<i>n</i>	Número de Moles			
<i>n_i</i>	Vector unitario normal			
<i>N</i>	Velocidad de rotación	1/s	1/s	T ⁻¹
<i>NPSH</i>	Carga positiva neta a la succión	m	ft	L
<i>p</i>	Presión	Pa	lb/ft ²	ML ⁻¹ T ⁻²
<i>p</i>	Fuerza	N	lb	MLT ⁻²
<i>P</i>	Altura de un vertedor	m	ft	L
<i>P</i>	Rapidez de transferencia por unidad de área	1/(s·m ²)	1/(s·ft ²)	T ⁻¹ L ⁻²
<i>P</i>	Perímetro mojado	m	ft	L
<i>q</i>	Gasto por unidad de ancho	m ² /s	ft ² /s	L ² T ⁻¹
<i>q</i>	Velocidad	m/s	ft/S	LT ⁻¹
<i>q</i>	Vector velocidad	m/s	ft/S	LT ⁻¹
<i>qH</i>	Transferencia de calor por unidad de masa	J/kg	ft·lb/slug	L ² T ⁻²
<i>Q</i>	Gasto, Descarga	m ³ /s	ft ³ /s	L ³ T ⁻¹
<i>QH</i>	Transferencia de calor por unidad de tiempo	J/s	ft·lb/s	ML ² T ⁻³
<i>r</i>	Coefficiente			
<i>r</i>	Distancia radial	m	ft	L
<i>r</i>	Vector de posición	m	ft	L
<i>R</i>	Radio Hidráulico	m	ft	L
<i>R</i>	Constante del gas	J/kg·K	ft·lb/slug·°R	
<i>R, R'</i>	Diferencia manométrica	m	ft	L
<i>R</i>	Número de Reynolds	ninguna	ninguna	
<i>S</i>	Distancia	m	ft	L
<i>S</i>	Entropía por unidad de masa	J/Kg·K	ft·lb/slug·°R	
<i>s</i>	Deslizamiento	ninguna	ninguna	
<i>S</i>	Entropía	J/K	ft·lb/°R	
<i>S</i>	Gravedad específica, pendiente	ninguna	ninguna	
<i>S</i>	Pendiente pronunciada	ninguna	ninguna	
<i>t</i>	Tiempo	s	s	T
<i>t</i>	Temperatura	°C	°F	
<i>t, t'</i>	Distancia, espesor	m	ft	L
<i>T</i>	Período Temporal promedio	s	s	T
<i>T</i>	Temperatura	K	°R	
<i>T</i>	Momento de torsión	N·m	lb·ft	ML ² T ⁻²
<i>T</i>	Fuerza de tensión por unidad de longitud	N/m	lb/ft	MT ⁻²
<i>T</i>	Ancho superior	m	ft	L

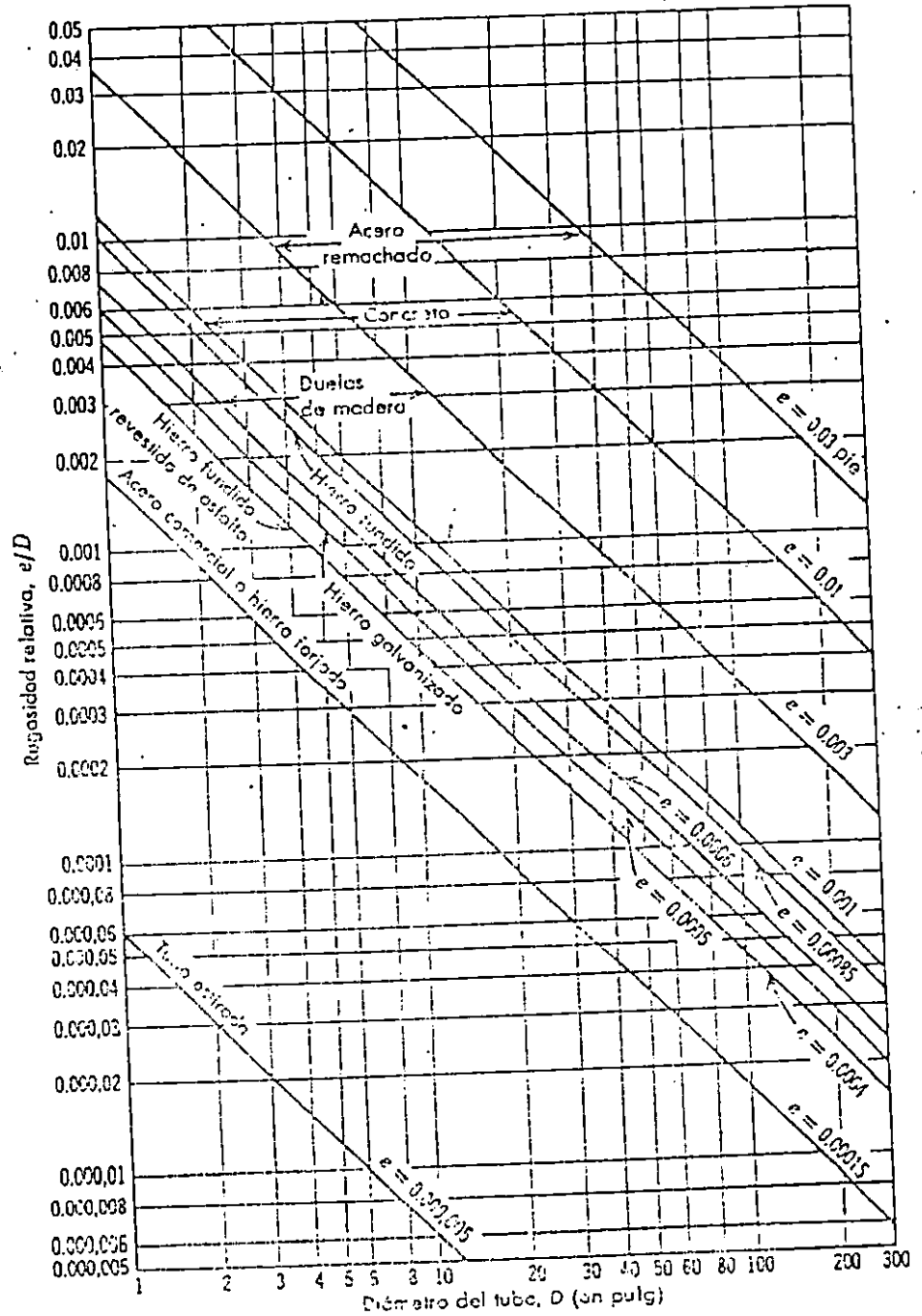
Símbolo	Cantidad	Unidades		
		SI	Inglésas (USC)	Dimensiones
v	Velocidad, componente de velocidad	m/s	ft/s	LT^{-1}
u	Velocidad periférica	m/s	ft/s	LT^{-1}
v	Energía intrínseca	J/kg	ft·lb/slug	L^2T^{-2}
$u^{\#}$	Velocidad de fricción	m/s	ft/s	LT^{-1}
U	Velocidad	m/s	ft/s	LT^{-1}
v	Velocidad, componente de velocidad	m/s	ft/s	LT^{-1}
v_l	Volumen específico	m ³ /kg	ft ³ /slug	L^2T^{-2}
v	Volumen	m ³	ft ³	L^3
V	Vector velocidad	m/s	ft/s	LT^{-1}
V	Velocidad	m/s	ft/s	LT^{-1}
v	Componente de Velocidad	m/s	ft/s	LT^{-1}
v	Trabajo por unidad de masa	J/kg	ft·lb/slug	L^2T^{-2}
W	Trabajo por unidad de tiempo	J/s	ft·lb/s	ML^2T^{-3}
W	Trabajo de expansión	m·N	ft·lb	ML^2T^{-2}
W_l	Trabajo de flecha	m·N	ft·lb	ML^2T^{-2}
W	Peso	N	lb	MLT^{-2}
W	Número de Weber	ninguna	ninguna	
x	Distancia	m	ft	L
X	Componente de fuerza másica por unidad de masa	N/kg	lb/slug	LT^{-2}
y	Distancia, tirante, profundidad	m	ft	L
yp	Distancia al centro de presión	m	ft	L
Y	Factor de expansión	ninguna	ninguna	
Y	Componente de fuerza másica por unidad de masa	N/kg	lb/slug	LT^{-2}
z	Distancia vertical	m	ft	L
Z	Distancia vertical	m	ft	L
Z	Componente de fuerza másica por unidad de masa	N/kg	lb/slug	LT^{-2}
α	Factor de corrección de energía cinética	ninguna	ninguna	
α	Angulo del álabe	ninguna	ninguna	
β	Factor de corrección de cantidad de movimiento	ninguna	ninguna	
β	Angulo del álabe	ninguna	ninguna	
Γ	Circulación	m ² /s	ft ² /s	L^2T^{-1}
	Operador vectorial	1/m	1/ft	L^{-1}
	Peso específico	N/m ³	lb/ft ³	$ML^{-2}T^{-2}$
δ	Espesor de capa límite	m	ft	L
δ^1	Espesor de la subcapa laminar	m	ft	L
ϵ	Viscosidad cinética de remolino	m ² /s	ft ² /s	L^2T^{-1}
ϵ	Altura de la rugosidad	m	ft	L
	Viscosidad de remolino	N·s/m ²	lb·s/ft ²	$ML^{-2}T^{-2}$
	Relación de cargas			
	Eficiencia	ninguna	ninguna	
θ	Angulo	ninguna	ninguna	
x	Constante universal	ninguna	ninguna	
	Relación de escalas, multiplicador indeterminado	ninguna	ninguna	
μ	Viscosidad	N·s/m ²	lb·s/ft ²	$ML^{-2}T^{-2}$
μ	Constante			
	Viscosidad cinética	m ² /s	ft ² /s	L^2T^{-1}
ρ	Potencial de velocidades	m ² /s	ft ² /s	L^2T^{-1}
ρ	Función			
x	Constante	ninguna	ninguna	
	Parámetro adimensional	ninguna	ninguna	
σ	Densidad	kg/m ³	slug/ft ³	ML^{-3}

Símbolo	Cantidad	Unidades		
		SI	Inglésas (USC)	Dimensiones
σ	Tensión superficial	N/m	lb/ft	MT^{-2}
σ	Índice de cavitación	ninguna	ninguna	
τ	Esfuerzo constante	Pa	lb/ft ²	$ML^{-1}T^{-2}$
	Función de corriente en dos dimensiones	m^2/s	ft ² /s	L^2T^{-1}
	Función de corriente de Stokes	m^3/s	ft ³ /s	L^3T^{-1}
ω	Velocidad angular	rad/s	rad/s	T^{-1}

$$\text{Friction factor } f = \frac{h_f}{\left(\frac{L}{D}\right) \frac{V^2}{2g}}$$



ANEXO N° 8



Rugosidad relativa para tubos fabricados de materiales comunes en ingeniería (datos tomados de la referencia 1, con autorización). [7]

ANEXO N° 9
VALORES DE RUGOSIDAD ABSOLUTA k | 24 |

	en mm.
A) Tuberías de plástico	
Poliétileno (con juntas a más de 50 m.)	0,002
Cloruro de polivinilo (P.V.C.) (con juntas menos de 10 m.)	0,02
B) Tuberías metálicas	
Tuberías estiradas sin soldaduras de latón, cobre o plomo	0,0015-0,01
Aluminio	0,015-0,06
<i>Acero estirado sin soldaduras:</i>	
Nuevas	0,02-0,10
Limpiadas después de varios años de servicio	0,04
Asfaltadas	0,04
Después de muchos años en servicio	1,2-1,5
Con incrustaciones o depósitos importantes	3 (aprox.)
<i>Acero soldado:</i>	
Nuevas o mejor en buen estado, con juntas soldadas o con remaches	0,04-0,10
Asfaltadas	0,05 (aprox.)
Después de varios años en servicio con corrosión uniforme	0,15 (aprox.)
Con pequeñas sedimentaciones	1,5
Con sedimentaciones considerables	2-4
<i>Acero galvanizado:</i>	
Nuevas, buena galvanización	0,07-0,10
Galvanizado ordinario	0,10-0,15
<i>Fundición:</i>	
Nuevas	0,25-1
Nuevas con revestimiento bituminoso	0,10-0,15
Asfaltadas	0,12-0,30
<i>Después de varios años en servicio:</i>	
Con corrosión	1-1,5
Con sedimentos	1-1,5
Con sedimentación abundante	2-4
Fuertemente corroidos	3
C) Hormigón y fibrocemento	
<i>Hormigón:</i>	
Superficie muy lisa	0,3-0,8
Condiciones medias	2,5
Superficie rugosa	3-9
Hormigón armado	2,5
<i>Fibrocemento:</i>	
Nuevas	0,05-0,10
Después de varios años de uso	0,60

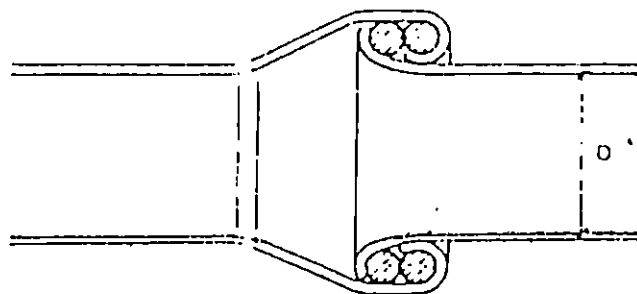


Fig. 36.—Juntas en manguera de tela de caucho.

De otros tipos de juntas, tales como las Gibault, Simplex, Acople rápido de los equipos móviles, etc., es difícil encontrar documentación.

9.13.2. Pérdidas de carga accidentales

Uno de los procedimientos más usuales para el cálculo de las pérdidas de carga en las piezas especiales consiste en asimilar éstas a una longitud «equivalente» de la tubería en que van instaladas. Este procedimiento expedito es suficientemente aproximado en los casos en que no se requiere gran precisión, aunque conviene siempre adoptar un margen de seguridad, que estimamos puede ser un aumento del orden del 5 por 100.

Se incluye con tal fin, en el texto, una tabla de equivalencias de las piezas más usadas en riego por aspersión, tomada del libro «Hidráulica general» de Coutinho de Lencastre.

En los casos en que sea necesario precisar más la altura manométrica se utilizará, para calcular la pérdida de carga en las piezas especiales, la fórmula general:

$$K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

de la cual se exponen seguidamente los distintos valores del coeficiente, tomados del mismo libro.

A) Cambios de dirección (codos)

Puede distinguirse entre codos redondeados y de aristas vivas. El caso de empleo de álabes directores no suele darse en riego por aspersión, no incluyéndose, por ello, los coeficientes correspondientes.

Codos redondeados (fórmula de WEISBACH) ángulo en el centro θ en grados sexagesimales.

$$K = \frac{\theta}{90} \times K' \quad K' = 0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2r} \right)^{0,75}$$

D/2r	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
K'.....	0.131	0.138	0.158	0.206	0.294	0.440	0.661	0.997	1.408	1.978

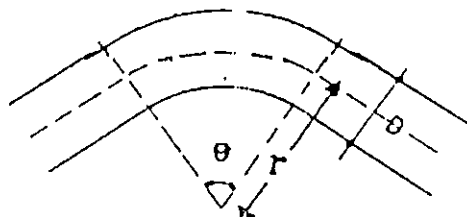


Fig. 37.—Pérdidas en curvas.

Para un codo normalizado ($r = 1,5 D$; $D/2r = 0,33$) puede tomarse en la práctica; $K' = 0,225$ algo superior al dado en la tabla anterior.

— Codos en ángulo vivo (fórmula de WEISBACH).

$$K = 0,95 \text{ sen}^2 \theta/2 + 2,05 \text{ sen}^4 \theta/2$$

Esta equivalencia es suficientemente aproximada para $\theta \leq 45^\circ$. A continuación se dan algunos valores hallados con dicha fórmula:

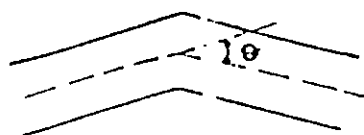


Fig. 38.—Pérdidas en ángulos

θ	20°	30°	60°	80°	90°
K	0,046	0,139	0,364	0,740	1,0

En el caso particular de una desviación compuesta por dos codos de aristas vivas a 45° cada uno:

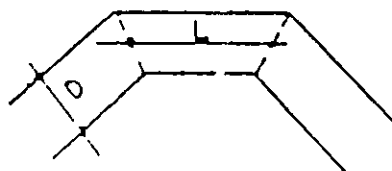


Fig. 39.—Pérdidas de carga en doble codo de 45° .

L/D	0,71	0,943	1,17°	1,42	1,86	2,56	6,28
mínimo	0,51	0,35	0,32	0,28	0,29	0,36	0,40
máximo	0,51	0,41	0,38	0,38	0,39	0,43	0,45

PERDIDAS DE ENERGIA LOCALIZADAS. LONGITUD EQUIVALENTE DE CONDUCCION.

Los valores inferiores de K son recomendados para accesorios con bridas expresamente para diámetros superiores a 100 mm.

Nombre	K valores extre- mos	Recorrido equivalente L de conducción en metros, para $K_v = 75$ y para los siguientes valores del diámetro D en milímetros de la conducción														
		12.5	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500
Válvula esférica	5,2	0,66	1,72	4,32	7,33	10,9	14,9	18,7	22,9	27,5	37,0	47,2	—	—	—	—
	10,0	1,3	3,3	8,3	14,1	21,0	28,7	36,0	44,1	52,8	71,2	90,7				
Válvula de compuerta	0,05	0,005	0,02	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,22	0,26	0,35	0,45	0,56	0,67	0,73	0,90
	0,19	0,02	0,06	0,15	0,27	0,40	0,54	0,68	0,84	1,00	1,35	1,72	2,12	2,53	2,96	3,40
Válvula de retención de batiente	0,56	0,08	0,02	0,05	0,08	0,13	0,17	0,22	0,26	0,32	0,43	0,54	0,67	0,80	0,93	1,07
	2,3	0,29	0,76	1,90	3,24	4,83	6,60	8,30	10,1	12,1	16,4	20,9	25,6	30,4	35,8	41,2
Válvula de retención de impulso hori- zontal	8	1,04	2,64	6,60	11,3	16,8	23,0	28,3	35,3	42,2	56,9	72,9	89,1	106	124	143
	12	1,56	3,96	9,96	16,9	25,2	34,4	43,2	52,9	63,3	85,3	109	134	160	187	215
Válvula de retención esférica	65	8,45	21,4	53,9	91,7	136	187	234	287	343	462	590	724	866	1.011	1.164
	70	9,10	23,1	58,1	98,7	147	201	252	309	370	498	635	780	982	1.089	1.254

PERDIDAS DE ENERGIA LOCALIZADAS. LONGITUD EQUIVALENTE DE CONDUCCION.

Los valores inferiores de K son recomendados para diámetros superiores a 100 mm.

Nombre	K valores extre- mos	Longitud equivalente L de conducción, en metros, para $K_v = 75$ y para los siguientes valores del diámetro D en milímetros de la conducción														
		12.5	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500
Válvula de ángulo	2,0	0,26	0,66	1,66	2,82	4,20	5,74	7,20	8,82	10,68	14,2	18,1	22,2	26,6	31,1	35,8
	5,0	0,65	1,65	4,15	7,05	10,5	14,4	18,0	22,0	26,4	35,5	45,4	55,7	66,6	77,8	89,6
Válvula en «Y»	≈3,0	0,30	0,90	2,40	4,23	6,30	8,51	10,8	13,2	15,8	21,3	27,1	33,3	39,9	46,6	53,7
Válvula de pie	≈15	1,95	4,95	12,5	21,2	31,5	43,0	54,0	66,1	79,2	107	136	167	200	233	269
Unión roscada	0,02	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,14	0,18	0,22	0,27	0,31	0,36
	0,07	0,00	0,03	0,06	0,10	0,15	0,20	0,25	0,31	0,37	0,50	0,64	0,78	0,93	1,09	1,25
Reducción roscada	0,05	0,00	0,02	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,22	0,26	0,35	0,45	0,56	0,67	0,78	0,90
	(α) 2,0	0,26	0,66	1,66	2,82	4,20	5,74	7,20	8,82	10,6	14,2	18,1	22,2	26,6	31,1	35,8

PERDIDAS DE ENERGIA LOCALIZADAS. LONGITUD EQUIVALENTE DE CONDUCCION.

Los valores inferiores de K son recomendados para diámetros superiores a 100 mm.

Nombre	K valores extre- mos	Recorrido equivalente L de conducción, en metros, para $K_s = 75$ y para los siguientes valores del diámetro D en milímetros de la conducción														
		12.5	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500
Curvas a 90°, normal roscada	0,6	0,08	0,20	0,50	0,85	1,26	1,72	2,16	2,65	3,17	4,27	5,44	6,68	7,99	9,34	10,8
	0,9	0,12	0,30	0,75	1,27	1,89	2,58	3,24	3,97	4,75	6,40	8,16	10,0	12,0	14,0	16,1
Curva a 90° de radio grande rosca- cada	0,23	0,03	0,07	0,18	0,31	0,46	0,63	0,79	0,97	1,16	1,56	2,00	2,45	2,93	3,42	3,95
	0,60	0,08	0,20	0,50	0,85	1,26	1,72	2,16	2,65	3,17	4,27	5,44	6,68	7,99	9,34	10,8
Curva a 90°, normal, con flange	0,22	0,03	0,07	0,18	0,31	0,46	0,63	0,79	0,97	1,16	1,56	2,00	2,45	2,93	3,42	3,95
	0,30	0,04	0,10	0,25	0,48	0,63	0,86	1,08	1,33	1,59	2,14	2,72	3,34	4,00	4,67	5,40
Curva a 90°, de radio grande con flange	0,14	0,02	0,05	0,12	0,20	0,29	0,40	0,50	0,62	0,74	1,00	1,27	1,56	1,86	2,18	2,51
	0,23	0,03	0,08	0,19	0,32	0,48	0,66	0,83	1,01	1,21	1,64	2,09	2,56	3,06	3,58	4,12
Curva a 45°, normal, roscada	0,30	0,04	0,10	0,25	0,48	0,63	0,86	1,08	1,33	1,59	2,14	2,72	3,34	4,00	4,67	5,40
	0,42	0,05	0,14	0,35	0,59	0,88	1,20	1,51	1,85	2,22	2,99	3,81	4,68	5,59	6,54	7,52

PERDIDAS DE ENERGIA LOCALIZADAS. LONGITUD EQUIVALENTE DE CONDUCCION.

Los valores inferiores de K son recomendados para diámetros superiores a 100 mm.

Nombre	K valores extre- mos	Recorrido equivalente L de conducción en metros, para $K_1 = 75$ y para los siguientes valores del diámetro D en milímetros de la conducción														
		12,5	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500
Curva a 45°, de radio grande con brida	0,18	0,02	0,06	0,15	0,25	0,38	0,52	0,65	0,79	0,95	1,28	1,63	2,00	2,40	2,80	3,22
	0,20	0,03	0,07	0,17	0,28	0,42	0,57	0,72	0,88	1,07	1,42	1,81	2,22	2,66	3,11	3,58
Curva de retorno, standard	0,75	0,10	0,25	0,62	1,06	1,58	2,15	2,70	3,31	3,96	5,33	6,80	8,36	9,99	11,67	13,42
	1,00	0,20	0,73	1,85	3,10	4,60	6,31	7,92	9,70	11,6	15,6	20,0	24,5	29,3	34,2	39,5
Curva de retorno compuesta por 2 curvas a 90°	0,38	0,04	0,12	0,30	0,54	0,80	1,08	1,76	1,68	2,00	2,70	3,44	4,24	5,06	5,92	6,80
	0,25	0,03	0,08	0,21	0,35	0,53	0,72	0,90	1,10	1,32	1,78	2,27	2,79	3,33	3,89	4,48
Entrada redondeada	0,04	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,12	0,14	0,18	0,20	0,28	0,36	0,44	0,54	0,62	0,72
	0,05	0,00	0,02	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,22	0,26	0,35	0,45	0,56	0,67	0,78	0,90
Entrada en arista viva	0,47	0,06	0,16	0,39	0,66	0,99	1,35	1,69	2,07	2,48	3,34	4,26	5,24	6,26	7,31	8,42
	0,56	0,07	0,18	0,46	0,79	1,18	1,61	2,02	2,47	2,96	3,98	5,08	6,24	7,46	8,71	10,03

PERDIDAS DE ENERGIA LOCALIZADAS. LONGITUD EQUIVALENTE DE CONDUCCION.

Los valores inferiores de K son recomendados expresamente para diámetros superiores a 100 mm.

Nombre	K valores extre- mos	Recorrido equivalente L de conducción en metros, para $K_s = 75$ y para los siguientes valores del diámetro D en milímetros de la conducción															
		12,5	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500	
Entrada saliente	0,62	0,08	0,20	0,51	0,87	1,30	1,78	2,23	2,73	3,27	4,08	5,6	6,91	8,26	9,65	11,1	
	1,0(1)	0,13	0,33	0,83	1,41	2,10	2,87	3,60	4,41	5,28	7,11	9,07	11,1	13,3	15,5	17,9	
T. normal roscado:																	
-- Cono de la conducción a la rama	0,85	0,11	0,28	0,71	1,20	1,78	2,44	3,06	3,75	4,49	6,04	7,71	9,47	11,3	13,2	15,2	
	1,3	0,17	0,43	1,08	1,83	2,73	3,73	4,68	5,77	6,86	9,24	11,8	14,5	17,3	20,3	23,3	
-- Cono de la rama hacia la con- ducción	0,92	0,12	0,30	0,76	1,29	1,93	2,64	3,31	4,06	4,86	6,54	7,34	10,2	12,3	14,3	16,5	
	2,15	0,28	0,71	1,78	3,03	4,51	6,17	7,74	9,48	11,4	15,3	19,5	24,0	28,6	33,5	38,5	
T. de radio largo, roscado:																	
-- De la conducción a la rama	0,37	0,05	0,12	0,31	0,52	0,78	1,06	1,33	1,63	1,95	2,63	3,36	4,12	4,93	5,76	6,63	
	0,80	0,10	0,26	0,66	1,13	1,68	2,30	2,88	3,53	4,22	5,69	7,26	8,91	10,6	12,4	14,3	
-- Radio de la rama hacia la con- ducción	0,50	0,07	0,17	0,42	0,71	1,05	1,44	1,80	2,20	2,64	3,55	4,54	5,57	6,66	7,78	8,96	
	0,52	0,07	0,17	0,43	0,73	1,09	1,49	1,87	2,29	2,75	3,70	4,72	5,79	6,93	8,09	9,31	

(1) K disminuye cuando aumenta el grueso de la pared y se redondean las extremidades.

En el caso particular de una desviación doble con dos codos en aristas vivas a 30°.

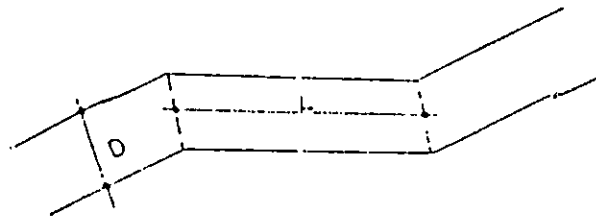


Fig. 40.—Pérdidas de carga en doble codo de 30°.

L/D	1,23	1,67	2,37	3,77
mínimo	0,16	0,16	0,14	0,16
máximo	0,30	0,38	0,26	0,24

C) *Cambios de sección*

a) *Ensanchamiento brusco:*

$$K_1 = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 = \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)^2$$

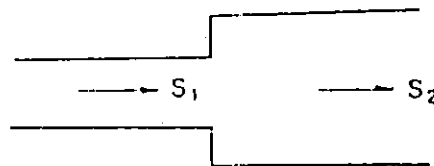


Fig. 41.—Ensanche brusco.

En particular para la entrada en un depósito grande, puede considerarse:

$$S_2 = \infty \text{ y tomar } K_1 = 1$$

en rigor debe tomarse, para el caso general de ensanchamiento, el valor de K_1 dado y la fórmula

$$h = K_1 \frac{V_1^2}{2g} + \frac{1}{9} \frac{V_1^2}{2g}$$

b) Ensanchamiento gradual:

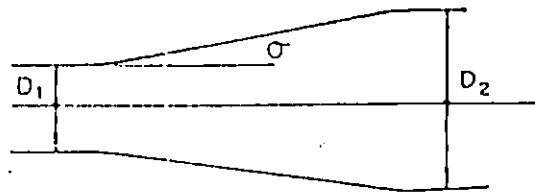


Fig. 42.—Ensanche gradual.

$$K_1 = k_u \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \right)^2; \quad h = K_1 \cdot \frac{V_1^2}{2g}$$

θ°	k_u	θ°	k_u
5	0,14	30	0,70
10	0,20	40	0,90
15	0,30	50	1,00
20	0,40	60	1,10

c) Estrechamiento brusco de sección:

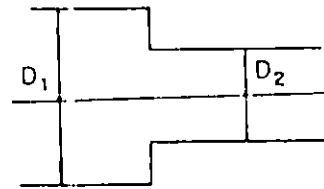


Fig. 43.—Reducción brusca.

$$K_2 = \left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2; \quad h = \left(K_2 + \frac{1}{9} \right) \frac{V_2^2}{2g}$$

Algunos valores de C_c = coeficiente de contracción, se dan en el cuadro siguiente:

D_1/D_2	C_c	D_1/D_2	K_2
1,2	0,98	2,5	0,41
1,4	0,97	3,0	0,43
1,6	0,96	4,0	0,45
1,8	0,94	5,0	0,46
2,0	0,97		

d) *Estrechamiento gradual de sección.*

En este caso las pérdidas debidas al cambio de sección, suelen despreciarse en la práctica.

e) *Embocaduras*

Embocadura abocinada:

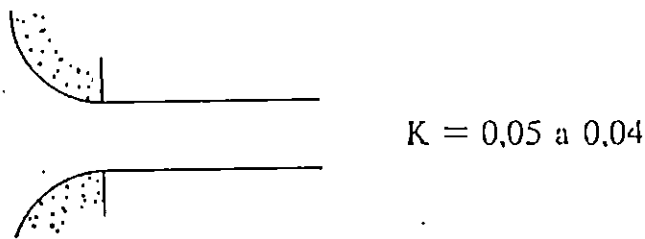


Fig. 44.—Embocadura abocinada (con transición).

Embocadura a ras de la pared:

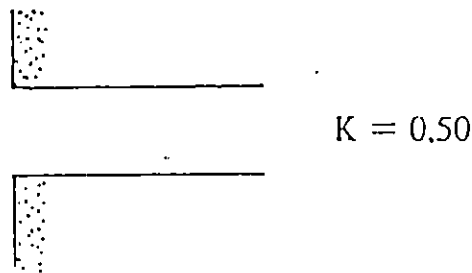


Fig. 45.—Embocadura a ras (sin transición).

Embocadura saliente:

Valores de K .
(a, b, y D según la fig. 46)

a/D	F · D				
	0,005	0,020	0,100	0,300	∞
0,004	0,058	0,67	0,80	0,90	0,94
0,012	0,53	0,58	0,68	0,79	0,83
0,020	0,51	0,53	0,60	0,69	0,72
0,030	0,50	0,52	0,54	0,59	0,61
0,050	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
0	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

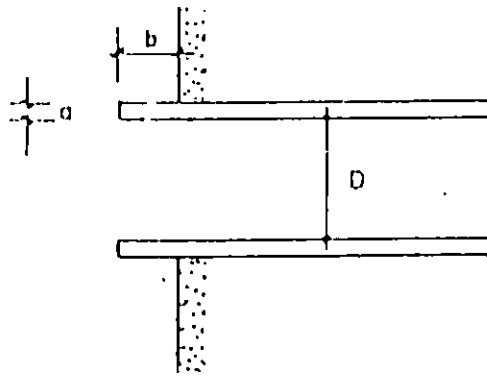


Fig. 46.--Emboadura saliente.

f) *Válvulas o llaves de paso*

De compuerta:

l/D	K
0,25	30,0
0,30	22,0
0,40	12,0
0,50	5,3
0,60	2,8
0,70	1,5
0,80	0,8
0,90	0,3
1,00	0,15

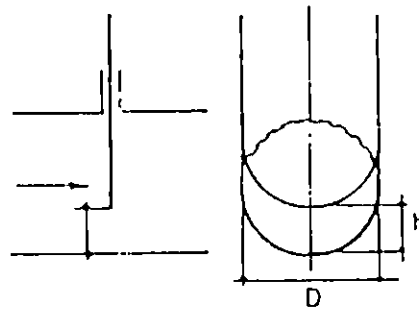


Fig. 47.--Llaves de paso de compuerta.

De mariposa:

θ°	K	θ°	K
5	0,24	40	10,8
10	0,52	50	32,6
15	0,90	60	118
20	1,54	65	256
25	2,51	70	751
30	3,91	90	

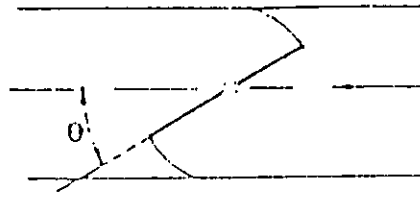


Fig. 48.—Llave de paso de mariposa.

Cilíndrica o de grifo:

θ°	K	θ°	K
5	0,05	35	11,2
10	0,31	40	20,7
15	0,88	45	41,0
20	1,84	50	95,3
25	3,45	55	275
30	6,15	67	

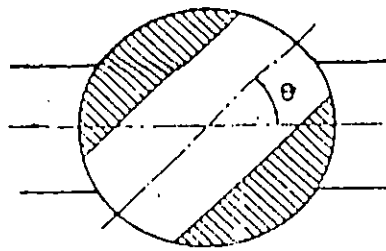


Fig. 49.—Llave de paso cilíndrica.

En «Y»:

D mm. pulgadas	Valores de k	
	En (a)	En (b)
25 (1)	1,8	1,7
31 (1, 1/4)	2,0	1,9
38 (1, 1/2)	1,7	1,6

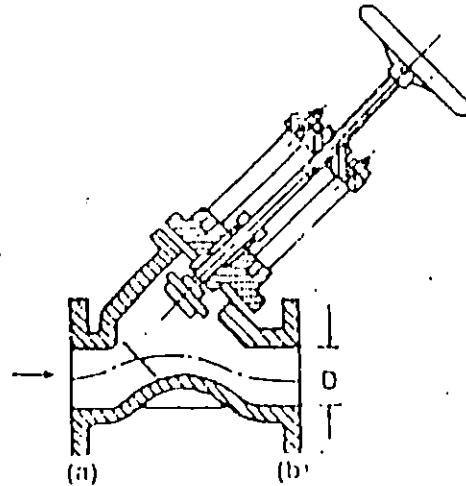


Fig. 50.—Llave de paso en «Y».

Diversas válvulas con asiento plano y cierre a contrapresión:

(Diámetros nominales en mm. Fig. 51)

D	K	D	K
13	10,8	150	4,4
20	8,0	200	4,7
40	4,9	250	4,1
80	4,0	300	5,4
100	4,1	350	5,5

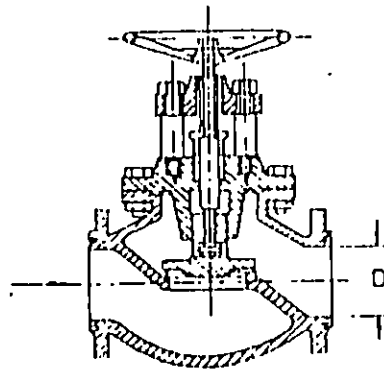


Fig. 51.—Cierre de asiento plano.

D	K	(Fig. 52)
13	15,9	
20	10,5	
25	9,3	
30	8,6	
40	7,6	
50	6,9	

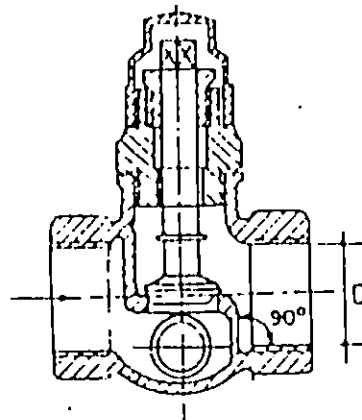


Fig. 52.—Cierre a contrapresión.

D	K	D	K	(Fig. 53)
25	1,04	100	0,50	
38	0,85	125	0,46	
50	0,73	150	0,42	
65	0,65	200	0,36	
75	0,60	250	0,32	

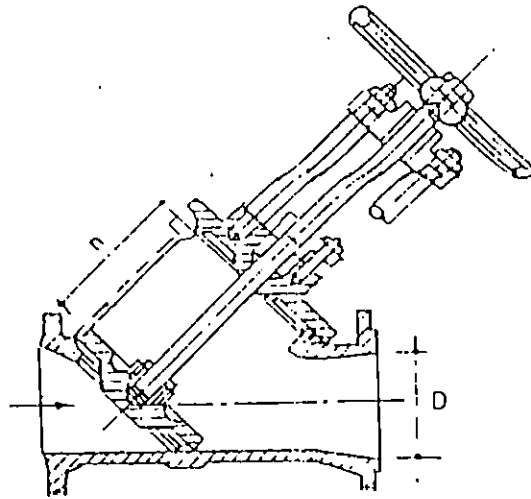


Fig. 53.—Cierre de asiento cónico.

Válvula de retención de clapeta, acero o fundición:

(Diámetros nominales también en mm. (Fig. 54))

D	K	D	K
40	1,3	300	2,1
70	1,4	500	2,5
100	1,5	750	2,9
200	1,9	—	—

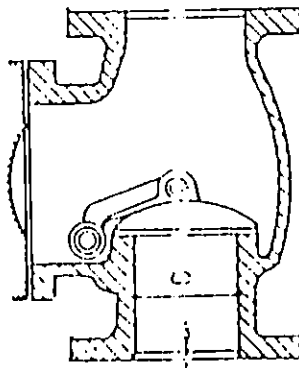


Fig. 54. Válvula de retención ordinaria de clapeta.

Las válvulas de mariposa, en sus diversas variantes se pueden utilizar también como válvulas de retención. Se provoca el cierre mediante dispositivos eléctricos o mecánicos que actúan cuando se interrumpe el fluido eléctrico o cuando cambia bruscamente el régimen de circulación del agua. Tienen la ventaja de que la representación de su ley de cierre se aproxima bastante a una línea recta y de que producen menores pérdidas de carga que las de clapeta en condiciones normales de funcionamiento (fig. 57).

Fig. 56.—Válvula de mariposa de asiento oblicuo.

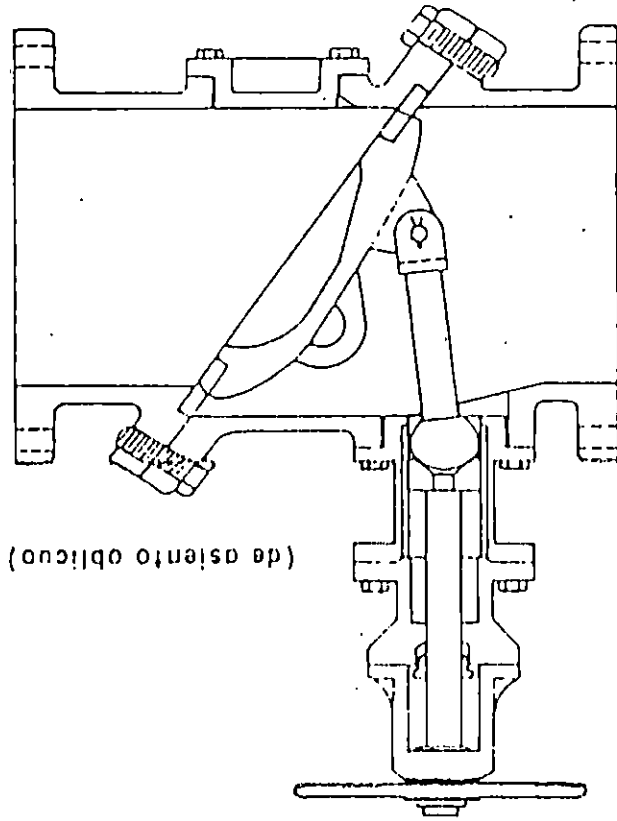
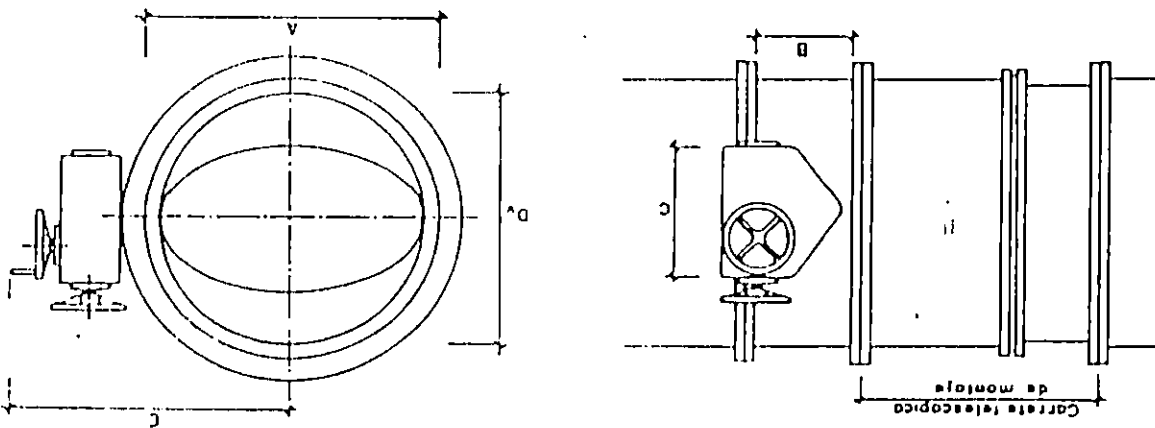


Fig. 55.—Válvula de mariposa convencional.



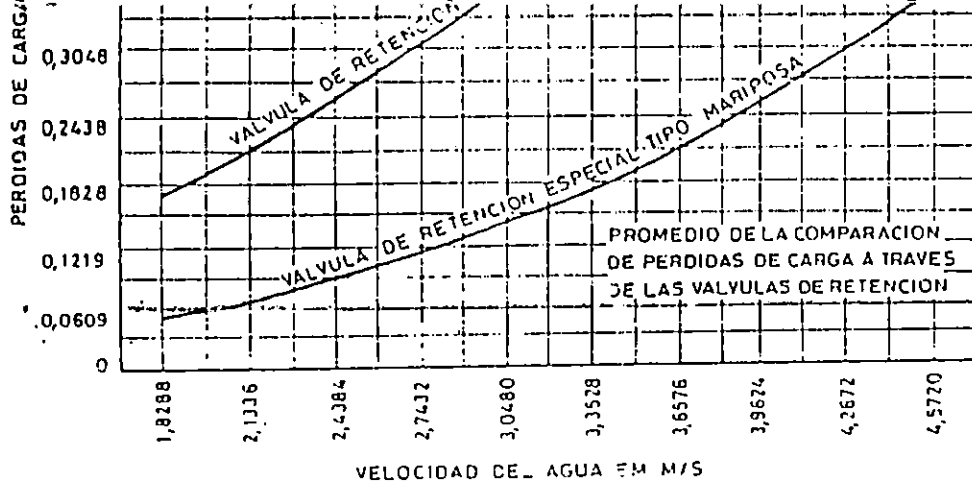


Fig. 57 - Pérdidas de carga en válvulas de retención de clapeta y mariposa.

Válvula de pie ordinaria:

- Tipo de clapeta provista de alcachofa. La pérdida de carga se calcula para un valor de K comprendido entre 6 y 15
- Tipo de asiento cónico sin alcachofa (fig. 58).

h/D	K	h/D	K
0,10	15,6	0,30	2,27
0,15	7,27	0,35	1,82
0,20	4,35	0,40	1,54
0,25	3,00	---	---

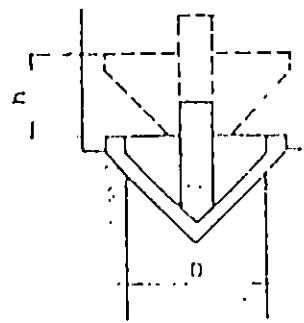


Fig. 58. Válvula de pie.

como se con-
ponga de algú

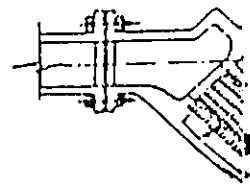


Fig. 59

a) Caso de t

El coeficie

Siendo

- $A = S_1 S_2$
- $S_1 =$ sección
- $S_2 =$ superficie

Algunos v

g) *Mallas y filtros*

No puede pre fijarse la pérdida de carga en estos elementos, dadas las variaciones en la naturaleza de los arrastres y en el espesor acumulado de los mismos. En cada caso el proyectista establecerá unos límites de pérdida de carga a partir de los cuales se procederá a la limpieza de la misma.

A título indicativo incluimos, seguidamente, algunas fórmulas y cifras para el cálculo de pérdidas de carga en mallas y filtros limpios, caso que, como se comprende, no suele presentarse en la práctica, salvo que se disponga de algún dispositivo de limpieza automático.

**. Suelen ser despreciables para...*

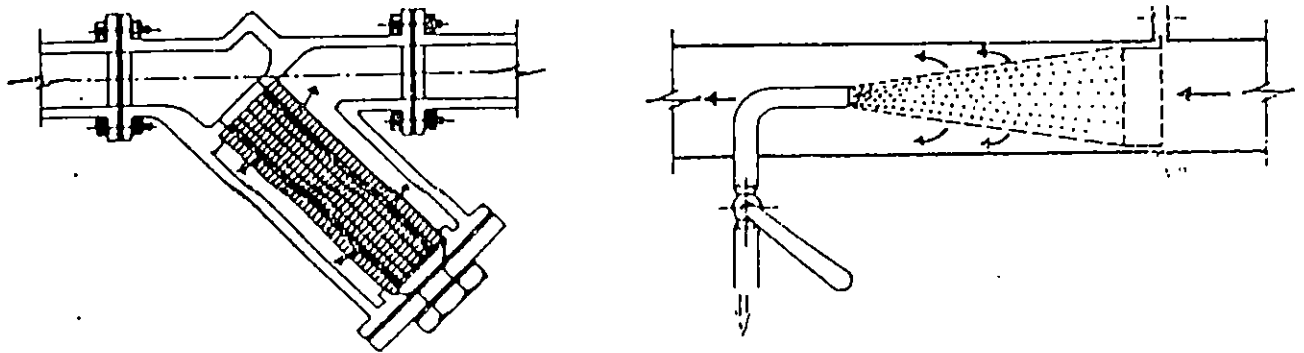


Fig. 59.—Dos tipos de filtro con dispositivo de autolimpieza (filtros de tubería).

a) *Caso de intercalación de un filtro en una tubería:*

El coeficiente de pérdida de carga vale,

$$K = \frac{1}{A} (0,707 \sqrt{1-A} + 1-A)^2$$

Siendo,

$$A = S_u/S_1$$

S_u = sección útil del filtro o superficie de paso.

S_1 = superficie total del filtro.

Algunos valores de K figuran en la siguiente tabla:

A	K	A	K	A	K
0,02	7,000	0,20	51,5	0,50	4,00
0,04	1,670	0,24	32,0	0,60	2,00
0,06	730	0,28	22,3	0,70	2,97
0,08	400	0,32	15,6	0,80	0,42
0,10	245	0,36	11,6	0,90	0,13
0,15	86	0,40	8,25	1,00	0,00

b) *Filtro de embocadura (toma de un canal):*

Como antes.

$$\Lambda = \frac{S_0}{S_1}$$

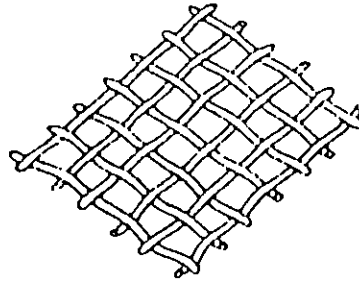


Fig. 60.—Filtro de malla metálica.

A	K	A	K	A	K
0,05	363	0,35	4,1	0,65	0,75
0,10	82,0	0,40	3,0	0,70	0,58
0,15	33,4	0,45	2,2	0,75	0,44
0,20	17,0	0,50	1,65	0,80	0,32
0,25	10,0	0,55	1,26	0,90	0,14
0,30	6,2	0,60	0,97	1,00	0,00

En ambos casos de filtros, los coeficientes se han tomado del libro «Memento des pertes de charge» de IDEL'ICIK.

9.14. Dimensionado y cálculo mecánico de tuberías

Los esfuerzos a que puede estar sometido un tubo instalado en una red de riego son los siguientes:

- Presión hidráulica interior.
- Aplastamiento o presión transversal.
- Flexión longitudinal.

Los tubos de hormigón son estudiados, para cada caso, por el fabricante de acuerdo con sus procedimientos propios de fabricación, por lo que el ingeniero proyectista normalmente no interviene en los cálculos.

Los tubos metálicos habitualmente forman parte de los equipos móviles, se fabrican en serie y están previstos para trabajar en las condiciones normales de servicio.

En tubos de materiales plásticos o de polímeros rígidos, si son de tener acciones exteriores que puedan provocar roturas, se protegerán debidamente o se sustituirán por otro material.

Por último, en los tubos de fibrocemento de pequeño diámetro, dadas las características de su fabricación, los esfuerzos de flexión longitudinal suelen

ANEXO N° 10

VALORES DE COEFICIENTE DE RUGOSIDAD n
 LOS NUMEROS MAS GRUESOS SON LOS VALORES
 GENERALMENTE RECOMENDADOS PARA EL DISEÑO [10]

TIPO DE CANALES Y DESCRIPCION	MINIMO	NORMAL	MAXIMO
A. Conductos cerrados fluyendo parcialmente llenos			
A-1 Metal			
a. Bronce, liso	0.009	0.010	0.013
b. Acero			
1. "Lockbar" y soldado	0.010	0.012	0.014
2. Riveteado y en espiral	0.013	0.016	0.017
c. Acero fundido			
1. Forrado	0.010	0.013	0.014
2. Sin forrar	0.011	0.014	0.016
d. Acero comercial			
1. Negro	0.012	0.014	0.015
2. Galvanizado	0.013	0.016	0.017
e. Metal corrugado			
1. Drenaje inferior	0.017	0.019	0.021
2. Drenaje de tormenta	0.021	0.024	0.030
A-2 No metal			
a. Lucita	0.008	0.009	0.010
b. Vidrio	0.009	0.010	0.013
c. Cemento			
1. Pulido de superficie	0.010	0.011	0.013
2. Mortero	0.011	0.013	0.015
d. Concreto			
1. Alcantarilla, recta y libre de desperdicios	0.010	0.011	0.013
2. Alcantarilla con codos, conexiones y agunos desperdicios	0.011	0.013	0.014
3. Terminado	0.011	0.012	0.014
4. Cloaca con válvulas, entradas, etc., recto	0.013	0.015	0.017
5. Sin terminar, con encofrado metálico	0.012	0.013	0.014
6. Sin terminar, con encofrado pulido de madera	0.012	0.014	0.016
7. Sin terminar, con encofrado común de madera	0.015	0.017	0.020
e. Madera			
1. Machihembrada	0.010	0.012	0.014
2. Laminada, tratada	0.015	0.017	0.020
f. Cerámica			
1. Drenaje común de tejas	0.011	0.013	0.017
2. Cloaca vitrificada	0.011	0.014	0.017
3. Cloaca vitrificada con válvula, entradas, etc.	0.013	0.015	0.017
4. Dren inferior vitrificado con juntas abiertas	0.014	0.016	0.018
g. Mampostería de ladrillo			
1. Vidriada	0.011	0.013	0.015
2. Revestida con mortero de cemento	0.012	0.015	0.017
h. Colectores sanitarios revestidos con desechos de aguas negras, con codos y conexiones	0.012	0.013	0.016
i. Solera pavimentada, cloaca de fondo liso	0.016	0.019	0.020
j. Mampostería cepillada, cementada	0.018	0.025	0.030

Continuación de Anexo N° 10

TIPO DE CANALES Y DESCRIPCION	MINIMO	NORMAL	MAXIMO
B. Canales revestidos o fabricados			
B-1 Metal			
a. Superficie de acero liso			
1. Sin pintar	0.011	0.012	0.014
2. Pintada	0.012	0.013	0.017
b. Corrugado	0.021	0.025	0.030
B-2 No metal			
a. Cemento			
1. Limpio en la superficie	0.010	0.011	0.013
2. Mortero	0.011	0.013	0.015
b. Madera			
1. Cepillada sin tratar	0.010	0.012	0.014
2. Cepillada, creosotada	0.011	0.012	0.015
3. Sin cepillar	0.011	0.013	0.015
4. Planchas con listones	0.012	0.015	0.018
5. Revestida con papel impermeable	0.010	0.014	0.017
c. Concreto			
1. Terminado con cuchara	0.011	0.013	0.015
2. Terminado con lechada	0.013	0.015	0.016
3. Terminado con grava en el fondo	0.015	0.017	0.020
4. Sin terminar	0.014	0.017	0.020
5. Gunita en sección correcta	0.016	0.019	0.023
6. Gunita en sección ondulada	0.018	0.022	0.025
7. Sobre roca excavada pareja	0.017	0.020	
8. Sobre roca excavada irregular	0.022	0.027	
d. Fondo de concreto terminado con lechada con los costados de			
1. Piedra acomodada en mortero	0.015	0.017	0.020
2. Piedra volcada en mortero	0.017	0.020	0.024
3. Mampostería de piedra partida cementada y revocada	0.016	0.020	0.024
4. Mampostería de piedra partida cementada	0.020	0.025	0.030
5. Piedra partida suelta o riprap	0.020	0.030	0.035
e. Fondo de grava con costado de			
1. Hormigón encofrado	0.017	0.020	0.025
2. Piedra volcada en mortero	0.020	0.023	0.026
3. Piedra partida suelta o riprap	0.023	0.033	0.036
f. Ladrillo			
1. Vidriado	0.011	0.013	0.015
2. En mortero de cemento	0.012	0.015	0.018
g. Mampostería			
1. Piedra partida cementada	0.017	0.025	0.030
2. Piedra partida suelta	0.023	0.032	0.035
h. Piedra cortada y acomodada	0.013	0.015	0.017
i. Asfalto			
1. Liso	0.013	0.013	
2. Rugoso	0.016	0.016	
j. Revestimiento vegetal	0.033	-----	0.500

TIPO DE CANALES Y DESCRIPCION	MINIMO	NORMAL	MAXIMO
C. Excavado o dragado			
a. Tierra, recto y uniforme			
1. Limpio, terminado recientemente	0.016	0.018	0.020
2. Limpio con cierto uso	0.018	0.022	0.025
3. Grava, sección uniforme, limpio	0.022	0.025	0.030
4. Con musgo corto, poca hierba	0.022	0.027	0.033
b. Tierra, curvo y lento			
1. Sin vegetación	0.023	0.025	0.030
2. Musgo, lagunos pastos	0.025	0.030	0.033
3. Pastos densos o plantas acuáticas en canales profundos	0.030	0.035	0.040
4. Fondo de tierra y costados de piedra partida	0.028	0.030	0.035
5. Fondo pedregoso y bancos con pastos	0.025	0.035	0.040
6. Fondos de cantos rodados y costados limpios	0.030	0.040	0.050
c. Excavado con pala o dragado			
1. Sin vegetación	0.025	0.028	0.033
2. Poco arbustos en los bancos	0.035	0.050	0.060
d. Roca cortada			
1. Lisa y uniforme	0.025	0.035	0.040
2. Dentada o irregular	0.035	0.040	0.050
C. Canales sin mantenimiento, pastos y arbustos sin cortar			
1. Pasto densos, altos como la profundidad del flujo	0.050	0.080	0.120
2. Fondo limpio, arbustos en los lados	0.040	0.050	0.080
3. Igual, al más alto nivel del flujo	0.045	0.070	0.110
4. Arbustos densos, nivel alto	0.080	0.100	0.140
D. Cursos naturales			
D-1 Cursos menores (ancho superior al nivel de crecida < 100ft)			
a. Cursos en planicie			
1. Limpio, recto, nivel lleno, sin fallas o pozos profundos	0.025	0.030	0.033
2. Igual que arriba, pero más piedras y pastos	0.030	0.035	0.040
3. Limpio, curvado, algunos pozos y bancos	0.033	0.040	0.045
4. Igual que arriba, pero algunos pastos y piedra	0.035	0.045	0.050
5. Igual que arriba, niveles inferiores, más pendiente y sección inefectivas	0.040	0.048	0.055
6. Igual que 4, pero más piedras	0.045	0.050	0.060
7. Tramos sucios, con pastos y pozos profundos.	0.050	0.070	0.080
8. Tramos con muchos pastos, pozos profundos o recorridos de la crecida con mucha madera y arbustos bajos	0.075	0.100	0.150

Continuación de Anexo N° 10

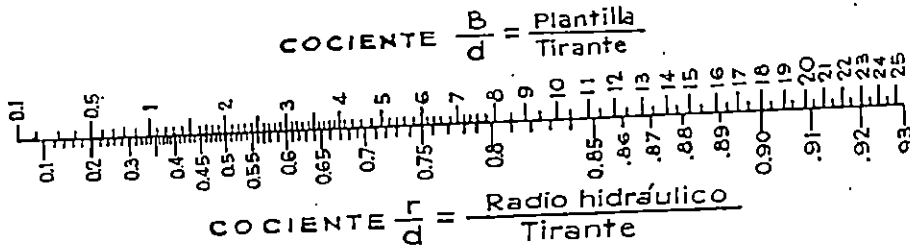
TIPO DE CANALES Y DESCRIPCION	MINIMO	NORMAL	MAXIMO
b. Cursos en montaña, sin vegetación en el canal, laderas con pendientes usualmente pronunciadas, árboles y arbustos a lo largo de las laderas sumergidos para niveles altos.			
1. Fondo: grava, canto rodado y algunas rocas	0.030	0.040	0.050
2. Fondo: cantos rodados con grandes rocas	0.040	0.050	0.070
D-2 Planicie crecida			
a. Pasturas, sin arbustos			
1. Pastos cortos	0.025	0.030	0.035
2. Pastos altos	0.030	0.035	0.050
b. Area cultivadas			
1. Sin cultivo	0.020	0.030	0.040
2. Cultivos maduros alineados	0.025	0.035	0.045
3. Campo de cultivos maduros	0.030	0.040	0.050
c. Arbustos			
1. Arbustos escasos, muchos pastos	0.035	0.050	0.070
2. Pequeños arbustos y árboles, en invierno	0.035	0.050	0.060
3. Pequeños arbustos y árboles, en verano	0.040	0.060	0.080
4. Arbustos medianos a densos, en invierno	0.045	0.070	0.110
5. Arbustos medianos a densos en verano	0.070	0.100	0.160
d. Arboles			
1. Sauces densos, en verano y rectos	0.110	0.150	0.200
2. Tierra clara con ramas, sin brotes	0.030	0.040	0.050
3. Igual que arriba, pero con gran crecimiento de brotes	0.050	0.060	0.080
4. Grupos grandes de madera, algunos árboles caídos, poco crecimiento inferior y nivel de la inundación por debajo de las ramas	0.080	0.100	0.120
5. Igual que arriba, pero con el nivel de inundación alcanzando las ramas	0.100	0.120	0.160
D-3 Cursos de agua importantes (ancho superior a nivel de inundación > 100 ft.) Los valores n son menores que los de los cursos menores de descripción similar, ya que los bancos ofrecen menor resistencia efectiva			
a. Sección regular sin rocas y arbustos	0.025	-----	0.060
b. Sección irregular y áspera	0.035	-----	0.100

A N E X O 11

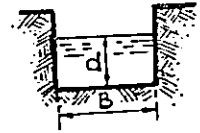
- 11 - A NOMOGRAMAS PARA OBTENER RADIOS HIDRAULICOS |28|
- 11 - B NOMOGRAMAS PARA CALCULO DE AREAS CON TALUD |28|
- 11 - C GRAFICOS PARA CALCULO DE LA PROFUNDIDAD NORMAL |28|
- 11 - D GRAFICOS PARA CALCULO DE LA PENDIENTE CRITICA. |28|

ESCALAS ADYACENTES PARA OBTENER RADIOS HIDRAULICOS EN CANALES

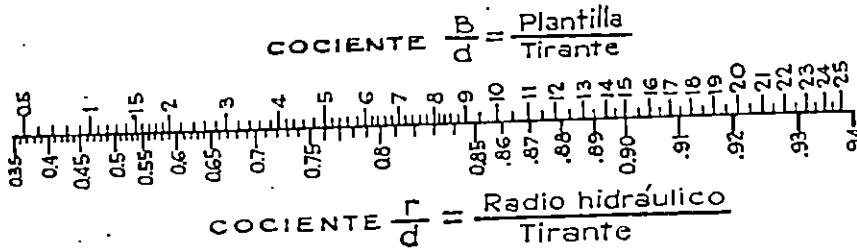
ANEXO N°21, H1 de 4



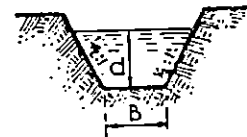
1-CANAL RECTANGULAR.



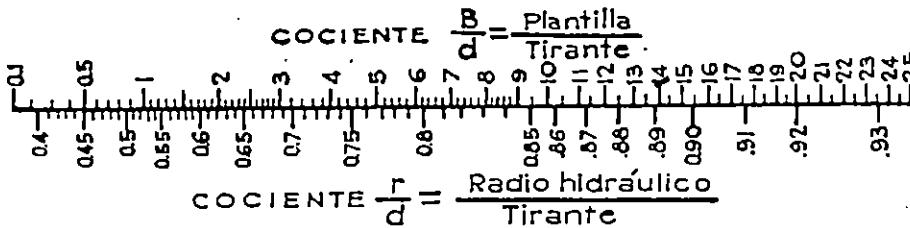
Ejemplo:
Sea un Canal con: $\begin{cases} B=3.50\text{ m} \\ d=1.75\text{ m} \\ \text{Taludes Verticales} \end{cases}$; con $\frac{B}{d} = \frac{3.50}{1.75} = 2.0$, se obtiene $\frac{r}{d} = 0.5 \therefore r = 0.5 \times 1.75 = 0.875$



2-CANAL TRAPEZOIDAL TALUDES $\frac{1}{2}:1$

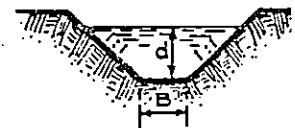


Ejemplo:
Sea un Canal con: $\begin{cases} B=4.00\text{ m} \\ d=2.00\text{ m} \\ \text{Taludes } \frac{1}{2}:1 \end{cases}$; con $\frac{B}{d} = \frac{4.00}{2.00} = 2.0$, se obtiene: $\frac{r}{d} = 0.59 \therefore r = 0.59 \times 2.00 = 1.18\text{ m}$

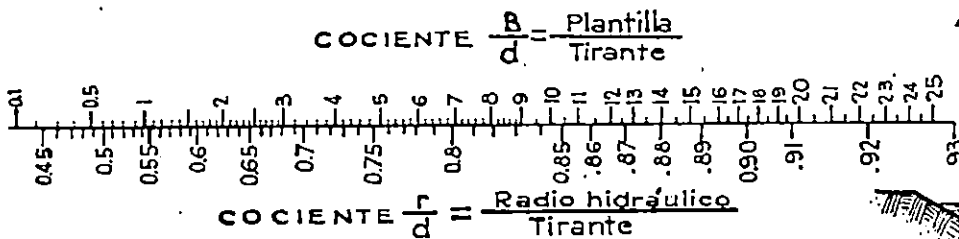


ANEXO N°21, H2 de 4

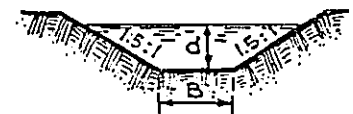
3-CANAL TRAPEZOIDAL TALUDES 1:1



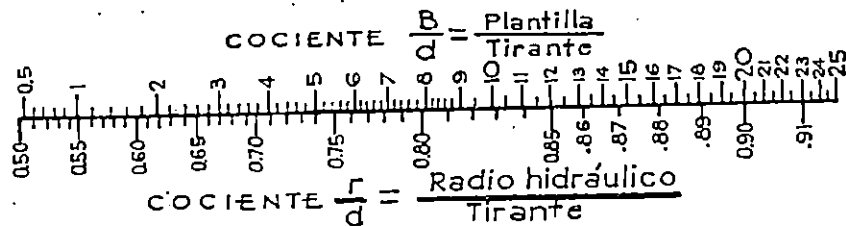
Ejemplo:
Sea un Canal con: $\begin{cases} B=4.50\text{ m} \\ d=1.80\text{ m} \\ \text{Taludes: } 1:1 \end{cases}$; con $\frac{B}{d} = \frac{4.50}{1.80} = 2.5$, se obtiene: $\frac{r}{d} = 0.657 \therefore r = 0.657 \times 1.8 = 1.18\text{ m}$.



4-CANAL TRAPEZOIDAL TALUDES $1\frac{1}{2}:1$

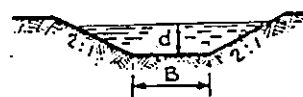


Ejemplo:
Sea un Canal con: $\begin{cases} B=10.00\text{ m} \\ d=1.60\text{ m} \\ \text{Taludes: } 1\frac{1}{2}:1 \end{cases}$; con $\frac{B}{d} = \frac{10.00}{1.60} = 6.21$, se obtiene: $\frac{r}{d} = 0.786 \therefore r = 0.786 \times 1.60 = 1.26$



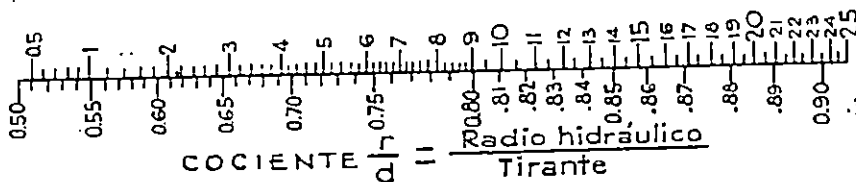
ANEXO Nº21 ; H3 de 4

5- CANAL TRAPEZOIDAL
TALUDES 2 : 1



Ejemplo: Sea un Canal con: $\begin{cases} B=18.00 \text{ m.} \\ d=1.65 \text{ m.} \\ \text{Taludes: } 2 : 1 \end{cases}$; con $\frac{B}{d} = \frac{18.00}{1.65} = 10.91$, se obtiene: $\frac{r}{d} = 0.838$
 $\therefore r = 0.838 \times 1.65 = 1.38 \text{ m.}$

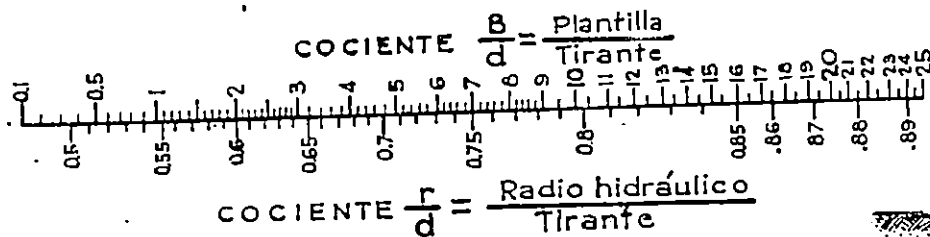
COCIENTE $\frac{B}{d} = \frac{\text{Plantilla}}{\text{Tirante}}$



6- CANAL TRAPEZOIDAL
TALUDES 2 1/2 : 1



Ejemplo: Sea un Canal con: $\begin{cases} B=15.00 \text{ m.} \\ d=2.70 \text{ m.} \\ \text{Taludes: } 2 \frac{1}{2} : 1 \end{cases}$; con $\frac{B}{d} = \frac{15.00}{2.70} = 5.56$, se obtiene: $\frac{r}{d} = 0.736$
 $\therefore r = 0.736 \times 2.70 = 1.99 \text{ m.}$



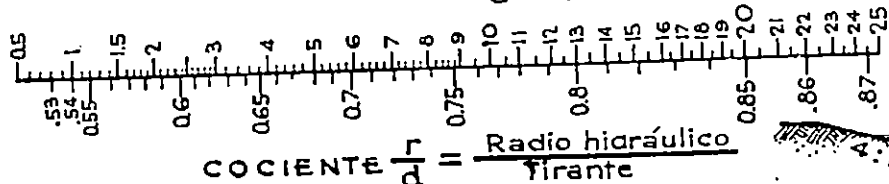
ANEXO Nº21 ; H4 de 4

7- CANAL TRAPEZOIDAL
TALUDES 3 : 1

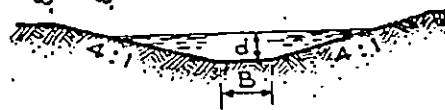


Ejemplo: Sea un Canal con: $\begin{cases} B=8.00 \text{ m} \\ d=3.15 \text{ m} \\ \text{Taludes: } 3 : 1 \end{cases}$; con $\frac{B}{d} = \frac{8.00}{3.15} = 2.54$ se obtiene: $\frac{r}{d} = 0.625$
 $\therefore r = 0.625 \times 3.15 = 1.97 \text{ m.}$

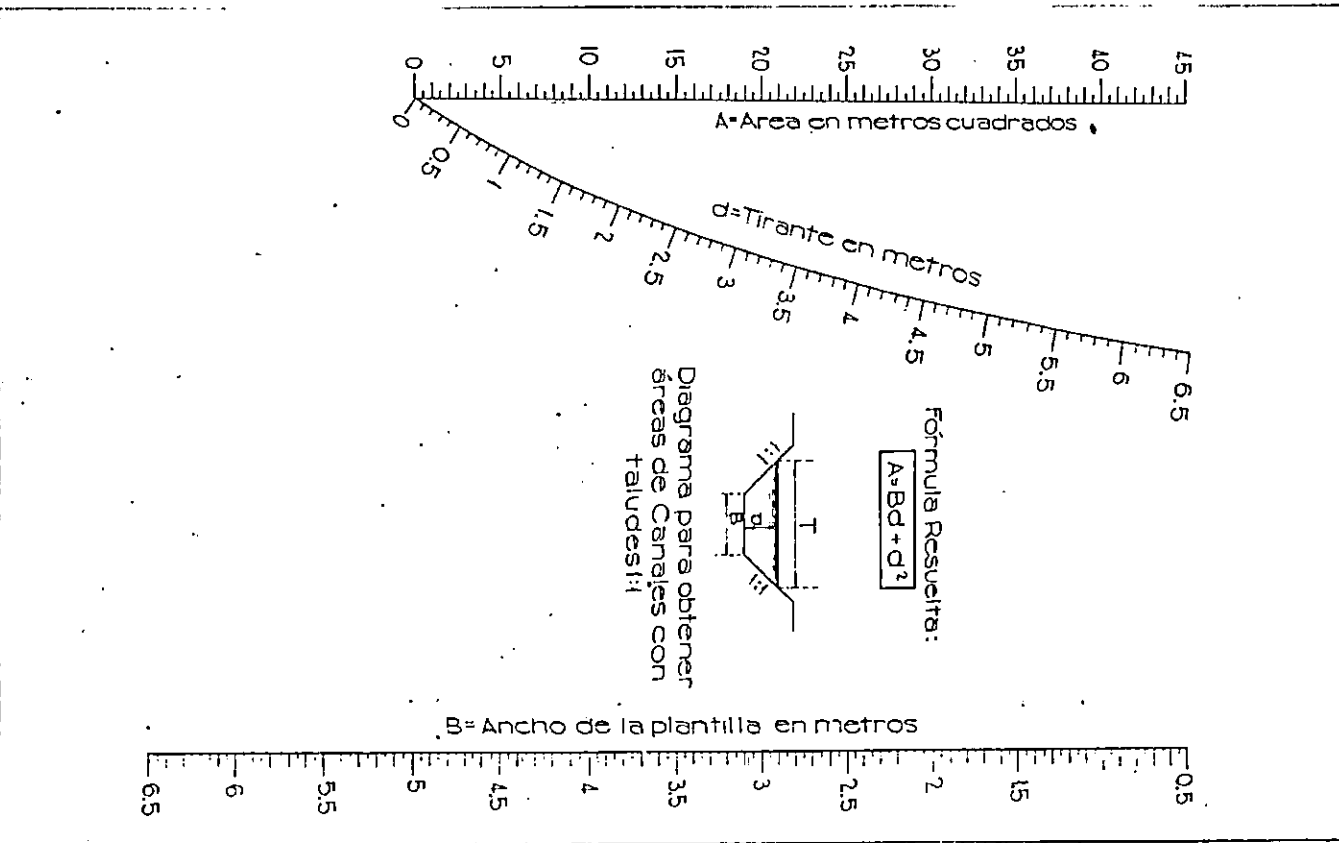
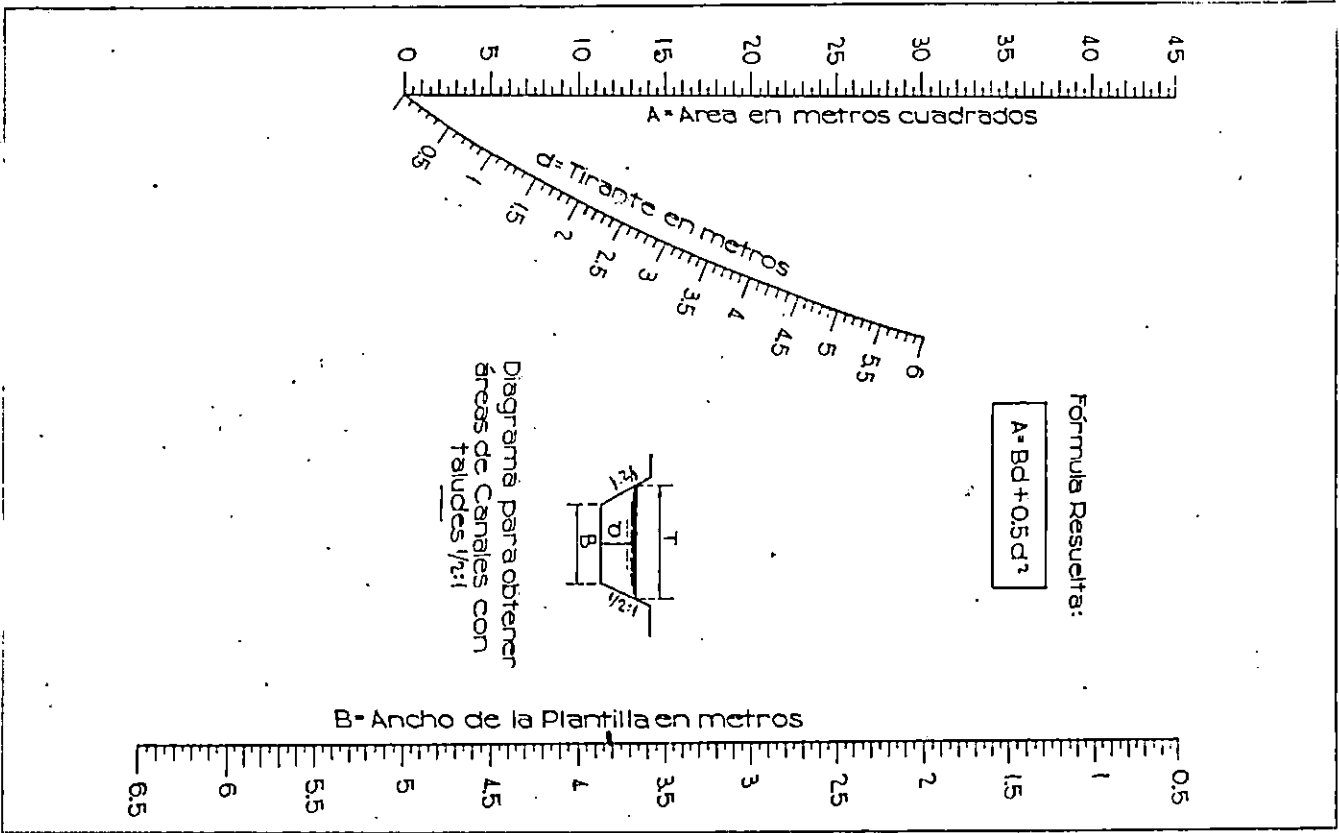
COCIENTE $\frac{B}{d} = \frac{\text{Plantilla}}{\text{Tirante}}$

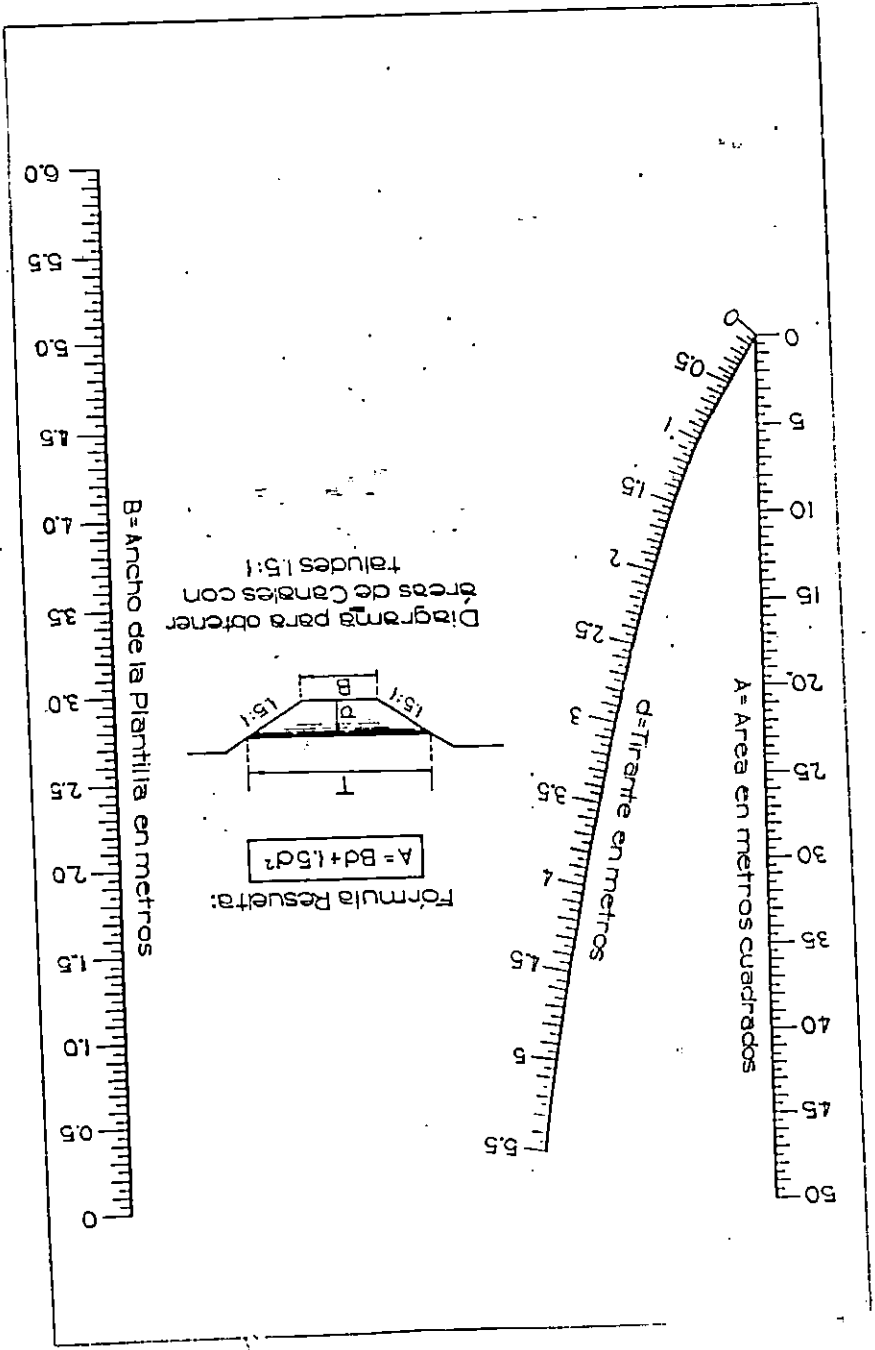
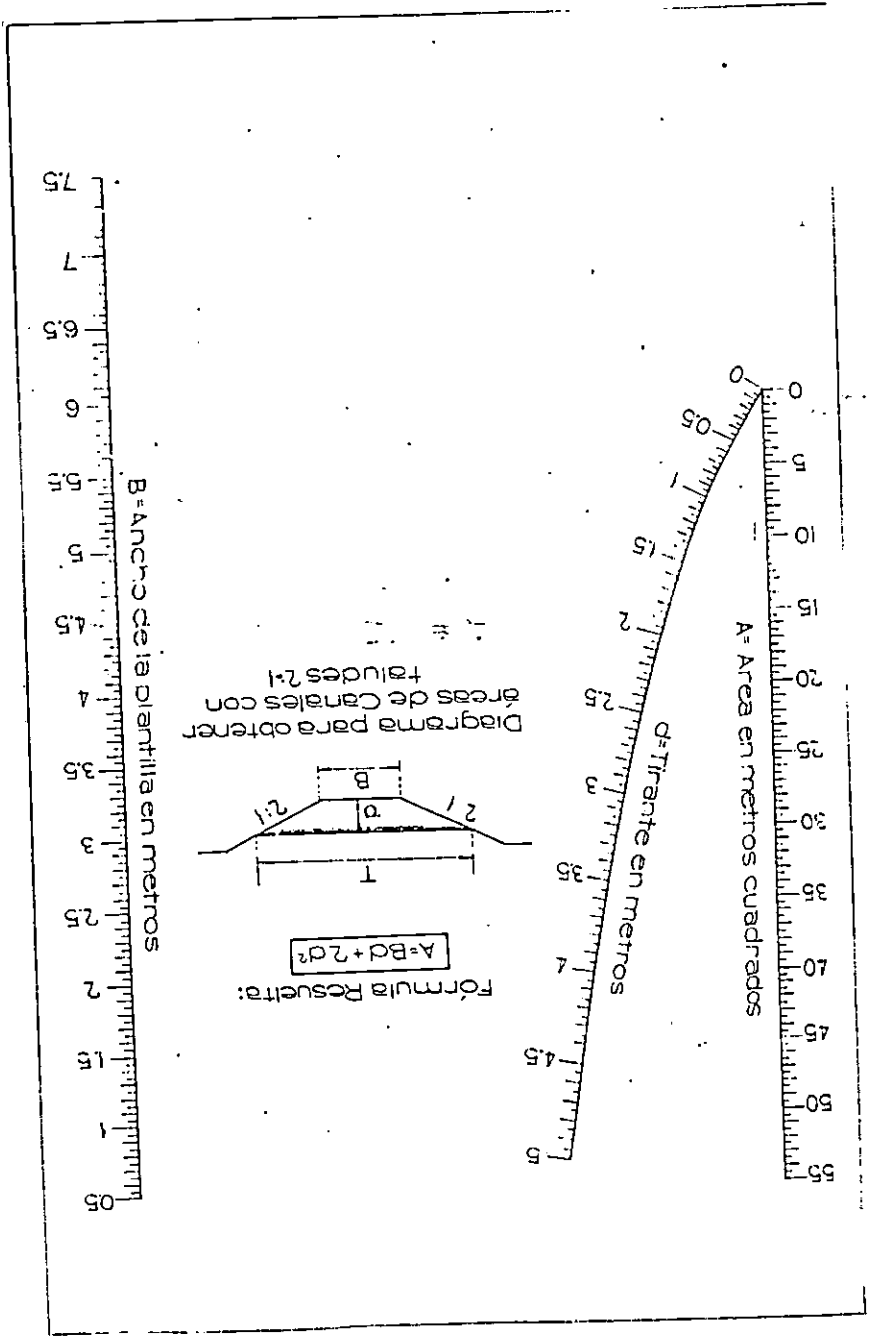


8- CANAL TRAPEZOIDAL
TALUDES 4 : 1



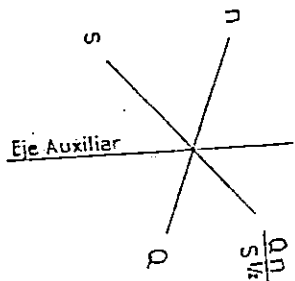
Ejemplo: Sea un Canal con: $\begin{cases} B=12.00 \text{ m.} \\ d=1.40 \text{ m.} \\ \text{Taludes: } 4 : 1 \end{cases}$; con $\frac{B}{d} = \frac{12.00}{1.40} = 8.57$, se obtiene: $\frac{r}{d} = 0.747$
 $\therefore r = 0.747 \times 1.40 = 1.05 \text{ m}$





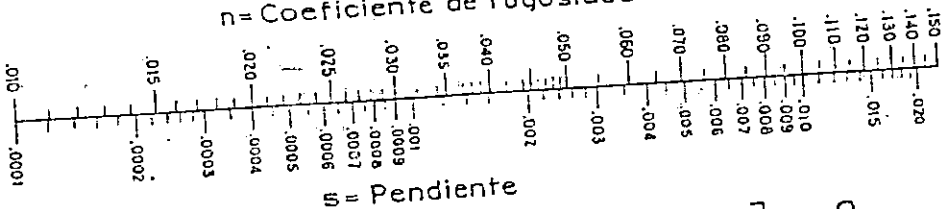
Nomograma para obtener el argumento $\frac{Qn}{S^{1/2}}$ necesario para usar las hojas 2a 9

CLAVE:



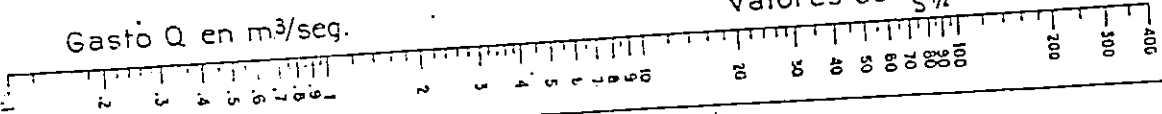
Eje Auxiliar

n = Coeficiente de rugosidad

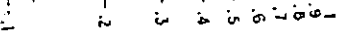


S = Pendiente

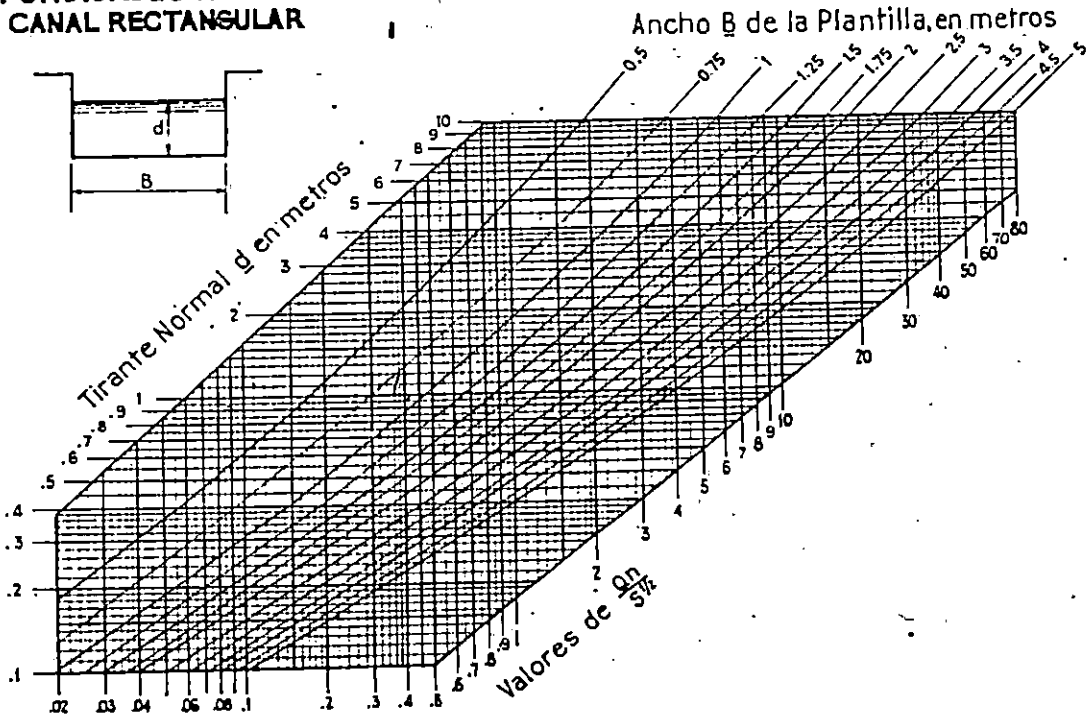
Valores de $\frac{Qn}{S^{1/2}}$



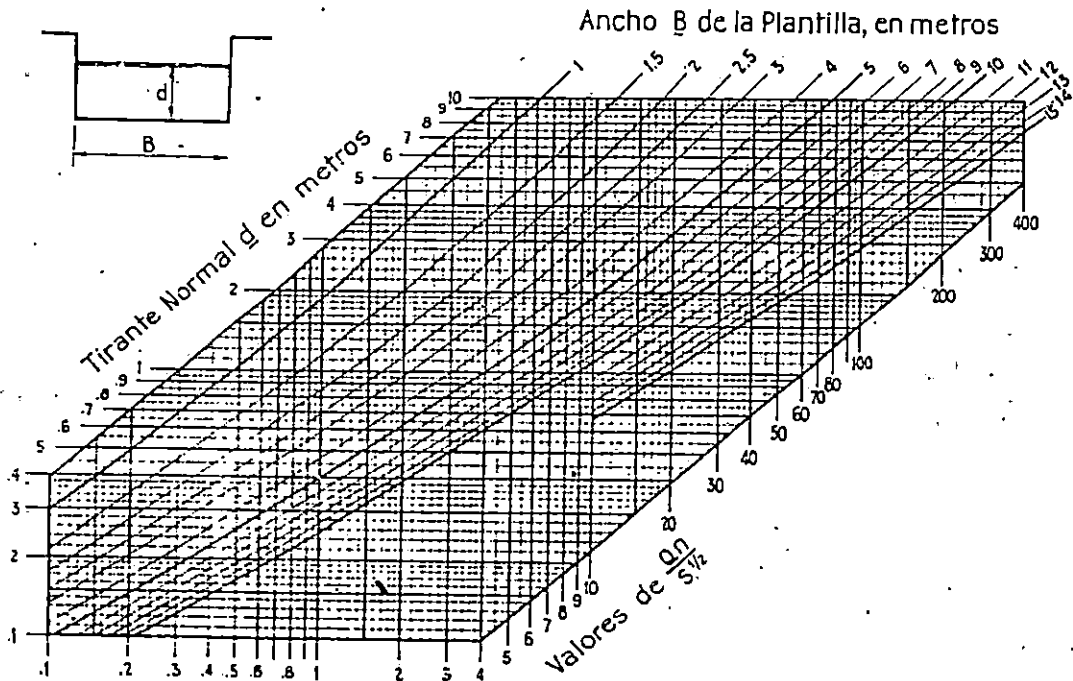
Gasto Q en m³/seg.



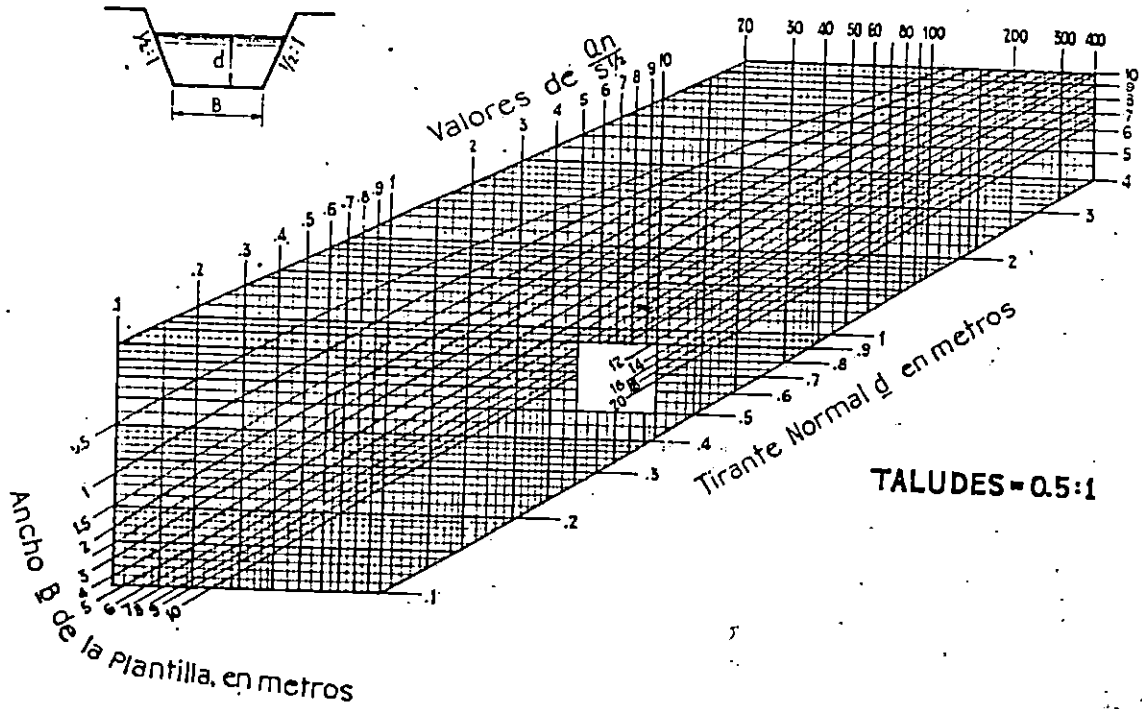
PROFUNDIDADES NORMALES CANAL RECTANGULAR



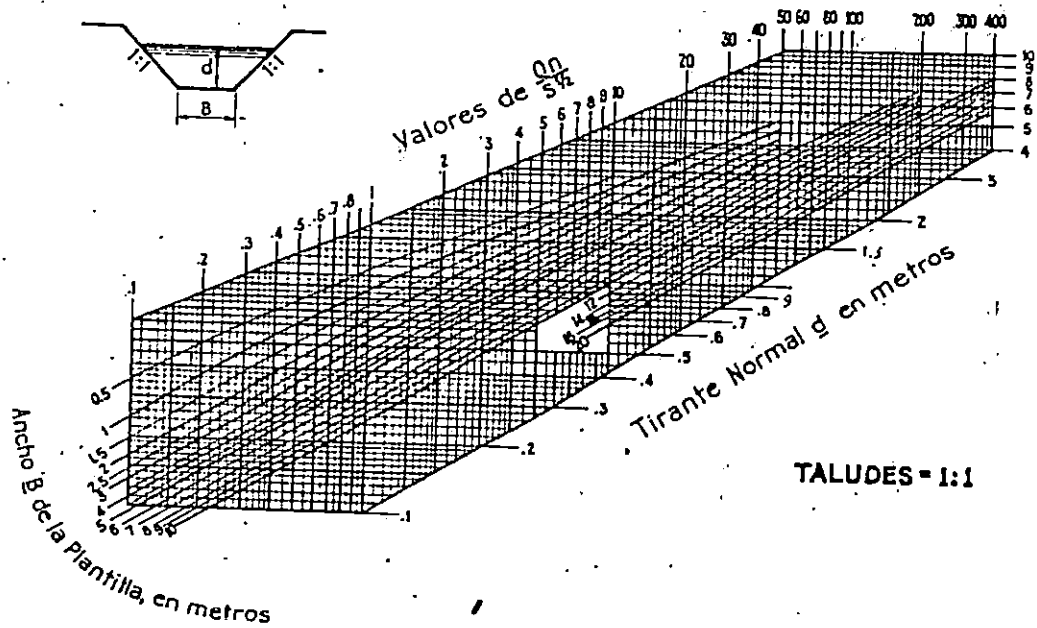
PROFUNDIDADES NORMALES CANAL RECTANGULAR



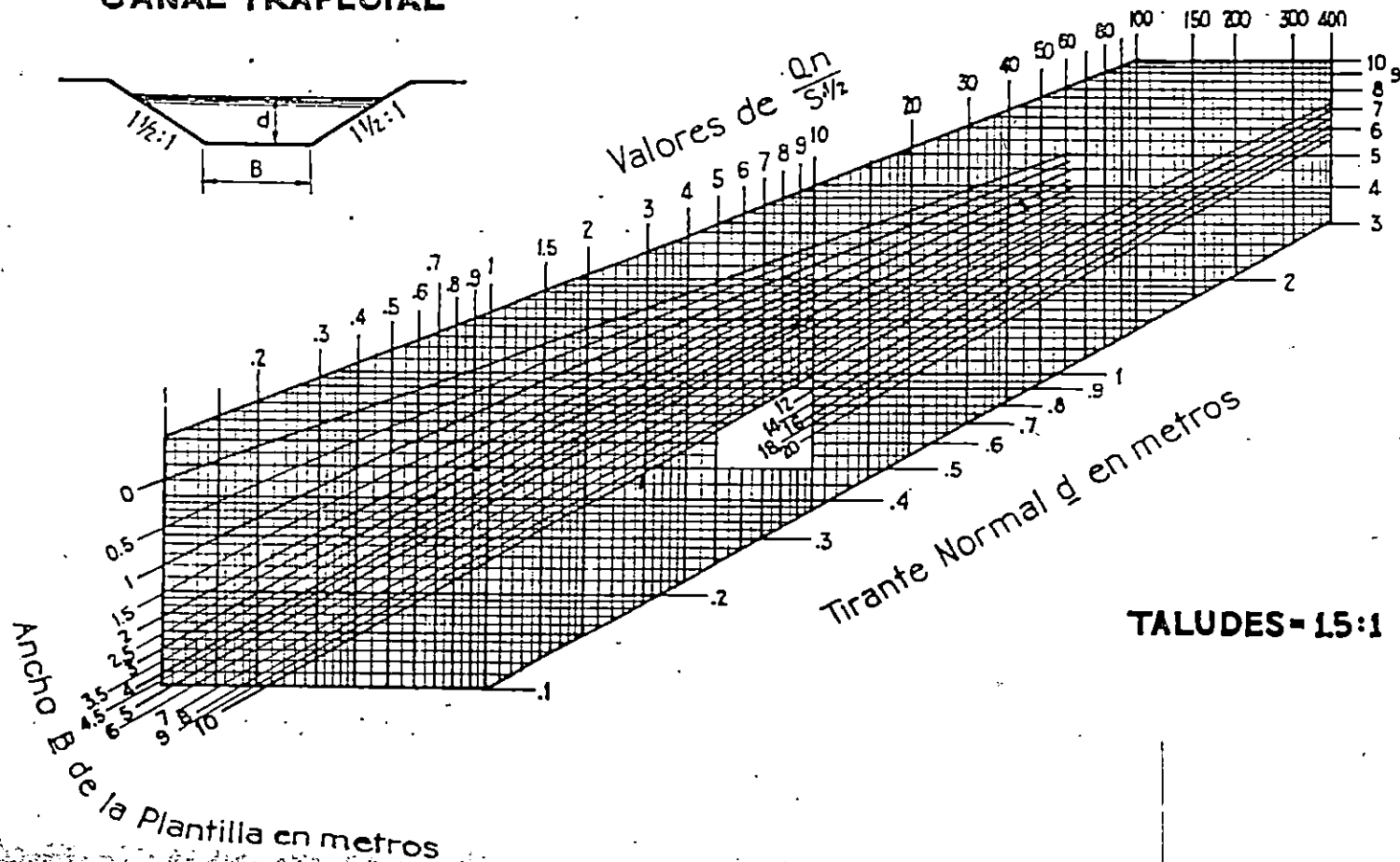
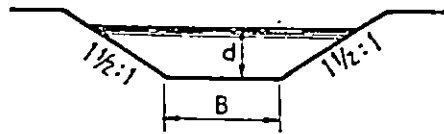
**PROFUNDIDADES NORMALES
CANAL TRAPEZIAL**



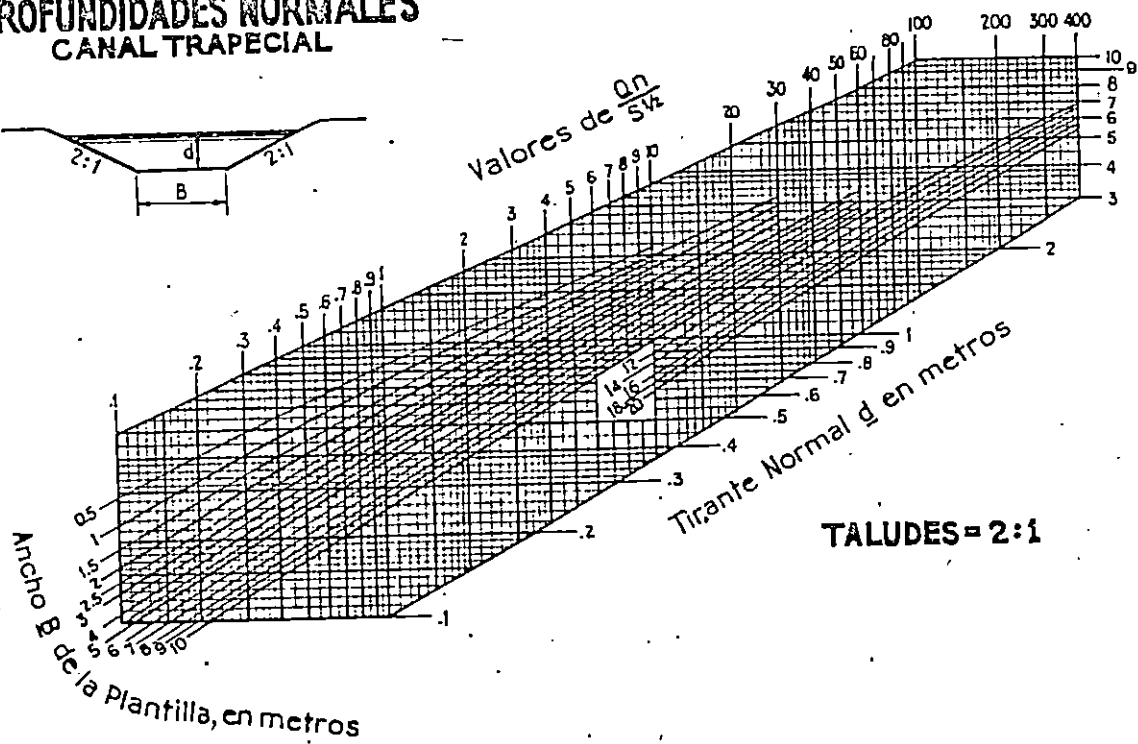
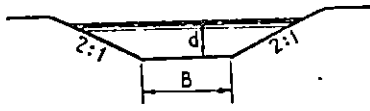
**PROFUNDIDADES NORMALES
CANAL TRAPEZIAL**



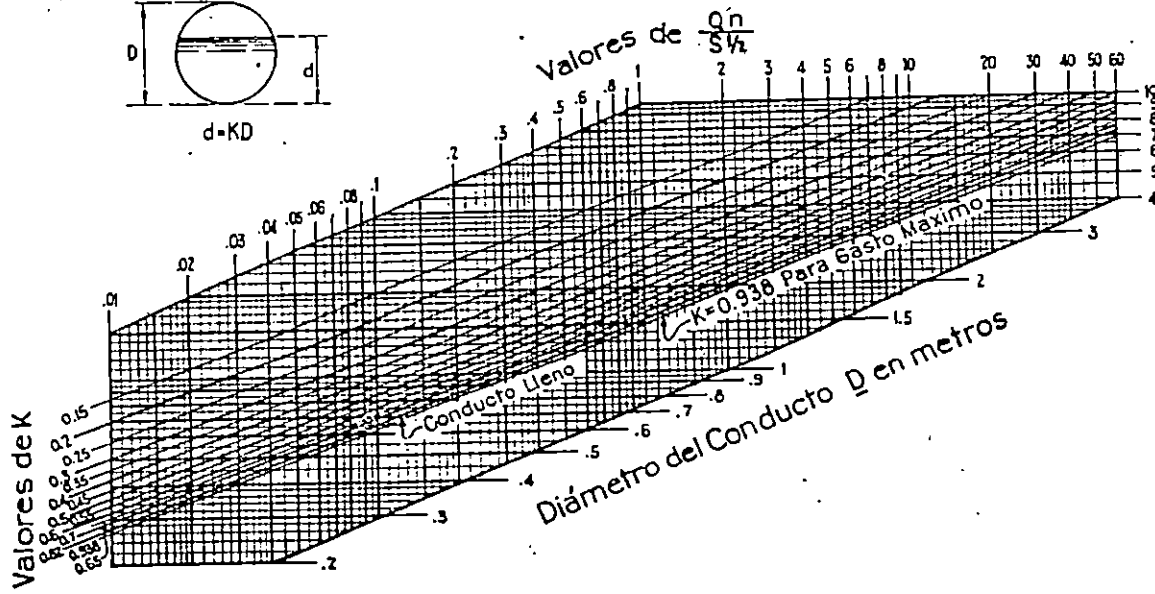
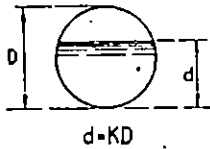
PROFUNDIDADES NORMALES CANAL TRAPEZIAL



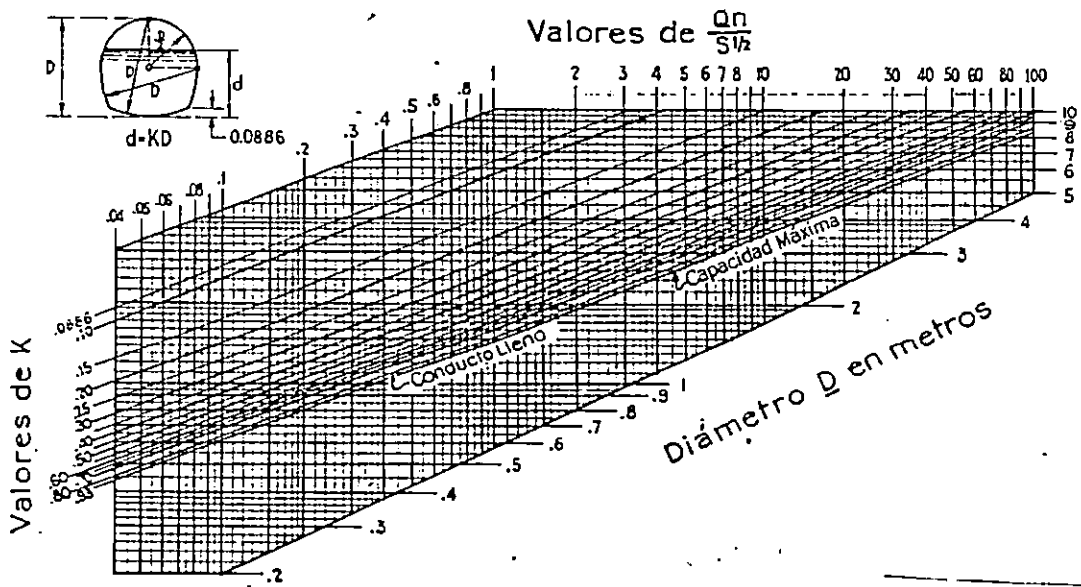
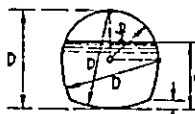
PROFUNDIDADES NORMALES CANAL TRAPEZIAL



PROFUNDIDADES NORMALES CONDUCTO CIRCULAR

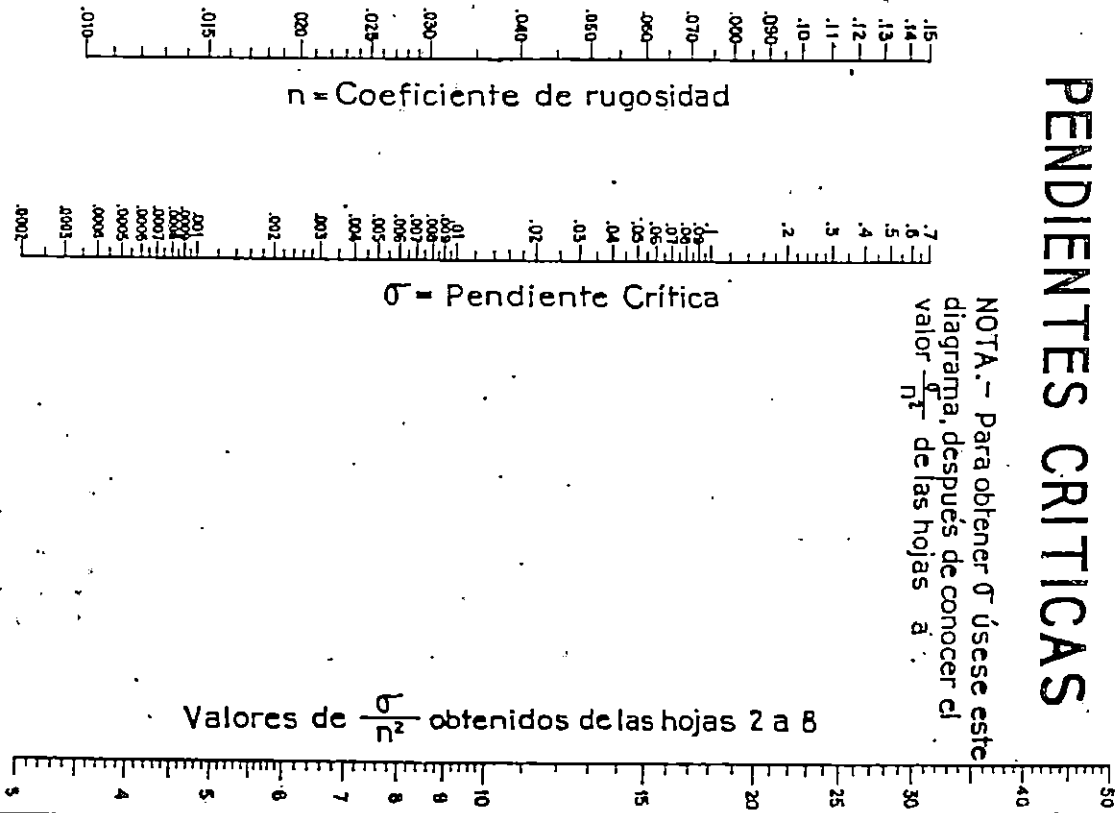


PROFUNDIDADES NORMALES CONDUCTO EN HERRADURA



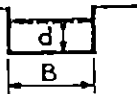
PENDIENTES CRITICAS

NOTA.- Para obtener σ úsese este diagrama, después de conocer el valor $\frac{b}{n^2}$ de las hojas a :



PENDIENTES CRITICAS

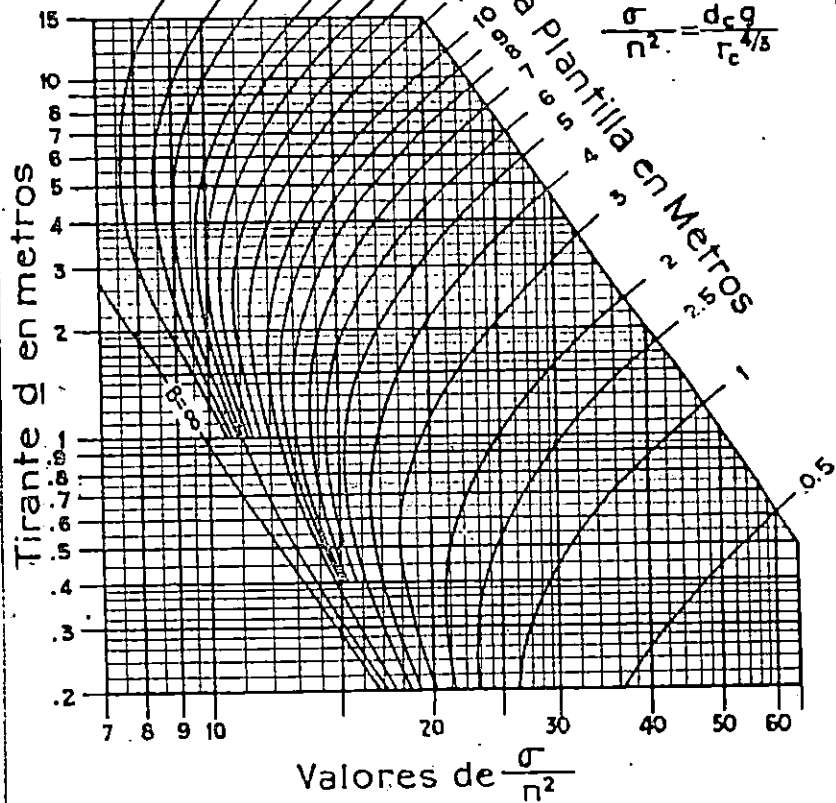
CANAL RECTANGULAR



Ancho B de la Plantilla en Metros

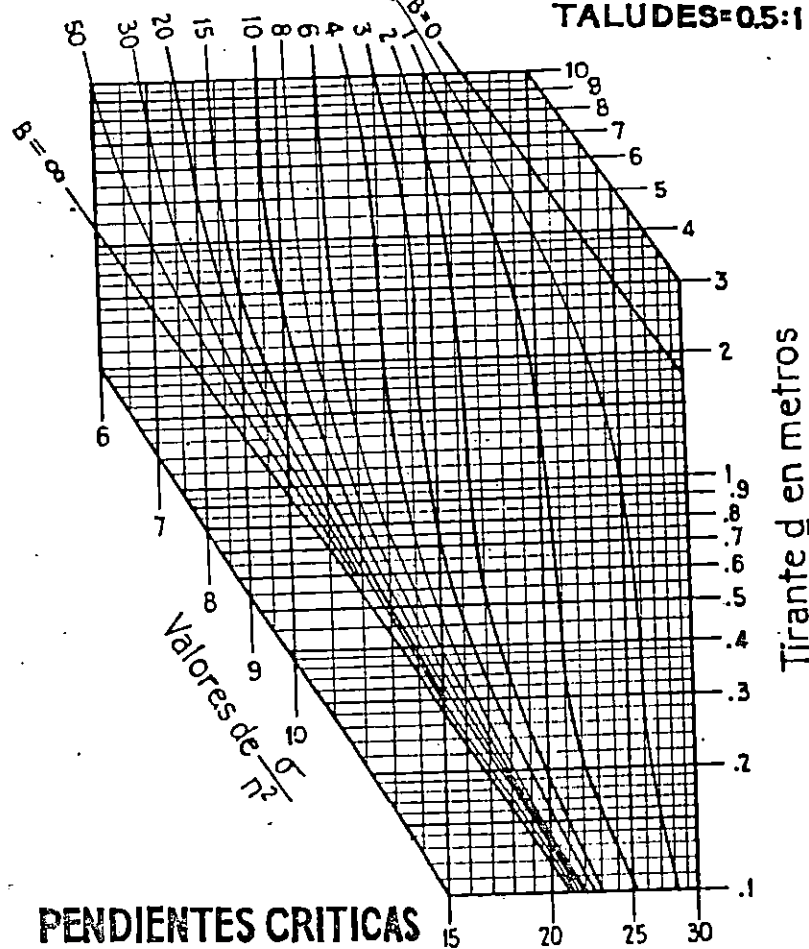
Relación Fundamental:

$$\frac{\sigma}{n^2} = \frac{d_c q}{T_c^{4/3}}$$



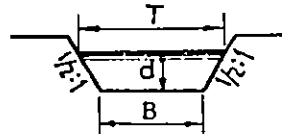
Ancho B de la Plantilla, en metros

TALUDES=0.5:1



PENDIENTES CRITICAS

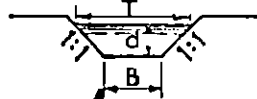
CANAL TRAPEZIAL



Relación Fundamental:

$$\frac{\sigma}{n^2} = \frac{A q}{T^{4/3}}$$

PENDIENTES CRITICAS CANAL TRAPEZIAL



Relación Fundamental:

$$\frac{Q}{n^2} = \frac{A q}{T r^{4/3}}$$

Ancho B de la Plan-
tilla, en metros

B=0

1

2

3

4

5

6

7

8

9

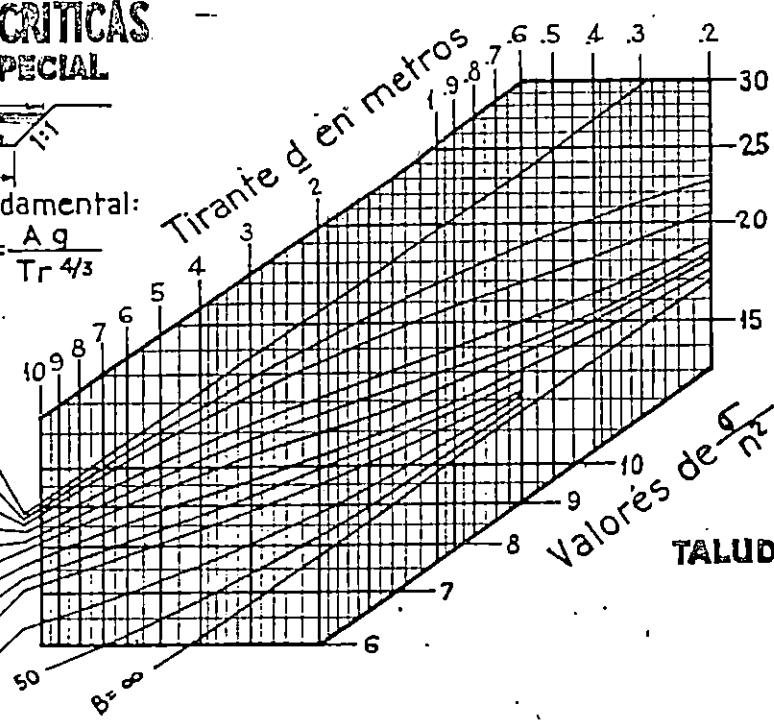
10

20

30

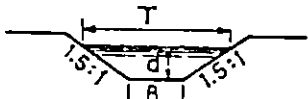
50

B=∞



TALUDES=1:1

PENDIENTES CRITICAS CANAL TRAPEZIAL



Relación Fundamental:

$$\frac{Q}{n^2} = \frac{A q}{T r^{4/3}}$$

Ancho B de la Plan-
tilla, en metros

1

2

3

4

5

6

7

8

9

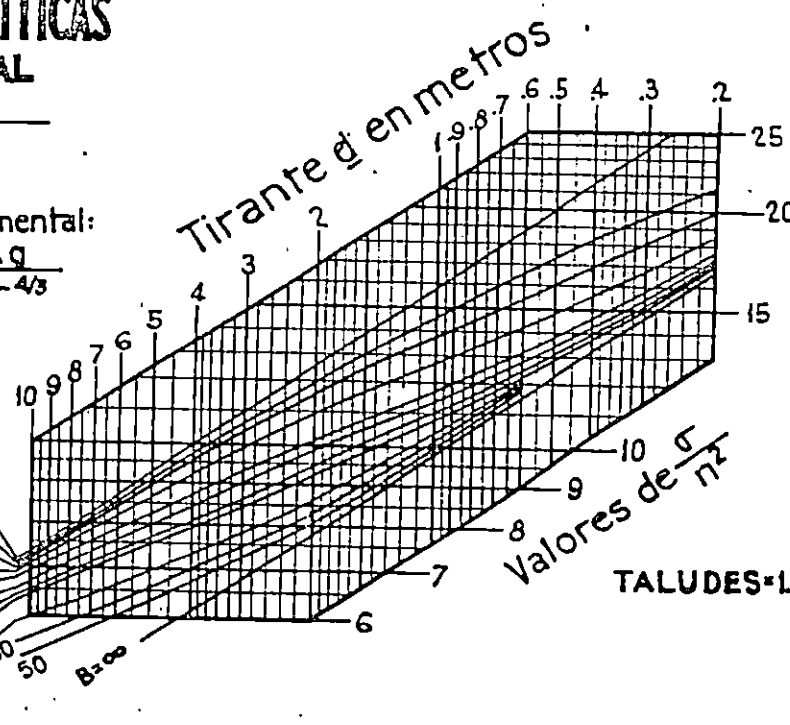
10

20

30

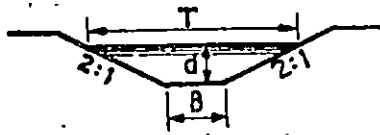
50

B=∞



TALUDES=1.5:1

PENDIENTES CRITICAS CANAL TRAPEZIAL



Relación fundamental:

$$\frac{\sigma}{n^2} = \frac{Aq}{Tr^{4/3}}$$

