

01124
4



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO Y ANALISIS DE REDES PARA PROYECTOS DE
RECUPERACION SECUNDARIA POR INYECCION DE H₂O

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO PETROLERO

P R E S E N T A :

BLANCA MARGARITA ARROYO VENTURA



DIRECTOR DE TESIS: M. en I. NESTOR MARTINEZ ROMERO

MEXICO, D. F.

FEBRERO 2003

9



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

SRITA. BLANCA MARGARITA ARROYO VENTURA
Presente

FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
60-I-279

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor M. en I. Néstor Martínez Romero y que aprobó esta Dirección para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de Ingeniero Petrolero:

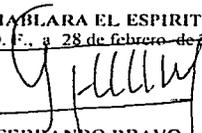
**DISEÑO Y ANALISIS DE REDES PARA PROYECTOS DE RECUPERACION
SECUNDARIA POR INYECCION DE H₂O**

- I INTRODUCCION
 - II CONCEPTOS FUNDAMENTALES
 - III FLUJO DE AGUA EN REDES DE TUBERIAS
 - IV BOMBAS
 - V RECUPERACION SECUNDARIA
 - VI PROGRAMA DE COMPUTO
 - VII APLICACIONES DE CAMPO
 - VIII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES
- BIBLIOGRAFIA

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Asimismo, le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que se deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar examen profesional

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cd. Universitaria, D. F., a 28 de febrero de 2002
EL DIRECTOR


ING. GERARDO FERRANDO BRAVO

GFB*RLLR*gtg

P

b

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE INGENIERÍA
DIVISIÓN DE INGENIERÍA EN CIENCIAS DE LA TIERRA

TESIS:

**"DISEÑO Y ANÁLISIS DE REDES PARA PROYECTOS DE RECUPERACIÓN
SECUNDARIA POR INYECCIÓN DE H₂O".**

PRESENTADA POR:

ARROYO VENTURA BLANCA MARGARITA

DIRIGIDA POR:

M. en I. NÉSTOR MARTÍNEZ ROMERO

JURADO PARA EXAMEN PROFESIONAL

PRESIDENTE: ING. EDUARDO G. LORETO MENDOZA

VOCAL: M. en I. NÉSTOR MARTÍNEZ ROMERO

SECRETARIO: ING. CARLOS JAVIER LIRA SIL

1ER. SUPLENTE: ING. HORACIO ZÚÑIGA PUENTE

2DO. SUPLENTE: M. en I. JOSÉ MARTÍNEZ PÉREZ

Handwritten signatures and initials of the jury members, including a large signature at the top, initials 'CJ' in the middle, and another signature below it.

ÍNDICE**Página****Dedicatoria****Agradecimientos****Índice de figuras****Índice de tablas****Resumen**

I. Introducción	1
II. Conceptos fundamentales	6
Introducción	6
Características del flujo	6
Sistema y volumen de control	13
Continuidad	19
Ecuación de continuidad	19
Ecuación de energía	25
Teorema de Bernoulli	27
Teorema de Bernoulli para líquidos perfectos	28
Reversibilidad, irreversibilidad y pérdidas	30
Ecuación de energía a régimen permanente	31
Aplicación de la ecuación de energía a casos de flujo de fluidos a régimen permanente	34
Pérdidas debido a una expansión repentina en un tubo	34

III. Flujo en redes de tuberías	36
Introducción	36
Formulas para el cálculo de tuberías	37
Otras fórmulas del cálculo de tuberías	45
Formula de Hazen Williams	50
Formula de Barnes	52
Formulas de Lea y King	54
Formulas de Tutton	56
Pérdida de carga por ampliación gradual	60
Redes de tuberías	65
Golpe de ariete	70
Conceptos principales utilizados en el análisis del golpe de ariete	73
Cálculo del espesor de una tubería de sección circular	74
Formula de Juokovsky	77
Ecuaciones del golpe de ariete	79
Ecuación dinámica	80
Ecuación de continuidad	83
Solución de Allievi para las ecuaciones del golpe de ariete	87
Modelos para análisis de redes de abastecimiento de agua	95
Modelos	96
Análisis del funcionamiento de la red interna	96
IV. Bombas	102
Introducción	102
Carga, descarga y requerimientos de potencia	104
Velocidad específica	108
La carga de succión permisible	110
Bombas en serie y en paralelo	112
Arranque y reparación	115

V. Recuperación secundaria	118
Introducción	118
Inyección de agua	119
Eficiencia de recuperación	119
Rítmos de inyección	123
Compatibilidad del agua de inyección	124
Fuentes de suministro	127
Sistemas de inyección	128
Problemas que se presentan en la inyección de agua	130
VI. Programa de cómputo "Redes de agua"	132
Introducción	132
Diagrama de flujo	132
Manual de usuario	134
VII. Aplicaciones de campo	141
Introducción	141
Caso 1: Complejo Antonio J. Bermúdez	141
Antecedentes	141
Inyección de agua	144
Caso 2: Proyecto de inyección de agua a un yacimiento . ¹⁴	152
VIII. Conclusiones y recomendaciones	159
Nomenclatura	
Referencias bibliográficas	
Apéndice A	

DEDICATORIA

A mí padre **José Procoro** y a mí madre **María Remedios** por el sacrificio hecho, el apoyo que siempre me han brindado para salir siempre adelante, la educación, consejos, cariño y amor que me han dado cuando más los he necesitado y porque gracias a ellos existo.

A mis hermanas **Hilda** y **Guadalupe** porque siempre han estado conmigo y han sabido darme su apoyo y su comprensión en los momentos más difíciles de mi vida.

A mis sobrinas **Yearim Adriana** y **Esthepanie Yoali**, por ser una razón más de mi superación personal y profesionalmente, y por todo el amor, travesuras y alegrías que nos han brindado.

A mí tío **Crisóforo** por ser un gran amigo, confidente y consejero, por todo el apoyo brindado durante todo mi desarrollo académico y por estar siempre conmigo en mis triunfos y fracasos.

A mí primo **Gerardo** quien siempre ha sido como mi hermano, un ejemplo a seguir y por darme la oportunidad de compartir con él gran parte de su vida, gracias por creer en mí.

A mis abuelos **Crecenciana**, **José Pilar(+)** y **Natalia(+)**, **Rito**, a mis tíos paternos: **María de la Luz**, **Teódula**, **Macario**, **Leocadio(+)**, **Navor**, **Manuel**, a mis tíos maternos: **Natalia**, **Amparo(+)**, **Estela**, **Ofelia**, **María de la Luz**, **Manuel**, a mis primos y sobrinos paternos: **Alicia**, **Luis**, **Vanessa**, **Karen**, **Marco Antonio**, **Jesús**, **Mario**, **Elizabeth**, **Verónica**, **Dulce**, **Julio Cesar**, **Miguel Ángel**, **Marisol**, **Ángeles**, **Marilú**, **Lorena**, **Cesarín**, **Michele**, **Hugo**, **Yoselin**, **Samanta**, **Brenda**, **Sergio**, **Daniel**, **Brisa**, **Daniela**, **Yaneli**, **Iván**, **Israel**, **Juan Manuel**, **Claudia**, **Oswaldo**, **José**, **Viridiana**, **Fernando**, **Iván**, **Bryan**, **Karla**; a mis primos y sobrinos maternos: **Natalia**, **José**, **Paco**, **Oswaldo**, **Claudia**, **Juan**, **Guadalupe**, **Blanca**, **Sergio**, **Oswaldito**, **Susana**, **Bryan**, **Lizbeth**, **Arturo**, **Alejandra**, **Roberto**, **Lidia**, **Luz María**, **Axel**, **Héctor**, **Josué**, **Edgar**, **Jorge**, **Guadalupe**, **Alma**, **Alicia**, **Yadira**, **Juan**, **Nai**, a todos ellos mil gracias por compartir grandes momentos conmigo, por traer alegrías y tristezas a la casa y por mostrarme lo valiosos que es ser una familia unida.

Y sobre todo a **Dios** por todo lo que me has dado, por permitirme llegar hasta donde estoy y por darme una vida llena de alegría y felicidad.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

AGRADECIMIENTOS

AGRADECIMIENTOS

Qué agradable tarea es recordar a todos aquellos que de una u otra forman participado en mí propia formación. Sirvan pues estas líneas, como humilde homenaje tanto a los aquí mencionados, como aquellos que tal vez mí mente ha olvidado, pero mí corazón no.

Gracias a la Universidad Nacional Autónoma de México por permitirme formar parte de ella.

A la Facultad de Ingeniería, donde se sufre y se lucha pero al final se aprende.

Un agradecimiento muy especial a mí profesor, jefe y tutor de tesis. **Ing. Néstor Martínez Romero**, por todo el apoyo brindado en la carrera, por sus valiosos consejos, por su confianza y sabiduría otorgadas, por preocuparse y por creer en mí.

A mis más que compañeros y amigos, hermanos: Miguel Ángel Maruri Carballo por sus consejos y por preocuparse por mí, Yazmín García Perusquia por su cariño de hermana, apoyo y por ayudarme a ver las cosas como realmente son; Edgar Antonio Meza Pérez que a pesar de los enojos y sus terquedades me ha brindado un cariño de hermano apoyándose en todo momento; Miguel Alejandro González Chávez por estar en todos los buenos y malos momentos, darme consejos y por toda la ayuda brindada; Hegel Rey Meneses por ser un niño tan tierno y preocuparse por todo y estar muy atento de todo lo que sucede, gracias por sus consejos y por esa amistad brindada esperando nunca perderla, los quiero mucho.

Un especial agradecimiento a mis más que compañeras y más que amigas, hermanas Ema; Evelyn, Megumi así como a sus familias por todo el apoyo brindado durante la carrera, por compartir momentos inolvidables conmigo y por dejarme ser parte de ustedes.

A mis compañeros y amigos: Octavio, Hugo, Denidey, Iván, Delliany, Javier, Maribel, Ignacio, Miguel Ángel Cuevas, Francisco Castellanos, René, Sergio Troncoso, Rogelio Hernández, Alfonso Espinosa, Horacio Ortega, Ismael Díaz, Diana, Hilda, Sergio, Cesar, Adalberto, Gerardo Arrellano, Héctor, Edith Espinosa, Alejandro Hernández, Agustín

h

Vázquez, Antonio Velásquez, Xochitl Díaz, Juan Carlos Díaz, Verónica Rodríguez, Vicky, Leonor gracias por soportarme, por su apoyo y por su amistad.

A mis profesores por su paciencia y enseñanza: Ing. Ernesto Aguilar Rodríguez, Ing. José Luis Hernández Tovar, Ing. Manuel Vacío, Ing. Rigel Gámez, Ing. Adriana Moreno, Ing. Luis Hernández, Ing. Francisco Barrera, Ing. Carlos Crail, Ing. Eva Sánchez, Ing. Mario Becerra, Ing. José Martínez, Ing. Manuel Villamar, Ing. Salvador Macías, Ing. Ignacio Alonso, Ing. Carlos Garnica, Dra. Jetzabeth Ramirez, Ing. Carlos Lira, M. en I. Maximino Meza, M. en I. Teóduo Gutiérrez, Ing. Eduardo Loreto, Ing. Olivia Bobadilla, Ing. José Ángel Gómez.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

NOO-SECRET
UNCLASSIFIED

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Página
Figura 2.1 Velocidad en un punto en un flujo turbulento a régimen permanente	10
Figura 2.2 Líneas de corriente para flujo a régimen permanente en torno de un cilindro entre paredes paralelas	13
Figura 2.3 Sistema con volumen de control en el tiempo t en un campo de velocidad	16
Figura 2.4 Flujo a régimen permanente a través de un tubo de corriente	21
Figura 2.5 Arreglo de tubos de corriente entre fronteras fijas	22
Figura 2.6 Volumen de control para la derivación de la ecuación de continuidad tridimensional en coordenadas cartesianas	24
Figura 2.7 Sección de un flujo de corriente a través del cual fluye un líquido	28
Figura 2.8 Volumen de control con flujo a través de la superficie de control normal a la superficie	32
Figura 2.9 Tubo de corriente como volumen de control	33
Figura 2.10 Expansión repentina en un tubo	35
Figura 3.1 Diagrama de Moody	42

Figura 3.2 Energía total que posee el líquido en un punto dado	43
Figura 3.3 Gradiente hidráulico o pendiente hidráulica de la tubería	44
Figura 3.4 Reducción de la carga útil h	58
Figura 3.5 Sifón invertido construido en un canal	59
Figura 3.6 Turbulencias debidas al cambio de menor a mayor diámetro en una tubería	59
Figura 3.7 Sección de tubería aumentada gradualmente por medio de un tronco de cono	60
Figura 3.8 Tubo de menor sección	63
Figura 3.9 Cambio en la dirección horizontal, formando un ángulo	63
Figura 3.10 Pérdida de carga debida al radio	64
Figura 3.11 Problema de tres depósitos	66
Figura 3.12 Sistemas de tuberías: a) tuberías en paralelo, b) redes de tuberías	69
Figura 3.13 Líneas de presión para golpe de ariete positivo y negativo	71
Figura 3.14 Embalse o pozo de oscilación	72
Figura 3.15 Trenes de ondas de distintos signos y magnitudes	75
Figura 3.16 Mitad superior de una tubería sometida a una presión interior p	76

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 3.17 Tramo de tubería delimitado por el frente de una onda de presión	78
Figura 3.18 Tubería inclinada con una válvula en su extremo inferior	81
Figura 3.19 Tramo de una tubería	82
Figura 3.20 Comportamiento del volumen de líquido en un tramo de tubería	84
Figura 3.21 Área urbana de la ciudad de México. Red de distribución de agua para 1975.	97
Figura 4.1 Sección típica para una bomba centrífuga tipo voluta de un solo paso y doble succión	104
Figura 4.2 Gráfica típica del rendimiento de una bomba	106
Figura 4.3 Curvas características de una bomba centrífuga que opera a diferentes velocidades. (Las líneas de contorno muestran porcentajes de eficiencias constantes)	107
Figura 4.4 Carta para seleccionar tipos de bombas basados en la velocidad específica y el gasto para una óptima eficiencia. (Los dibujos inferiores muestran la forma del impulsor para la correspondiente velocidad específica)	109
Figura 4.5 Notación para la deducción del parámetro de cavitación	113
Figura 4.6 Dos bombas idénticas que operan a) en paralelo y b) en serie	114
Figura 4.7 Rendimiento de un sistema que involucra dos bombas idénticas que operan en paralelo y descargan el agua en una tubería	115

Figura 5.1 Desplazamiento del aceite por agua	121
Figura 5.2 Representación experimental de la inyección de agua	122
Figura 5.3 Variación del agua inyectada en un sistema radial	124
Figura 6.1 Diagrama de flujo del programa redes de agua	133
Figura 6.2 Pantalla de Inicio	134
Figura 6.3 Pantalla de trabajo principal	135
Figura 6.4 Barra del menú Archivo	136
Figura 6.5 Barra del menú Opción de objetos	137
Figura 6.6 Barra del menú Datos adicionales	138
Figura 6.7 Barra del menú Reportes	139
Figura 7.1 Ubicación geográfica del Complejo Antonio J. Bermúdez	142
Figura 7.2 Historia de presión del Complejo Antonio J. Bermúdez	143
Figura 7.3 Historia de inyección del Complejo Antonio J. Bermúdez	145
Figura 7.4 Historia de producción-inyección de agua del Complejo Antonio J. Bermúdez	146
Figura 7.5 Volumen de agua inyectado y N_p atribuible a la inyección de agua del Complejo Antonio J. Bermúdez	147

Caso 1: Complejo Antonio J. Bermúdez

Figura 7.6 Sistema de inyección de agua del campo Samaria 149

Figura 7.7 Datos requeridos para nodos 149

Figura 7.8 Datos requeridos para tuberías 149

Figura 7.9 Resultados obtenidos por el programa redes de agua 149

Caso 2: Proyecto de inyección de agua a un yacimiento.¹⁴

Figura 7.10 Sistema de inyección de agua 153

Figura 7.11 Datos requeridos para nodos 154

Figura 7.12 Datos requeridos para tuberías 154

Figura 7.13 Datos requeridos para bombas 156

Figura 7.14 Resultados obtenidos por el programa redes de agua 157

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla	Número de Página
Tabla 3.1 Rugosidad equivalente de la arena, para tuberías	40
Tabla 3.2 Valores de f para emplearse en la fórmula (2.2) de Darcy	41
Tabla 3.3 Valores de m_6 para el cálculo de la pérdida de carga por ampliación gradual en tuberías	60
Tabla 3.4 Perdidas de carga en metros, debida a reducción brusca de sección en tuberías	62
Tabla 3.5 Coeficientes de transporte para tubería de acero de diámetros comunes, con flujos totalmente turbulentos	66
Tabla 7.1 Estado de los pozos	147
Caso 1: Complejo Antonio J. Bermúdez	
Tabla 7.2 Datos del sistema de inyección de agua	150
Caso 2: Proyecto de inyección de agua a un yacimiento.¹⁴	
Tabla 7.3 Datos del sistema de inyección de agua	155

WOO 2157
ENCUENTRO DE...

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

RESUMEN

Se presenta una herramienta práctica de cómputo para el diseño y análisis de redes que transportan agua, útil en proyectos de recuperación secundaria, para la industria petrolera.

Se incluye una breve introducción de la importancia de la recuperación secundaria, y los problemas que se van presentado durante la vida de explotación de un yacimiento, así como las diferentes alternativas que se tienen para solucionar tales problemas. Los conceptos fundamentales que son requeridos para analizar el movimiento de los fluidos, así como también se enuncian las ecuaciones básicas que predicen el comportamiento de los fluidos (ecuación de movimiento y continuidad), haciendo uso del método de volumen de control en la derivación de las ecuaciones de cantidad de movimiento, energía y continuidad.

Se presenta una sección en la cual se desarrolla el tema de golpe de ariete que es de gran importancia al accionar la válvula de una tubería que contiene un líquido sometido a presión; así también se habla de los procedimientos usados para los casos en que se desea analizar una red de distribución, su interconexión y ampliación con diversos lugares de suministro. Se proporciona información de utilidad referente a las bombas que son dispositivos que sirven para añadir energía a los fluidos. También se presenta la clasificación de dichos dispositivos, así como las bases necesarias para seleccionar el tipo de bomba adecuada para un servicio determinado y los problemas que se pueden presentar en estos dispositivos.

Se muestra la importancia de la recuperación secundaria, mejorada, haciendo énfasis en los porcentajes de recuperación por inyección de agua, así como la compatibilidad que debe existir entre los fluidos del yacimiento y el agua de inyección y el suministro de la misma.

I. INTRODUCCIÓN

La *recuperación secundaria* lleva consigo toda actividad encaminada a una recuperación de hidrocarburos adicional a la que se obtendría con la energía propia del yacimiento, impartiendo al yacimiento una energía externa, cualquiera que sea el tipo de ella.

En un sentido amplio y, bajo el criterio de proporcionar energía adicional al yacimiento, cualquier acción encaminada a realizar una explotación de los hidrocarburos bajo esa premisa debe considerarse dentro del terreno de recuperación secundaria, no importando el tiempo en que esto se realice ni los tipos o los medios para aplicarla.

Tradicionalmente, en sus orígenes desde fines del siglo pasado y principios del presente, al agotarse la energía propia de los yacimientos y disminuir consecuentemente la producción hasta hacerse incosteable o poco atractiva, se acudió a inyectar: aire, gas natural o agua para represarlos y aumentar la producción, así como la recuperación final de los hidrocarburos. Es decir explotar al yacimiento proporcionándole energía después del agotamiento de la propia, es a lo que se había venido denominando recuperación secundaria.

De acuerdo a ésto, se encontró que analizando casos particulares, muchas veces conviene proporcionar esa energía adicional al yacimiento desde etapas de la vida productora anteriores al agotamiento, manteniendo la presión entre valores adecuados para los fines económicos y los de recuperación buscados. Fue precisamente a este tipo de explotación a lo que durante muchos años se le llamó "mantenimiento de presión".

Muy recientemente con el advenimiento de nuevas técnicas, sofisticadas y costosas algunas de ellas, pero muy efectivas en muchas ocasiones, se ha venido acuñando el término de "recuperación mejorada" así como otros equivalentes,

tendientes a indicar, bajo impulsos comerciales en ocasiones, que se trata de métodos, varios de ellos patentados, que aumentan la recuperación en forma notable. El tipo de energía suele ser combinado e incluye la optimización de la aplicación de las mismas que es proporcionada por los aditivos que los caracterizan, así como por sus combinaciones. Se puede apreciar que desde el punto de vista de la aplicación de energía extraña al yacimiento, sin importar el tipo, el tiempo en que se aplica o los agentes que mejoren el trabajo que se realiza, el término de *recuperación secundaria* es genérico y representativo de realizar la explotación de los yacimientos con recursos adicionales a los propios de los yacimientos.

Al aplicar algún método de recuperación secundaria, lo que se pretende es bajo ciertos criterios económicos, extraer al máximo los hidrocarburos en el yacimiento que no fluyeron por energía propia a la superficie alineado con la maximización de la ganancia económica. Estos hidrocarburos fluirán a la boca del pozo o de los pozos productores, pero no siempre se logrará que el pozo o los pozos productores se conviertan en fluyentes, sino que cuando se requerirá se tendrá que ayudarlos por medio de algún sistema artificial de producción (ya sea bombeo neumático, mecánico, hidráulico, electrocentrífugo, o cualquier otro). Esto representa energía o potencia aplicadas a los pozos a diferencia de que en la recuperación secundaria se aplica al yacimiento.

La recuperación terciaria se refiere a la explotación de un yacimiento que con anterioridad ha sido explotado por recuperación secundaria. En otras palabras, es insistir en un yacimiento que ya ha sido barrido por recuperación secundaria, buscando incrementar aún su recuperación. La recuperación terciaria es un caso particular o una modalidad de la recuperación secundaria.

En nuestro país el método de recuperación secundaria más común ha sido la inyección de agua, y la inyección de gas seco; también se han aplicado en forma limitada: inyección de agua con polímeros, inyección de N₂, inyección de vapor,

miscibles, etc.; de otros métodos sólo se han hecho algunos estudios de su aplicabilidad a los yacimientos. En México actualmente se tienen varios yacimientos como Poza Rica, Abkatún-Pol-Chuc, Samaria, etc; en los cuales se lleva a cabo la inyección de agua.

Uno de los elementos más importantes a considerar en un proyecto de inyección de agua, es el abastecimiento del agua misma. En general la calificación esencial para seleccionar la fuente de agua, es el contar con un volumen suficiente para satisfacer las necesidades del proyecto.

Los requerimientos básicos del agua de inyección, además de la disponibilidad de cantidades suficientes durante el tiempo de vida de la inyección, son que se encuentre libre de insolubles o materia en suspensión, a fin de evitar la reducción de la permeabilidad, y ser químicamente estable y no reactiva con los compuestos y elementos presentes en el sistema de inyección y en el yacimiento.

Idealmente, el agua de inyección debe entrar al yacimiento libre de partículas suspendidas o aceite disperso, ser compatible con el agua de formación del yacimiento, estar exenta de microorganismos y no ser incrustante ni corrosiva.

En general, el mejor diseño de Ingeniería dará lugar al abastecimiento de un tratamiento para proporcionar un agua de inyección de excelente calidad al menor costo posible.

La calidad del agua es un término aplicable a la adaptabilidad de ésta, para su inyección a un yacimiento, y debe incluir aquellos factores que influyen en la facilidad con la que se inyecta a la formación, por lo que en cualquier proyecto de inyección, debe realizarse, previo al establecimiento del diseño del sistema de inyección, un estudio detallado del agua a inyectar, de los fluidos presentes en el yacimiento, de la roca de la formación, así como de su compatibilidad con los

fluidos del yacimiento y con la roca de la formación, y de ser posible realizar pruebas de daño.

Para la inyección de agua se tiene que, lo más conveniente es inyectar el agua de desecho a los acuíferos asociados a los yacimientos para la recuperación secundaria de crudo, o a pozos de desecho que alguna vez fueron productores, previamente seleccionados, como una opción cuando se presente un contratiempo en la inyección para recuperación secundaria.

Para que el agua, pueda ser inyectada a los yacimientos sin dañarlos, ésta debe someterse a un tratamiento físico, químico y bacteriológico, con el propósito de eliminar y/o controlar el contenido de sólidos suspendidos, aceite remanente, contenido bacteriológico, pH y gases en solución, principalmente oxígeno disuelto y ácido sulfhídrico.

El presente trabajo tiene como objetivo integrar un texto de fácil acceso para los estudiantes y profesionistas del área de Ingeniería Petrolera, y desarrollar un programa de cómputo como herramienta de trabajo para apoyar el diseño y optimización de los proyectos de recuperación secundaria por inyección de agua en lo referente al transporte de agua por ductos.

En el capítulo II se presentan los conceptos fundamentales de mecánica de fluidos que son requeridos para entender la importancia del tema, además de ser una base para desarrollar el capítulo III y así comprender la importancia que se tiene del flujo de los fluidos a través de las tuberías.

En el capítulo IV se desarrolla el tema de bombas las cuales son de gran importancia para poder transmitir energía a los líquidos y así realizar su transportación a algún lugar específico.

En el capítulo V se describe la importancia que se tiene al implantar un método de recuperación secundaria para obtener una máxima recuperación de hidrocarburos, haciendo énfasis en la inyección de agua.

En el capítulo VI se presenta un programa de cómputo, el cual es de gran utilidad para el diseño y análisis de redes de distribución de agua.

Dentro del capítulo VII se tienen algunos casos de campo en los cuales se tiene implantado el proceso de inyección de agua, observando que tan viable es dicho proceso para la recuperación de los hidrocarburos, contribuyendo a una máxima recuperación.

En el capítulo VIII se presentan las conclusiones y recomendaciones que fueron observadas a lo largo del desarrollo de este trabajo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

II. CONCEPTOS FUNDAMENTALES

Introducción

Debido a la complejidad de la naturaleza del flujo de un fluido real se tiene la necesidad de un estudio detallado. Ya que las leyes básicas que describen el movimiento complejo de un fluido no se formulan ni manejan fácilmente desde el punto de vista matemático, se requiere de la experimentación. Por medio de análisis basados en mecánica, en termodinámica y en la experimentación ordenada, se han producido grandes estructuras hidráulicas y eficientes máquinas de fluidos.

En este capítulo se introducirán los conceptos necesarios para el análisis del movimiento de fluidos. Se enuncian o derivan las ecuaciones básicas que permiten predecir el comportamiento de los fluidos y son: las ecuaciones de movimiento, continuidad. En este capítulo se utiliza el método de volumen de control en la derivación de las ecuaciones de continuidad, energía y cantidad de movimiento.

En general en este capítulo se desarrolla la teoría de flujo unidimensional, con aplicaciones limitadas a casos de incompresibilidad donde no predominan los efectos de la viscosidad.

Características del flujo

El flujo se puede clasificar como turbulento, laminar; reversible, irreversible; permanente y transitorio, uniforme y no uniforme; rotacional o irrotacional.

Las condiciones de flujo más comunes en la práctica de la ingeniería es el flujo turbulento. En este tipo de flujo las partículas del fluido (pequeñas masas molares) se mueven en trayectorias muy irregulares que causan un intercambio de cantidad de movimiento de una porción de fluido a otra. Las partículas de un fluido pueden variar en tamaño, desde uno muy pequeño (de unos cuantos miles de moléculas) hasta uno muy grande (miles de pies cúbicos en un remolino grande de un río o en una fuerte corriente atmosférica). En una situación en la que un flujo podrá ser turbulento o no turbulento (laminar), la turbulencia establece mayores esfuerzos cortantes en todo el fluido y causa más irreversibilidades o pérdidas. En el flujo turbulento, las pérdidas varían con la potencia de la velocidad de 1.7 a 2; en el flujo laminar varían proporcionalmente a la primera potencia de velocidad.

El flujo laminar se presenta únicamente en casos excepcionales tal como flujo de líquidos muy viscosos. En general, el estado natural del movimiento tiene fluctuaciones irregulares de la velocidad (flujo de agua en ríos o el movimiento del aire cerca de la superficie de la tierra). Este tipo de movimiento se llama turbulento y se caracteriza por la mezcla continua del fluido de una manera caótica como resultado de la ruptura de un flujo ordenado en remolinos que afectan zonas en dirección del movimiento.

De acuerdo con la definición sugerida por Taylor y Von Karman, la turbulencia puede generarse por el paso del fluido sobre superficies de frontera, o por el flujo de capas de fluido a diferentes velocidades que se mueven una encima de otra; esta definición indica que existen dos tipos de turbulencia: una generada por efectos viscosos debidos a la presencia de paredes sólidas, conocida como *turbulencia de pared*, y otra, que se produce en ausencia de la pared y que se genera por el movimiento de las capas de fluidos a diferentes velocidades; conocida como *turbulencia libre*.

En flujo laminar, las partículas del fluido se mueven a lo largo de trayectorias suaves, en láminas, o capas, con una capa deslizándose suavemente sobre una capa adyacente. El flujo laminar es gobernado por la ley de viscosidad de Newton ($\tau = \mu \frac{dv}{dy}$ o extensiones de ella a flujo tridimensional), que relaciona el esfuerzo cortante con la rapidez de deformación angular. El flujo laminar no es estable en situaciones en las que hay combinaciones de baja viscosidad y alta velocidad, ya que se descompone en flujo turbulento. Se puede escribir una ecuación para flujo turbulento similar, a la ley de viscosidad de Newton:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad (2.1)$$

El factor η , no es sólo una propiedad del fluido, sino que depende de su movimiento y densidad; se denomina *viscosidad eddy*.

En muchas situaciones prácticas de flujo, tanto la viscosidad como la turbulencia contribuyen al esfuerzo cortante:

$$\tau = (\mu + \eta) \frac{dv}{dy} \quad (2.2)$$

Un fluido ideal no tiene fricción, es incompresible y no debe confundirse con un gas ideal. La suposición de un fluido ideal es útil en el análisis de situaciones de flujo que comprenden grandes extensiones de fluidos. Un fluido sin fricción no es viscoso y sus procesos de flujo son reversibles.

La capa de fluido en el área inmediata a una frontera de flujo real que ha visto afectada su velocidad relativa a la frontera por un corte viscoso se llama capa límite. Las capas límite pueden ser laminares o turbulentas, dependiendo

generalmente de su longitud, la viscosidad, la velocidad de flujo cerca de ellas, y la aspereza de la frontera.

El *flujo adiabático* es aquel flujo de un fluido en el que no hay transferencia de calor desde el fluido o hacia éste. El *flujo adiabático reversible* (adiabático sin fricción) se denomina *flujo isentrópico*; un proceso isentrópico, puede ocurrir en flujo irreversible con la cantidad apropiada de transferencia de calor (isentrópico = entropía constante).

El *flujo a régimen permanente* ocurre cuando las condiciones a cualquier punto del fluido no cambian con el tiempo. Esto se puede expresar como $\frac{\partial v}{\partial t} = 0$, en la que el espacio (coordenadas x , y , z del punto) se mantiene constante. En el flujo en régimen permanente no hay cambio en la densidad ρ , presión p o temperatura T con el tiempo en un punto:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial t} = 0. \quad (2.3)$$

En flujo turbulento, debido al movimiento errático de las partículas del fluido, siempre ocurren pequeñas fluctuaciones en cualquier punto. La definición para el flujo a régimen permanente debe generalizarse un poco para incluir estas fluctuaciones. Una gráfica de velocidad contra tiempo en algún punto del flujo turbulento se da en la figura (2.1). Cuando la velocidad media temporal

$$v_t = \frac{1}{t} \int_0^t v dt, \quad (2.4)$$

indicada en la figura por la línea horizontal no cambia con el tiempo, se dice que el flujo es permanente. La misma generalización se aplica a la densidad, presión, temperatura, etc., cuando sustituyen a v en la fórmula anterior.

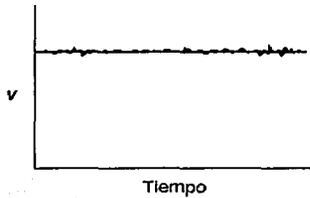


Figura 2.1 Velocidad en un punto en un flujo turbulento a régimen permanente¹.

El flujo se desarrolla en *régimen no permanente* cuando las condiciones en cualquier punto cambian con el tiempo, $\frac{\partial v}{\partial t} \neq 0$.

El *flujo uniforme* ocurre cuando, en un punto, el vector de velocidad es idénticamente el mismo (en magnitud y dirección) para cualquier instante dado. En forma de ecuación, $\frac{\partial v}{\partial s} = 0$ en la que el tiempo se mantiene constante y ∂s es un desplazamiento en cualquier dirección. La ecuación establece que no hay cambio en el vector velocidad en cualquier dirección a través del fluido en cualquier instante. No dice nada acerca del cambio de velocidad en un punto con el tiempo.

El flujo en el que el vector de velocidad varía de lugar en cualquier instante ($\frac{\partial v}{\partial s} \neq 0$) es no uniforme.

La *rotación* de una partícula de fluido en torno a un eje dado, se define como la velocidad angular promedio de dos elementos de línea infinitesimales en la partícula que están en ángulo recto el uno con el otro y con el eje dado. Si las partículas de fluido dentro de una región tienen rotación en torno a cualquier eje, el flujo se llama *flujo rotacional*, o *flujo vórtice*. Si el fluido dentro de una región no tiene rotación, el flujo se llama *flujo irrotacional*.

RESERVA DE DERECHOS
— NO SE PUEDE REPRODUCIR —

El *flujo unidimensional* no considera variaciones o cambios en la velocidad, presión, etc., transversales a la dirección del flujo principal. Las condiciones en una sección transversal se expresan en términos de valores promedio de velocidad, densidad y otras propiedades. En un *flujo bidimensional* se supone que todas las partículas fluyen en planos paralelos a lo largo de trayectorias idénticas en cada uno de estos planos; de aquí que no haya cambios en el flujo normal a estos planos. El *flujo tridimensional* es el flujo más general en el cual los componentes de velocidad u, v, w en direcciones perpendiculares son funciones de coordenadas de espacio y tiempo x, y, z y t . Los métodos de análisis son en general matemáticamente complejos y sólo se pueden tratar fronteras de flujo con geometría simple.

Una línea de corriente es una línea continua trazada a través del fluido en forma tal que tiene la dirección del vector de velocidad en cada punto. No puede haber flujo a través de una línea de corriente. Ya que una partícula se mueve en la dirección de la línea de corriente en cualquier instante, su desplazamiento δs con componentes $\delta x, \delta y, \delta z$ tiene la dirección del vector velocidad q con componentes u, v, w en las direcciones x, y, z , respectivamente. Entonces la ecuación

$$\frac{\partial x}{u} = \frac{\partial y}{v} = \frac{\partial z}{w}, \quad (2.5)$$

establece que los componentes correspondientes son proporcionales y por tanto δx y q tienen la misma dirección. Expresando los desplazamientos en forma diferencial

$$\frac{dx}{u} = \frac{dy}{v} = \frac{dz}{w}, \quad (2.6)$$

se obtienen las ecuaciones diferenciales de una línea de corriente. Las ecuaciones (2.6) son dos ecuaciones independientes; cualquier línea continua que las satisfaga es una línea de corriente.

En flujo a régimen permanente, ya que no hay cambio en la dirección del vector de velocidad en cualquier punto, la línea de corriente tiene una inclinación fija en cada punto y está por tanto *fija en el espacio*. Una partícula se mueve siempre tangente a la línea de corriente, por lo que, en flujo permanente, la *trayectoria de una partícula* es una línea de corriente. En el flujo a régimen no permanente, ya que la dirección del vector de velocidad en cualquier punto puede cambiar con el tiempo, una línea de corriente puede desplazarse en el espacio de instante a instante. Una partícula, sigue una línea de corriente por un instante, otra en el siguiente instante, y así sucesivamente, de tal forma que la trayectoria de la partícula puede no tener semejanza con ninguna línea de corriente instantánea dada.

En la ilustración de un flujo incompresible bidimensional (Figura 2.2), las líneas de corriente han sido dibujadas de manera que por unidad de tiempo, el volumen que fluye entre las líneas de corriente adyacentes es el mismo si la unidad de profundidad se considera normal al plano de la figura. Por lo tanto, cuando las líneas de corriente están más juntas la velocidad deberá ser mayor, y viceversa. Si v es la velocidad promedio entre dos líneas de corriente adyacentes en alguna posición donde la separación es h , la tasa de flujo Δq es

$$\Delta q = v h . \quad (2.7)$$

En cualquier otra posición en la gráfica, donde la distancia entre líneas de corriente es h_1 , la velocidad promedio es $v_1 = \Delta q / h_1$. Al aumentar el número de líneas de corriente dibujadas, es decir, al disminuir Δq , en el caso límite se obtiene la velocidad en un punto.

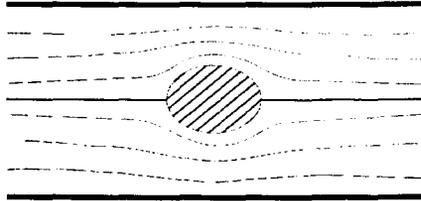


Figura 2.2 Líneas de corriente para flujo a régimen permanente en torno de un cilindro entre paredes paralelas¹.

Un *tubo de corriente* es el tubo formado por todas las líneas de corriente que pasan a través de una pequeña curva cerrada. Durante el flujo a régimen permanente esta fija en el espacio y no puede haber flujo a través de sus paredes, porque el vector de velocidad no tiene componente normal a la superficie del tubo.

Sistema y volumen de control

Un sistema se refiere a una masa definida de material distinguiéndola de toda la demás materia, denominada entorno o alrededores. Las fronteras de un sistema forman una superficie cerrada que puede variar con el tiempo, de manera que contenga la misma masa durante cambios en su condición.

La ley de conservación de masa afirma que la masa dentro de un sistema permanece constante con el tiempo (haciendo caso omiso de los efectos de relatividad). En forma de ecuación

$$\frac{dm}{dt} = 0. \quad (2.8)$$

La segunda ley de movimiento de Newton generalmente se expresa para un sistema como

$$\sum F = \frac{d}{dt}(mv), \quad (2.9)$$

en la que m es la masa constante del sistema. $\sum F$ se refiere a la resultante de todas las fuerzas externas que actúan sobre el sistema, incluyendo fuerzas de cuerpo tales como la gravedad, y v es la velocidad del centro de masa del sistema.

Un *volumen de control* se refiere a una región en el espacio y es útil en el análisis de situaciones donde ocurre flujo dentro y fuera del espacio. La frontera de un volumen de control es su *superficie de control*. El tamaño y la forma del volumen de control son arbitrarios, pero con frecuencia se hacen coincidir con fronteras sólidas en partes; en otras partes se dibujan normales a las direcciones del flujo para simplificar. Bajo la suposición de una velocidad uniforme sobre un sistema y sus alrededores, a veces se puede encontrar una situación conveniente para la aplicación del volumen de control. El concepto de volumen de control se usa en la derivación de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía, así como en la solución de muchos tipos de problemas. Al volumen de control también se le denomina *sistema abierto*.

Cualquiera que sea la naturaleza del flujo, a las siguientes relaciones que se pueden expresar en forma analítica deben satisfacerse:

1. Las leyes de movimiento de Newton, que deben cumplirse para cada partícula en todo instante.
2. La relación de continuidad; la ley de la conservación de la masa.

3. La primera y segunda leyes de la termodinámica.
4. Condiciones de frontera; afirmaciones analíticas de que un fluido real tiene velocidad nula relativa a una frontera en una frontera o que fluidos sin fricción no pueden penetrar una frontera.

Considerando alguna situación de flujo general, (Figura 2.3), en la que la velocidad de un fluido está dada en relación a un sistema de coordenadas xyz . En el tiempo t considérese una cierta masa de un fluido dentro de un sistema, que tiene indicadas las fronteras con línea punteada. Considere también un volumen de control fijo, en relación con los ejes xyz , que coincide exactamente con el sistema en el tiempo t . En el tiempo $t + \delta t$ el sistema se ha movido, ya que las partículas de masa se mueven a la velocidad asociada con su ubicación.

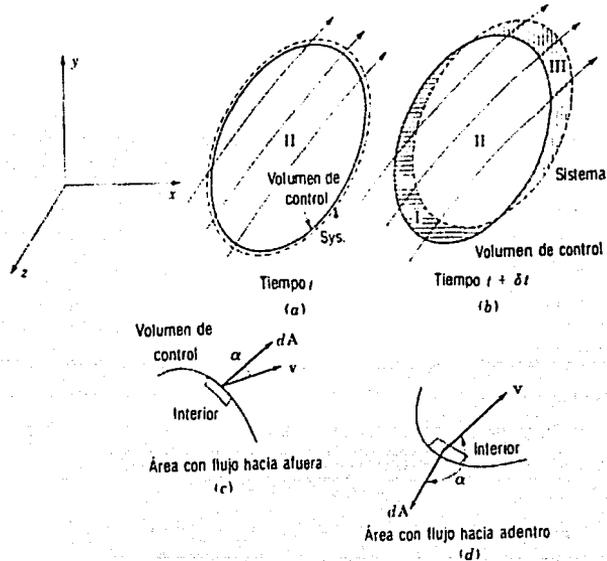
Sea N la cantidad total de alguna propiedad (masa, energía, cantidad de movimiento) dentro del sistema en el tiempo t , y sea η la cantidad de esta propiedad, por unidad de masa, en todo el fluido. La rapidez de aumento de N para el sistema se formula en términos del volumen de control.

En $t + \delta t$, (Fig.2.3b), el sistema consta de los volúmenes II y III, mientras que en el tiempo t ocupa el volumen II, (Fig.2.3a). El aumento en la propiedad de N dentro del sistema en el tiempo δt está dado por

$$N_{ii,ii,\delta t} - N_{ii,t} = \left(\int_{II} \eta \rho dV + \int_{III} \eta \rho dV \right)_{t+\delta t} - \left(\int_{II} \eta \rho dV \right)_t \quad (2.10)$$

en la que dV es el elemento de volumen. Reacomodando, después de sumar y restar a la derecha y luego dividiendo todo por δt se tiene que:

$$N_{ii,ii,\delta t} - N_{ii,t} = \left(\int_{II} \eta \rho dV \right)_{t+\delta t} \quad (2.11)$$


 Figura 2.3 Sistema con volumen de control en el tiempo t en un campo de velocidad¹.

conduce a

$$N_{\text{int.}} - N_{\text{ext.}} = \left(\int_{\text{II}} \eta \rho \, dV + \int_{\text{I}} \eta \rho \, dV \right)_{t+\delta t} - \left(\int_{\text{II}} \eta \rho \, dV \right)_t + \left(\int_{\text{III}} \eta \rho \, dV \right)_{t+\delta t} - \left(\int_{\text{I}} \eta \rho \, dV \right)_{t+\delta t} \quad (2.12)$$

FALLA DE ORIGEN

El término a la izquierda es la rapidez promedio de aumento de N dentro del sistema durante el tiempo δt . En el límite cuando δt se acerca a cero se convierte en dN/dt . Si el límite se toma cuando δt se acerca a cero para el primer término en el lado derecho de la ecuación, las dos primeras integrales son la cantidad de N en el volumen de control en $t + \delta t$ y la tercera integral es la cantidad de N en el volumen de control en el tiempo t . El límite es

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \eta \rho dV, \quad (2.13)$$

siendo necesaria la parcial cuando el volumen se mantiene constante (el volumen de control) cuando $\delta t \rightarrow 0$.

El siguiente término, que es la rapidez de flujo de N saliendo del volumen de control, el límite, se puede escribir

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\left(\int \eta \rho dV \right)_{t+\delta t}}{\delta t} = \int \eta \rho v \cdot dA = \int \eta \rho v \cos \alpha dA, \quad (2.14)$$

área con flujo hacia afuera

en la que dA , (Fig.2.3c), es el vector que representa un elemento de área del área de salida del flujo. Tiene una dirección normal al elemento de área de superficie del volumen de control, siendo positiva hacia fuera; α es el ángulo entre el vector de velocidad y el vector de área elemental.

En forma similar, el último término de la ecuación (2.12), que es la rapidez de flujo de N entrando al volumen de control, es el límite,

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\int_V \eta \rho dV \right)_{t+\delta t} - \left(\int_V \eta \rho dV \right)_t}{\delta t} = \int_{\text{área con flujo hacia adentro}} \eta \rho v \cdot dA = - \int \eta \rho v \cos \alpha dA. \quad (2.15)$$

Se necesita el signo de menos ya que $v \cdot dA$ (o $\cos \alpha$) es negativo para flujo hacia adentro, (Fig.2.3d). Los dos últimos términos de la ecuación (2.12), dados por las ecuaciones (2.14) y (2.15) se pueden combinar en un solo término, que es una integral sobre la superficie completa del volumen de control (sc)

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\left(\int_V \eta \rho dV \right)_{t+\delta t}}{\delta t} - \frac{\left(\int_V \eta \rho dV \right)_t}{\delta t} \right) = \int_{sc} \eta \rho v \cdot dA = \int_{sc} \eta \rho v \cos \alpha dA. \quad (2.16)$$

Donde no hay flujo hacia adentro o hacia fuera, $v \cdot dA = 0$, de aquí la ecuación se puede evaluar sobre la superficie de control total.

Juntando los términos recomodados de la ecuación (2.12), se obtiene

$$\frac{dN}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_V \eta \rho v \cdot dV + \int_{sc} \eta \rho v \cdot dA. \quad (2.17)$$

La ecuación (2.17) indica que la rapidez de aumento de N , dentro de un sistema, es exactamente igual a la rapidez de aumento de la propiedad N dentro del volumen de control (fijo relativo a xyz), más la rapidez neta de flujo neto de N a través de la frontera del volumen de control.

La ecuación (2.17) es válida si el volumen de control, fijo en tamaño y forma, tiene una velocidad de traslación uniforme.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Continuidad

Las ecuaciones de continuidad se desarrollan a partir del principio general de la conservación de la masa ecuación (2.8), que afirma que la masa dentro de un sistema permanece constante con el tiempo.

En la ecuación (2.17) sea N la masa del sistema m . entonces η es la masa por unidad de masa, o $\eta = 1$

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV + \int_{sc} \rho v \cdot dA. \quad (2.18)$$

La ecuación de continuidad para un volumen de control afirma que la rapidez de aumento de la masa dentro de un volumen de control es justamente igual a la rapidez neta del flujo hacia adentro del volumen de control.

ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

Considerando flujo a régimen permanente a través de una porción de tubo de corriente (Fig. 2.4). El volumen de control comprende las paredes del tubo de corriente entre las secciones 1 y 2, más las áreas en los extremos de las secciones 1 y 2. Dado que el flujo es a régimen permanente, el primer término de la ecuación (2.18) es cero, de aquí que

$$\int_{sc} \rho v \cdot dA = 0, \quad (2.19)$$

que afirma que la masa neta de flujo que sale del volumen de control debe ser cero. En la sección 1 la masa neta de flujo que sale es $\rho_1 v_1 \cdot dA_1 = -\rho_1 v_1 \cdot dA_1$, y en

sección 2 es $\rho_2 v_2 dA_2 = -\rho_2 v_2 dA_2$. Ya que no hay flujo a través de la pared del tubo de corriente

$$\rho_1 v_1 dA_1 = -\rho_2 v_2 dA_2, \quad (2.20)$$

es la ecuación de continuidad aplicada a dos secciones a lo largo de un tubo de corriente en flujo a régimen permanente.

Para un arreglo de tubos de corriente (Fig. 2.5), si ρ_1 es la densidad promedio en la sección 1 y ρ_2 la densidad promedio en la sección 2

$$m = \rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2, \quad (2.21)$$

en la que v_1 , v_2 representan velocidades promedio sobre las secciones transversales y m es la rapidez de flujo de la masa. La velocidad promedio sobre una sección transversal está dada por

$$v = \frac{1}{A} \int v dA. \quad (2.22)$$

Si la *descarga* Q (llamada también gasto volumétrico o flujo) se define como

$$Q = A v, \quad (2.23)$$

la ecuación de continuidad puede tomar la forma

$$m = \rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2, \quad (2.24)$$

para flujo incompresible a régimen permanente

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2. \quad (2.25)$$

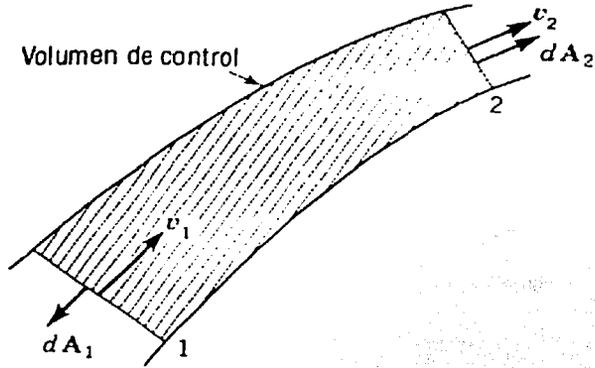


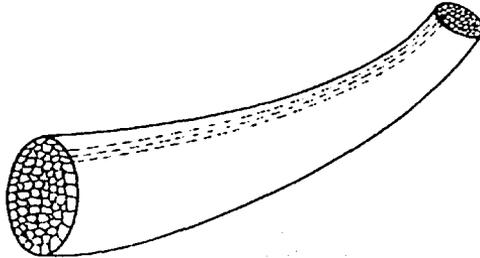
Figura 2.4 Flujo a régimen permanente a través de un tubo de corriente¹.

Para flujo con densidad constante, a régimen permanente o no permanente, la ecuación (2.18) se convierte en

$$\int_{sc} v dA = 0, \quad (2.26)$$

que expresa que el flujo neto de volumen es cero (esto implica que el volumen de control está lleno con líquido todo el tiempo).

Para estudios de flujo bi y tridimensionales deben usarse expresiones diferenciales de la ecuación de continuidad. Para coordenadas cartesianas tridimensionales, la ecuación (2.18) se aplica al elemento de volumen de control $\delta x \delta y \delta z$ de la Figura 2.6, con centro en (x, y, z) , donde los componentes de velocidad en las direcciones x, y, z son u, v, w , respectivamente y ρ es la densidad.

Figura 2.5 Arreglo de tubos de corriente entre fronteras fijas¹.

Considerando primero el flujo a través del par de caras normal a la dirección x , en la cara derecha el flujo hacia fuera es

$$\left[\rho u + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) \frac{\Delta x}{2} \right] \delta y \delta z, \quad (2.27)$$

ya que ambos, ρ y u , se supone varían continuamente a través del fluido; en esa expresión $\rho u \delta y \delta z$ es el flujo de masa a través de la cara central normal al eje x . El segundo término es la rapidez de aumento del flujo másico, con respecto a x , multiplicado por la distancia $\Delta x/2$ a la cara derecha. En la cara izquierda, el flujo hacia adentro del volumen es

$$\left[\rho u - \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) \frac{\Delta x}{2} \right] \delta y \delta z, \quad (2.28)$$

ya que el paso es $-\Delta x/2$. El flujo neto a través de estas dos caras es

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) \Delta x \delta y \delta z. \quad (2.29)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El flujo neto de mas hacia fuera es

$$\left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) \right] \delta x \delta y \delta z, \quad (2.30)$$

que toma el lugar de la parte derecha de la ecuación (2.18). La parte izquierda de la ecuación (2.18) para un elemento se convierte en

$$-\frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z. \quad (2.31)$$

Cuando se usan estas dos expresiones en la ecuación (2.18), después de dividir todo por el elemento volumen y tomando el límite cuando $\delta x \delta y \delta z$ se acerca a cero, la ecuación de continuidad en un punto se convierte en

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = -\frac{\partial \rho}{\partial t}, \quad (2.32)$$

que debe cumplirse para todo punto en el flujo, a régimen permanente o no permanente, compresible o incompresible. Para flujo incompresible se simplifica a

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (2.33)$$

Las ecuaciones (2.32) y (2.33) se pueden escribir en forma compacta en notación vectorial. Por medio de vectores unitarios fijos en las direcciones x, y, z, i, j, k , respectivamente, el operador ∇ se define como

$$\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z}. \quad (2.34)$$

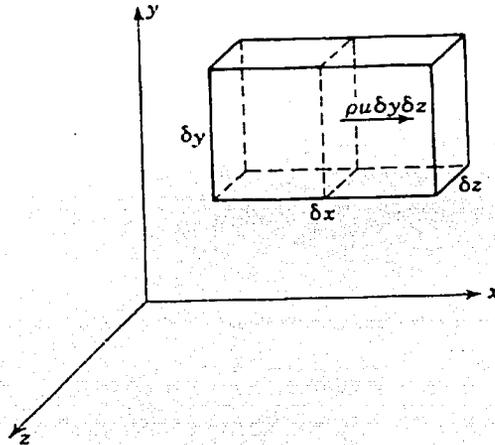


Figura 2.6 Volumen de control para la derivación de la ecuación de continuidad tridimensional en coordenadas cartesianas¹.

y el vector velocidad q está dado por

$$q = iu + jv + kw. \quad (2.33)$$

Entonces

$$\nabla \cdot (\rho q) = \left(i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z} \right) \cdot (\rho u + j\rho v + k\rho w) = \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w), \quad (2.34)$$

porque $i \cdot i = 1$, $i \cdot j = 0$. La ecuación (2.32) se convierte en

$$\nabla \cdot \rho q = -\frac{\partial \rho}{\partial t}, \quad (2.35)$$

y la ecuación (2.33) se convierte en

$$\nabla \cdot q = 0. \quad (2.36)$$

El producto $\nabla \cdot q$ se denomina *divergencia* del vector velocidad q , es decir, es el flujo neto de volumen por unidad de volumen en un punto y debe ser cero para flujo incompresible.

En flujo bidimensional, el cual generalmente se supone que ocurre en planos paralelos al plano xy , $w = 0$ y hay cambio con respecto a z , así que $\partial/\partial z = 0$, lo que reduce las ecuaciones tridimensionales dadas para continuidad.

ECUACIÓN DE ENERGÍA

La *primera ley* de la termodinámica para un sistema afirma que el calor Q_{12} agregado a un sistema, menos el trabajo W por éste realizado, depende solo de los estados inicial y final del sistema. La diferencia en los estados del sistema, siendo independiente de la trayectoria del estado inicial al final, debe ser una propiedad del sistema. Ésta es llamada energía interna E . La primera ley en forma de ecuación, es

$$Q_{12} - W = E_2 - E_1. \quad (2.37)$$

La energía interna por unidad de masa se llama e ; aplicando la ecuación (2.17), $N = E$ y $\eta = \rho e' \rho$,

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\mathcal{V}} \rho e dV + \int_{\mathcal{A}} \rho ev \cdot dA, \quad (2.38)$$

o bien, mediante la ecuación (2.36)

$$\frac{\delta Q_H}{\delta t} - \frac{\delta W}{\delta t} = \frac{dE}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\mathcal{V}} \rho e dV + \int_{\mathcal{A}} \rho ev \cdot dA. \quad (2.39)$$

El trabajo realizado por el sistema sobre sus alrededores puede desglosarse en dos partes: el trabajo W_p realizado por las fuerzas de presión sobre las fronteras en movimiento y el trabajo W_c realizado por fuerzas cortantes tal como el par torsional ejercido sobre un eje en rotación. El trabajo realizado por las fuerzas de presión en el tiempo δt es

$$\delta W_p = \delta t \int p v \cdot dA. \quad (2.40)$$

Por las definiciones de los términos de trabajo, la ecuación (2.39) se vuelve

$$\frac{\delta Q_H}{\delta t} - \frac{\delta W_c}{\delta t} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\mathcal{V}} \rho e dV + \int_{\mathcal{A}} \left(\frac{p}{\rho} + e \right) \rho v \cdot dA. \quad (2.41)$$

La energía interna e de una sustancia pura es la suma de las energías potencial, cinética e "intrínseca". La energía intrínseca u por unidad de masa se debe a las fuerzas y al espaciamento molecular (dependientes de p , ρ , o T):

$$e = gz + \frac{v^2}{2} + u. \quad (2.42)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TEOREMA DE BERNOULLI

El teorema de Bernoulli resulta de la aplicación de la ecuación de Euler, a los líquidos sujetos a la acción de la gravedad (líquidos pesados), en movimiento permanente.

En estas condiciones:

$$X = 0$$

$$Y = 0$$

$$Z = -g$$

Resultando para el movimiento:

$$\frac{1}{\rho} dp = -g dz - d\left(\frac{V^2}{2g}\right). \quad (2.43)$$

Dividiéndose por g:

$$dz + \frac{dp}{\rho g} + d\left(\frac{V^2}{2g}\right) = 0. \quad (2.44)$$

Y como $\rho g = \gamma$ (peso específico), dividiendo todos los términos por $ds(dx, dy, dz)$ se tiene:

$$\frac{d}{ds} \left(z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} \right) = 0. \quad (2.45)$$

$$z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \text{constante}. \quad (2.46)$$

TEOREMA DE BERNOULLI PARA LÍQUIDOS PERFECTOS

La figura 2.7 muestra parte de un tubo de corriente, en el cual fluye un líquido de peso específico γ . En las dos secciones indicadas, áreas A_1 y A_2 , actúan las presiones p_1 y p_2 y las velocidades son v_1 y v_2 , respectivamente.

Las partículas, inicialmente en A_1 , en un pequeño intervalo de tiempo, pasan a A_1' mientras que las A_2 se mueven hasta A_2' . Todo ocurre como si en ese intervalo de tiempo el líquido pasase de A_1A_1' hasta A_2A_2' .

Las partículas, inicialmente en A_1 , pasan en un pequeño intervalo de tiempo, a A_1' mientras que las A_2 se mueven hasta A_2' . Todo ocurre como si en ese intervalo de tiempo el líquido pasase de A_1A_1' hasta A_2A_2' .

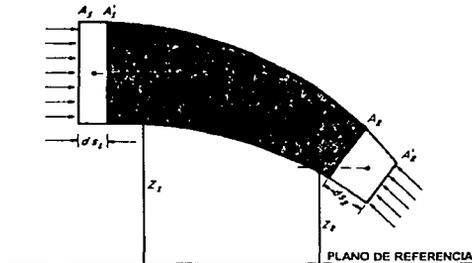


Figura 2.7 Sección de un flujo de corriente a través del cual fluye un líquido³.

De acuerdo con el teorema de las fuerzas vivas, "variación de la fuerza viva en sistema igual al trabajo total de todas las fuerzas que actúan sobre el sistema".

Así, considerando la variación de energía cinética $\left(\frac{1}{2} Mv^2\right)$.

$$\frac{1}{2} M^2 v_2^2 - \frac{1}{2} M v_1^2 = \frac{1}{2} M v^2. \quad (2.47)$$

Siendo el líquido incompresible:

$$\gamma A_1 dS_1 = \gamma A_2 dS_2 = \gamma Vol, \quad (2.48)$$

y la suma de los trabajos de las fuerzas externas (empuje y gravedad – no hay fricción por tratarse de un líquido perfecto) será:

$$p_1 A_1 dS_1 - p_2 A_2 dS_2 + \gamma Vol (Z_1 - Z_2). \quad (2.49)$$

Iguando:

$$\frac{1}{2} \frac{\gamma}{g} Vol v_2^2 - \frac{1}{2} \frac{\gamma}{g} Vol v_1^2 = (p_1 - p_2) Vol + \gamma (Z_1 - Z_2) Vol. \quad (2.50)$$

Simplificando:

$$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + Z_1 - Z_2, \text{ o bien,}$$

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + Z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 = \text{constante.} \quad (2.51)$$

El teorema de Bernoulli, puede ser enunciado como: " A lo largo de cualquier línea de corriente la suma de las alturas cinéticas ($v^2/2g$), piezométrica (p/γ) y potencial (z) es constante".

Cada uno de los términos de la ecuación representa una forma de energía

$$\frac{v^2}{2g} = \text{energía (cinética)},$$

$$\frac{P}{\gamma} = \text{energía de presión o piezométrica},$$

$$z = \text{energía de posición o potencial}.$$

Expresando cada uno de los términos en metros (unidad lineal del sistema M. K. S. – Técnico), constituyendo lo que se denomina *carga*:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{m^2/s^2}{m^2/s^2} \rightarrow m \text{ (carga de velocidad dinámica)}$$

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{kg/m^2}{kg/m^3} \rightarrow m \text{ (carga de presión)}$$

$$z = m \rightarrow m \text{ (carga geométrica o de posición)}$$

REVERSIBILIDAD, IRREVERSIBILIDAD Y PÉRDIDAS

Un *proceso* puede definirse como la trayectoria de la sucesión de estados a través de los cuales pasa el sistema, tales como los cambios de velocidad, elevación, presión, densidad temperatura, etc. Cuando es posible que un proceso se lleve a cabo de tal manera que pueda ser *invertido*, es decir, que regrese a su estado original sin ningún cambio final ya sea en el sistema o sus alrededores, se dice que es *reversible*. En cualquier situación de flujo de un fluido real, o cambio en un sistema mecánico, los efectos de fricción viscosa fricción de Coulomb, expansión no limitada, histéresis, etc., impiden que el proceso sea reversible.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Quando cierto proceso tiene un solo efecto sobre sus alrededores, equivalente al levantamiento de un peso, se dice que ha realizado un *trabajo* en sus alrededores. Un proceso verdadero es *irreversible*. La diferencia entre la cantidad de trabajo que una sustancia puede llevar a cabo al cambiar de un estado a otro a lo largo de una trayectoria reversible y el trabajo real que produce para la misma trayectoria se denomina *irreversibilidad* del proceso. Puede definirse en términos de trabajo por unidad de masa o peso o trabajo por unidad de tiempo. La irreversibilidad de un proceso se denomina *trabajo perdido*, es decir, es la pérdida de capacidad para realizar un trabajo por virtud de la energía potencial, energía cinética o presión perdida.

ECUACIÓN DE ENERGÍA A RÉGIMEN PERMANENTE

Quando se aplica la ecuación (2.41) a un flujo a régimen permanente a través de un volumen de control similar al de la figura 2.8, la integral de volumen se elimina y se convierte en

$$\frac{\delta Q_H}{\delta t} + \left(\frac{p_1}{\rho_1} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} + u_1 \right) \rho_1 v_1 A_1 = \frac{\delta W_s}{\delta t} + \left(\frac{p_2}{\rho_2} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2} + u_2 \right) \rho_2 v_2 A_2. \quad (2.52)$$

Ya que el flujo es a régimen permanente en esta ecuación, es conveniente dividir todo entre la masa por segundo que fluye a través del sistema $\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2$, obteniéndose

$$q_H + \frac{p_1}{\rho_1} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} + u_1 = w_s + \frac{p_2}{\rho_2} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2} + u_2, \quad (2.53)$$

donde q_H es el calor añadido por unidad de masa de fluido y w_s es el trabajo hecho por el fluido por unidad de masa de fluido. Ésta es la ecuación de *energía* para flujo a régimen permanente a través de un volumen de control.

La ecuación de energía (2.53) en forma diferencial, para flujo a través de un tubo de corriente (Fig. 2.9) sin trabajo de flecha, es

$$d \frac{p}{\rho} + g dz + v dv + du - dq_H = 0. \quad (2.54)$$

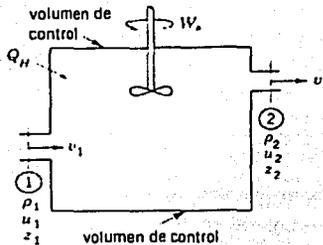


Figura 2.8 Volumen de control con flujo a través de la superficie de control normal a la superficie¹.

Reacomodando términos, se obtiene:

$$\frac{dp}{\rho} + g dz + v dv + du + p d \frac{1}{\rho} - dq_H = 0. \quad (2.55)$$

Para flujo sin fricción la suma de los tres primeros términos es igual a cero en base a la ecuación de Euler $\left(\frac{dp}{\rho} + g dz + v dv = 0 \right)$; los tres últimos términos son una forma de la primera ley de la termodinámica para un sistema.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$dq_H = pd \frac{1}{\rho} + du. \quad (2.56)$$

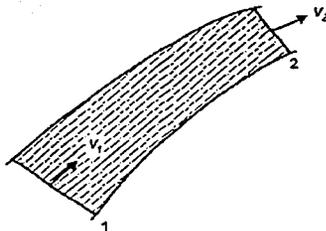
Para flujo reversible, la entropía s por unidad de masa se define por

$$ds = \left(\frac{dq_H}{T} \right)_{rev}. \quad (2.57)$$

en la que T es la temperatura absoluta. Esta ecuación puede tener las unidades Btu por slug y grado Rankine o libras pie por slug y grado Rankine, ya que el calor puede expresarse en libras pie (1 Btu = 778 pie.lb). En unidades del SI, s está en joules por kilogramo-kelvin. Ya que la ecuación (2.56) es para un fluido sin fricción (reversible) se puede eliminar dq_H de las ecuaciones (2.56) y (2.57)

$$Tds = du + pd \frac{1}{\rho}, \quad (2.58)$$

la cual constituye una relación termodinámica muy importante. La ecuación (2.58) es una forma de la segunda ley de la termodinámica.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 2.9 Tubo de corriente como volumen de control¹.

APLICACIÓN DE LA ECUACIÓN DE ENERGÍA A CASOS DE FLUJO DE FLUIDOS A RÉGIMEN PERMANENTE

Para un fluido incompresible se tiene la siguiente ecuación

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + \text{pérdidas}_{1-2} \quad (2.59)$$

en la que cada término es ahora energía en libras pie por libra o metro-newtons por newton, incluyendo el término de pérdida. El término trabajo se ha omitido pero puede incluirse si se necesita.

PÉRDIDAS DEBIDO A UNA EXPANSIÓN REPENTINA EN UN TUBO

Las pérdidas debido a una expansión repentina en una tubería se pueden calcular con las ecuaciones de energía y cantidad de movimiento. Para flujo a régimen permanente, incompresible y turbulento a través de un volumen de control entre las secciones 1 y 2 de la expansión repentina de la Figura 2.10a y b la pequeña fuerza cortante ejercida sobre las paredes entre las dos secciones puede despreciarse. Suponiendo una velocidad uniforme sobre las secciones transversales de flujo, a la que se aproxima en flujo turbulento, la aplicación de la ecuación

$$\sum F_x = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\text{v}} v_x dV + \int_{\text{sc}} \rho v_x v \cdot dA, \quad (2.60)$$

produce

$$p_1 A_2 - p_2 A_2 = v_2 (v_2 A_2) + \rho v_1 (-v_1 A_1). \quad (2.61)$$

En la sección 1 la aceleración radial de las partículas de fluido en el remolino a lo largo de la superficie es pequeño, y por tanto ocurre en general una

variación de presión hidrostática a través de la sección. La ecuación de energía (2.59) aplicadas a las secciones 1 y 2 con el término de pérdida h_l , es

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + h_l, \quad (2.62)$$

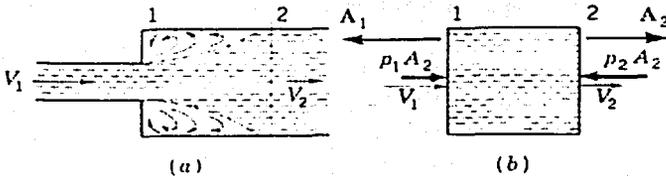


Figura 2.10 Expansión repentina en un tubo¹.

Resolviendo para $(p_1 - p_2)/\gamma$ en cada ecuación e igualando los resultados da

$$\frac{v_2^2 - v_1 v_2}{g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_l.$$

Como $v_1 A_1 = v_2 A_2$

$$h_l = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2, \quad (2.63)$$

la que indica que las pérdidas en flujo turbulento son proporcionales al cuadrado de la velocidad.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

III. FLUJO EN REDES DE TUBERÍAS

Introducción

En hidráulica, cualquier conducto cerrado que lleva un fluido bajo presión se considera como tubería, no importa cual sea la forma de su sección transversal. Generalmente, una tubería tiene sección circular. Los conductos cerrados que no tienen flujo lleno se consideran como canales abiertos.

Las tuberías se fabrican en algunos diámetros específicos. En las aplicaciones actuales se escoge el mayor tamaño más cercano, en términos del llamado diámetro nominal. El diámetro nominal no representa necesariamente el diámetro interior de la tubería.

Los cálculos de flujo en tuberías, se dirigen por lo general a determinar la suma de las pérdidas de energía mientras se conducen fluidos de un punto a otro a presiones y cantidades especificadas. Ya sea utilizando la energía potencial de un depósito suficientemente elevado o la energía de presión entregada por una bomba, la energía aplicada debe vencer las pérdidas de energía incurridas. Los factores que afectan a las pérdidas de energía durante el flujo en las tuberías son independientes de la presión. El parámetro más importante que influye sobre estas pérdidas de energía es la energía cinética del flujo, $v^2/2g$. Otros parámetros que influyen son geométricos, e incluyen, en su mayor parte, la longitud L y el diámetro D .

En las tuberías hay dos clases de pérdidas de energía del flujo: pérdidas locales y pérdidas de fricción a lo largo de la tubería. Las pérdidas locales, ocurren cuando se presentan cambios bruscos en la geometría de los conductos, como son los codos, válvulas y cambios súbitos en los diámetros y otras semejantes. Las pérdidas de fricción a lo largo del conducto son causadas por la rugosidad de las paredes de la tubería y por el esfuerzo cortante entre las partículas del fluido

según se mueven por la tubería a diferentes velocidades. En ambos caso, la energía cinética es la variable primaria de control.

El concepto de velocidad media es estadístico; un determinado gasto Q pasa como promedio a través del área A de la sección transversal de la tubería en un cierto punto. El movimiento turbulento de las partículas del fluido es la razón de gran parte de las pérdidas de energía en el flujo en las tuberías. El grado de turbulencia crece con el aumento de la velocidad. Una medida de turbulencia es un término carente de dimensión llamado *número de Reynolds*, Re que se define como:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu}, \quad (3.1)$$

en donde v es la velocidad media del flujo, D es el diámetro de la tubería y ν es la viscosidad cinemática del fluido. Para el agua a temperatura ambiente, la viscosidad cinemática se puede tomar como $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, en una buena aproximación.

En los cálculos de flujo en las tuberías se utilizan dos ecuaciones fundamentales: la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli. La ecuación de continuidad permite el cálculo de las velocidades en cualquier punto de la línea de la tubería, donde se proporcione el diámetro y se conozca el gasto.

FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DE TUBERÍAS

Cuando un líquido circula por un tubo sufre pérdidas en su energía; estas pérdidas se deben a las siguientes causas:

- 1) Pérdidas por fricción
- 2) Pérdidas por entrada

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

- 3) Pérdidas por salida
- 4) Pérdidas por ensanchamiento súbito del tubo
- 5) Pérdidas por contracción súbita del tubo
- 6) Pérdidas por obstrucciones en el tubo (válvulas, etc.)
- 7) Pérdidas por cambio de dirección en la circulación

La pérdida más importante es la debida a la fricción, aunque en ciertos casos algunas de las otras pueden ser de importancia, y en otros pueden incluso no existir.

En cada caso particular, las que tienen mayor valor se les llama *pérdidas principales* y las que tienen valores pequeños que a veces pueden despreciarse se llaman *pérdidas secundarias*.

1) PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN.

Cuando la tubería es de gran longitud, esta pérdida es la principal y llega a ser tan grande que a veces pueden despreciarse las demás por ser muy pequeñas.

La pérdida por fricción es un término homogéneo con los otros términos de la ecuación de Bernoulli, es decir, está valuado en metros o pies ; según el sistema de unidades que se usa. Se representa por H_f y depende de:

- A) El material del que está construido el tubo (fierro, concreto, madera, etc.)
- B) El estado de la tubería (si es vieja y hay incrustaciones donde el frotamiento es mayor que cuando los tubos son nuevos)
- C) La longitud de la tubería

D) El diámetro

E) La velocidad de circulación del líquido en la tubería

Las leyes que rigen a la pérdida de carga por fricción son:

- 1ª) Es proporcional a la longitud de la tubería
- 2ª) Es inversamente proporcional al diámetro del tubo
- 3ª) Es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad de circulación.

Éstas son las leyes que se conocen como leyes de Chezy y engloban una fórmula fundamental en el cálculo de tuberías. De acuerdo con estas leyes y considerando además que la pérdida por fricción depende del material y del estado de la tubería se usa un coeficiente f que dependa de estas dos cosas. Si llamamos H_f a la pérdida por fricción entre dos puntos de una tubería situados a una distancia L se puede escribir la *fórmula de Chezy* modificada por Darcy:

$$H_f = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.2)$$

que es una fórmula empírica, es decir, es resultado de la experiencia y por eso no puede demostrarse. En la que la constante de proporcionalidad f , se llama *factor de fricción*. El propio factor de fricción es un parámetro de flujo función de la viscosidad cinemática del fluido en movimiento y del grado de rugosidad de la pared de la tubería. Como en los estudios científicos originales se creó la rugosidad de la pared de la tubería cubriendo las paredes de la tubería con arena de diámetro conocido, la rugosidad de los materiales de tubería comercialmente obtenibles, se definía en términos de la *rugosidad equivalente de arena*. En la tabla 3.1 se muestra una lista de valores de esta rugosidad equivalente de la

arena para varios materiales de tubería. Dividiendo la rugosidad equivalente de la arena por el diámetro interior de la tubería, se obtiene un número adimensional llamado *rugosidad relativa*.

Tabla 3.1 Rugosidad equivalente de la arena, para tuberías.

Superficie de la tubería comercial, nueva	ϵ (metros)	$v \cdot \epsilon$	$\frac{g \cdot \epsilon^3}{v^2}$
Vidrio, lucita, cobre	Liso	-	-
Acero, hierro forjado	0.5×10^{-4}	0.5×10^{-10}	1.2
Hierro colado revestido interiormente de asfalto	1.2×10^{-4}	1.2×10^{-10}	17
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	1.5×10^{-10}	33
Hierro colado	2.5×10^{-4}	2.5×10^{-10}	153.3
Tuberías de concreto	$10^{-3} - 10^{-2}$	$10^{-9} - 10^{-8}$	$10^{-4} - 10^{-7}$

$$v = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

La ecuación de Darcy-Weisbach (ec. 3.2) y el diagrama de Moody (Figura 3.1) se pueden usar directamente en aquellos problemas donde se busca la pérdida por energía, h_L y se conocen el gasto y las características de la tubería. Para tales casos, se calculan primero la rugosidad relativa, ϵ/D y el número de Reynolds a partir de la ecuación 3.1.

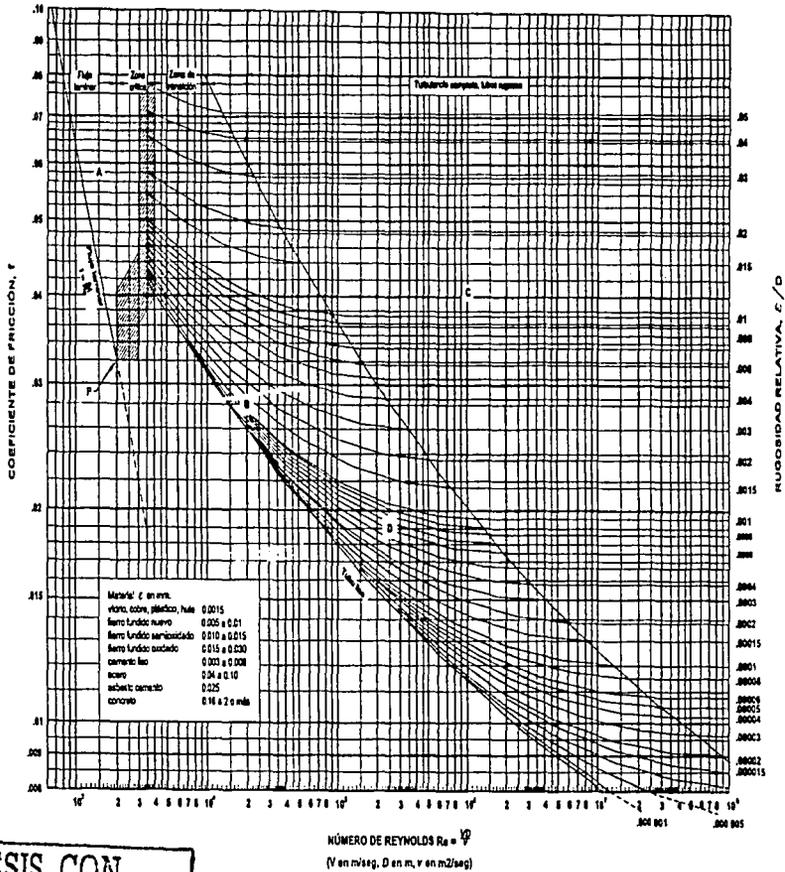
Los valores de f que se pueden emplear se presentan en la tabla 3.2:

Tabla 3.2 Valores de f para emplearse en la fórmula (2.2) de Darcy- Weisbach

Diámetro en Pulgadas	TUBERÍA DE HIERRO								TUBERÍA DE CONCRETO			
	Nueva				Vieja							
	VELOCIDAD EN METROS POR SEGUNDO											
	0.50	1.50	3.00	6.00	0.50	1.50	3.00	6.00	0.50	1.50	3.00	6.00
1	.040	.035	.034	.030	.071	.071	.071	.071	.055	.047	.043	.039
3	.030	.027	.025	.023	.054	.054	.054	.054	.042	.035	.033	.030
6	.025	.023	.021	.019	.045	.045	.045	.045	.035	.030	.027	.025
10	.022	.020	.019	.017	.040	.040	.040	.040	.031	.026	.024	.022
15	.020	.018	.017	.015	.036	.036	.036	.036	.027	.024	.022	.020
24	.018	.016	.015	.013	.032	.032	.032	.032	.024	.021	.019	.018
36	.016	.014	.014	.012	.029	.029	.029	.029	.022	.019	.017	.016
48	.015	.013	.013	.011	.026	.026	.026	.026	.020	.018	.016	.015
72	.013	.012	.011	.010	.024	.024	.024	.024	.019	.016	.015	.013

Supongamos un tubo horizontal de sección constante, por el que circula agua en el sentido indicado por la flecha (Fig. 3.2). La energía total que el líquido posee en un punto dado, es la suma de la carga de posición, la carga de velocidad y la carga de presión.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



NÚMERO DE REYNOLDS $Re = \frac{vD}{\nu}$
 (v en m/seg, D en m, ν en m²/seg)

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Figura 3.1 Diagrama de Moody¹.

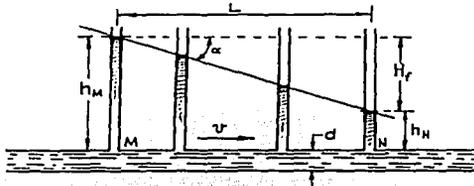


Figura 3.2 Energía total que posee el líquido en un punto dado⁴.

Si en un punto M del tubo se hace un orificio y se inserta un tubo que llamamos piezométrico, el agua penetrará y ascenderá hasta un determinado nivel cuya altura es justamente la medida de presión ahí:

$$h_M = \frac{P_M}{\gamma}$$

A medida que el líquido circula en el tubo, su energía total va disminuyendo debido a que la va empleando en vencer la fricción. Como el tubo es de sección constante la velocidad de circulación es igual en todo el tubo y por lo tanto la carga de velocidad es la misma en cualquier sección. Debido a que el tubo es horizontal no hay pérdida de energía de posición.

Si se toma un punto N situado a una distancia L delante de M no habrá variación en la carga de velocidad ni de posición, en cambio, la carga de presión si disminuye, es decir, existe una pérdida de carga y ello se debe a la fricción.

Si insertamos otro piezómetro entre los dos anteriores, justamente a la mitad de L el agua subirá hasta la semisuma de los dos niveles anteriores. Si seguimos insertando piezómetros a lo largo de la tubería, sus niveles estarán en línea recta; esta recta es el lugar geométrico de esos niveles y es lo que se llama

línea de gradiente hidráulico y está en estrecha relación con el número de Reynolds pues se ve afectada por la mayor o menor turbulencia del líquido, éste es un amplio campo de experimentación cuyos resultados pueden afectar seriamente algunas consideraciones aceptadas en la actualidad.

El cociente: $\frac{H_f}{L}$ es la pendiente de la línea del gradiente hidráulico, y también se llama *pendiente hidráulica de la tubería*, (es la tangente del ángulo α) y es de capital importancia en el estudio de escurrimiento del agua en los tubos.

Imaginemos una tubería por la cual circula agua, con un piezómetro insertado como lo indica la (Fig. 3.3), marcando una determinada altura h . En el punto B donde la línea del gradiente toca a la tubería la presión es cero; quiere decir que toda la energía de presión que tenía el agua en A se ha empleado en producir circulación de A a B y que si queremos que la circulación continúe más allá de B tendremos que colocar una bomba.

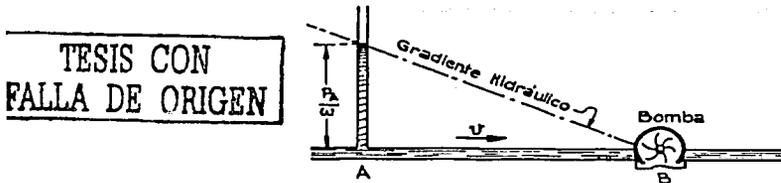


Figura 3.3 Gradiente hidráulico o pendiente hidráulica de la tubería⁴.

Las tuberías de una longitud mayor de 30 metros poco, más o menos, generan significativamente más pérdida por fricción en su longitud que las causadas por las condiciones de entrada y salida y los accesorios que en ellas se encuentran. Las tuberías más cortas tienen relativamente menos pérdidas por fricción, y en comparación, las pérdidas locales pueden ser importantes.

Las pérdidas locales en los accesorios de tubería son proporcionales a la energía cinética, $v^2/2g$. La constante de proporcionalidad se determina generalmente por experimentos de laboratorio de cada tipo de accesorio. La energía que se pierde por un accesorio se puede calcular con la fórmula:

$$h_L = k \cdot v^2/2g$$

donde k es la constante de proporcionalidad. Se muestra una tabla de los valores de k para algunos accesorios comunes (Apéndice A). La velocidad que se debe sustituir en la ecuación anterior es generalmente la velocidad en la tubería antes del accesorio. Puede que sea conveniente en algunos casos convertir las pérdidas locales menores en una "longitud equivalente de la tubería", la que entonces se puede añadir a la longitud de la tubería considerada.

$$l_{\text{equivalente}} = \frac{k \cdot D}{f}$$

Donde k es la constante de proporcionalidad, D es el diámetro de la tubería y f el factor de fricción.

OTRAS FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DE TUBERÍAS

Varios investigadores han encontrado valores diferentes para los coeficientes y exponentes en la fórmula general de Darcy, que dependen en muchos casos de las condiciones y límites de los experimentos.

Empleando la siguiente nomenclatura:

L = longitud de la tubería en metros

H_f = pérdida de carga por fricción ocurrida en la longitud L

h = pérdida de carga por fricción ocurrida en 1000 metros de tubería

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

- d = diámetro interior de la tubería en metros
 v = velocidad media del agua en metros por segundo
 A = área de la sección en metros cuadrados
 $Q = Av$ = gasto en metros cúbicos por segundo
 $r =$ radio hidráulico = $\frac{d}{4}$

$S = \frac{H_f}{L}$ = pendiente del gradiente = pérdida de carga por metro de tubería, en metros

f, k, k_1, k_2, k_3, k_4 = coeficientes empíricos

m, n, t = exponentes empíricos

Si despejamos a la velocidad de la ecuación (3.2) se tiene:

$$v = \left(\frac{H_f d 2g}{f L} \right)^{1/2}$$

Para el cálculo, así como para la solución de esta ecuación por medio de diagramas, es cómodo considerar una longitud de tubería de mil metros y representar por h la pérdida de carga por fricción correspondiente a dicha longitud, entonces la ecuación anterior queda:

$$v = \sqrt{\frac{2g}{1000f}} d^{1/2} h^{1/2}$$

Diferentes investigadores en diversas clases de tuberías, han encontrado valores de los exponentes de d y h ligeramente diferentes de 0.5, así como la constante k_f :

$$v = k_f d^n h^m$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

en la cual n y m son los exponentes encontrados para cada caso particular.

En los problemas de tuberías no solamente es importante conocer la velocidad de circulación sino también el gasto, entonces:

$$Q = Av = k_3 d^i h^m$$

donde: $k_3 = 0.7854 k_2$ y $i = 2 + n$

Entre las fórmulas empíricas de algunos investigadores, tenemos las siguientes ya transformadas al sistema métrico y en las cuales d es el diámetro en metros y v es la velocidad de circulación en metros por segundo y h es la pérdida de carga por fricción en metros por kilómetro de tubería.

Fórmulas de Schoder para el cálculo de tuberías medianamente lisas:

$$v = 1.13 d^{0.67} h^{0.54}$$

$$Q = 0.89 d^{2.67} h^{0.54}$$

Fórmulas de Schoder y Dawson para el cálculo de tuberías incrustadas:

$$v = 0.932 d^{0.64} h^{0.51}$$

$$Q = 0.732 d^{2.64} h^{0.51}$$

Fórmulas de Schoder y Dawson para el cálculo de tuberías fuertemente incrustadas:

$$v = 0.76 d^{0.62} h^{0.50}$$

$$Q = 0.62 d^{2.62} h^{0.50}$$

Para escoger la fórmula adecuada para cada caso particular, se tienen las siguientes categorías de rugosidad.

A) TUBERÍAS EXTREMADAMENTE LISAS

Tuberías nuevas de bronce sin costura, estaño, plomo, vidrio y esmaltadas todas con superficie interior muy pareja a la vista y muy compacta y lisa al tacto.

B) CATEGORÍA INTERMEDIA ENTRE LA ANTERIOR Y LA SIGUIENTE

Tuberías llamadas comercialmente lisas recién tendidas: fierro fundido, forjado y duela revestida interiormente.

C) TUBERÍAS MEDIANAMENTE LISAS

Tuberías ordinarias después de 5 años de servicio: fierro fundido, lámina de acero remachada en espiral revestidas interiormente con asfalto (lámina delgada y remaches de cabeza plana).

Fierro forjado negro y galvanizado (esta última en diámetros pequeños puede corresponder a tuberías incrustadas aún desde nuevas).

Tablones, concreto reforzado, acero remachado en espiral galvanizado.

D) CATEGORÍA INTERMEDIA ENTRE LA ANTERIOR Y LA SIGUIENTE

En esta categoría quedan comprendidas las tuberías antes mencionadas después de 10 años de servicio sujetas a un deterioro normal. Puede considerarse esta categoría para proyectos de provisión de aguas.

E) TUBERÍAS INCRUSTADAS

Tuberías originalmente lisas deterioradas rápidamente después de 10 a 15 años de servicio.

Tuberías de lámina de acero, traslapadas después de algunos años de servicio.

Grandes colectores de tubería con superficie interior bastante regular, trabajando llenos.

Esta categoría de rugosidad es absolutamente conservadora para proyectos de redes de distribución cuya capacidad debe ser alcanzada después de 12 años de tendidas.

F) CATEGORÍA INTERMEDIA ENTRE LA ANTERIOR Y LA SIGUIENTE

Tuberías que tienen en lo particular una mayor rugosidad o juntas más frecuentes que las tuberías originarias para la conducción de aguas, por ejemplo tuberías de barro vitrificadas con sal interiormente, en buenas condiciones.

Albañales de tabique, de poco diámetro aplanados.

Pequeñas tuberías de acero remachadas hechas en secciones cuya longitud máxima sea de 2 a 3 diámetros.

G) TUBERÍAS EXTREMADAMENTE RUGOSAS O INCRUSTADAS

Tuberías con un grado de rugosidad o deterioro mayor al ordinario, por ejemplo pequeños distribuidores en provisión de aguas, después de 30 o 40 años de servicio.

Tubos de albañal de pequeño diámetro considerablemente sucios y con depósitos, tendidos con un alineamiento defectuoso.

Hay muchas más fórmulas empíricas debidas a otros investigadores, entre estas tenemos la de Manning, Hazen-Williams, King, etc; lo importante es conocer y escoger la más indicada para su caso particular, o bien escoger los coeficientes más adecuados. La fórmula de Scobey en sus dos formas para tuberías de concreto, particularizando 4 clases de tubos es:

$$v = 3.028 C_s d^{0.625} h^{0.5}$$

$$Q = 2.378 C_s d^{2.65} h^{0.5}$$

FÓRMULA DE HAZEN-WILLIAMS

Es comúnmente empleada para el cálculo de tuberías, en sus tres formas en el sistema métrico:

$$v = k_2 d^{0.63} h^{0.54}$$

$$Q = k_3 d^{2.63} h^{0.54}$$

$$H_f = k_4 \frac{L v^{1.852}}{d^{1.167}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Se tienen los siguientes valores proporcionados por los autores para los coeficientes:

Para tuberías extremadamente lisas y tendidas perfectamente alineadas:

$$k_2 = 1.190 \quad k_3 = 0.935 \quad y \quad k_4 = 0.000724$$

Para tuberías muy lisas, tales como tubería de fierro fundido nueva y en buen estado, así como tuberías de concreto lisas y alineadas:

$$k_2 = 1.105 \quad k_3 = 0.868 \quad y \quad k_4 = 0.000831$$

Para tuberías nuevas de acero, remachadas en espiral y cuando la dirección de la circulación es en el sentido del traslape. Tubería de fierro fundido de 10 años de uso:

$$k_2 = 0.935 \quad k_3 = 0.734 \quad y \quad k_4 = 0.001132$$

Para tuberías nuevas de acero, remachadas en espiral y cuando la dirección de la corriente es contra el traslape. Tubería de fierro fundido de 20 años de uso. Tuberías ordinarias de fierro forjado. Colectores de tabique en buen estado:

$$k_2 = 0.850 \quad k_3 = 0.668 \quad y \quad k_4 = 0.001351$$

Para tuberías de fierro, viejas y en muy malas condiciones variable de:

$$k_2 = 0.680 \quad k_3 = 0.534 \quad y \quad k_4 = 0.002041$$

a

$$k_2 = 0.510 \quad k_3 = 0.401 \quad y \quad k_4 = 0.003399$$

(valores correspondientes a tubería de lámina de acero, corrugada)

Para tuberías de muy pequeño diámetro, fuertemente incrustadas y en pésimas condiciones, se emplean los coeficientes más bajos:

$$k_2 = 0.340 \quad k_3 = 0.267 \quad \text{y} \quad k_4 = 0.007375$$

FÓRMULAS DE BARNES

Estas fórmulas son utilizadas para tubos nuevos y limpios, y en cada una de ellas se especifica un porcentaje que deberá agregarse en cada caso particular para obtener la capacidad requerida en la tubería.

Para tubería de hierro colado, asfaltadas. Al diseñar deberá agregarse un 45% al gasto Q con el objeto de preveer deterioros:

$$v = 1.179 d^{0.769} h^{0.529}$$

$$Q = 0.926 d^{2.769} h^{0.529}$$

$$H_f = 0.000700 \frac{L v^{1.891}}{d^{1.454}}$$

Para tuberías nuevas, de hierro colado, sin revestimiento interior, se le agrega 55% al gasto q para preveer deterioros:

$$v = 1.077 d^{0.600} h^{0.512}$$

$$Q = 0.845 d^{2.600} h^{0.512}$$

$$H_f = 0.000867 \frac{L v^{1.953}}{d^{1.172}}$$

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Para tuberías nuevas, de hierro forjado, remachada en espiral y asfaltadas interiormente. Agregar 33% al gasto Q para preveer deterioros:

$$v = 1.096 d^{0.608} h^{0.557}$$

$$Q = 0.861 d^{2.608} h^{0.557}$$

$$H_f = 0.000843 \frac{L v^{1.795}}{d^{1.092}}$$

Para tuberías nuevas de hierro forjado, remachada, asfaltada interiormente así como para tuberías de lámina de acero. Agregar 33% al gasto para prever deterioros:

$$v = 1.188 d^{0.723} h^{0.527}$$

$$Q = 0.933 d^{2.723} h^{0.527}$$

$$H_f = 0.000721 \frac{L v^{1.898}}{d^{1.372}}$$

Para tubería nueva de hierro forjado, doblemente remachada, y asfaltada interiormente, así como para tubería de lámina de acero. Agregar 33% al gasto Q para preveer deterioros:

$$v = 1.000 d^{0.440} h^{0.520}$$

$$Q = 0.785 d^{2.440} h^{0.520}$$

$$H_f = 0.001003 \frac{L v^{1.923}}{d^{0.846}}$$

Para tubería revestida interiormente con cemento. Agregar 6% al gasto Q para preveer deterioros:

$$v = 1.294 d^{0.635} h^{0.484}$$

$$Q = 1.016 d^{2.635} h^{0.484}$$

$$H_f = 0.000588 \frac{L v^{2.066}}{d^{1.312}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para tubería de vidrio, limpia. Agregar 5% al gasto Q para preveer deterioros:

$$v = 0.833 d^{0.562} h^{0.556}$$

$$Q = 0.654 d^{2.562} h^{0.556}$$

$$H_f = 0.001375 \frac{L v^{1.799}}{d^{1.011}}$$

Para tubería de plomo en buen estado y limpia. Agregar 5% al gasto Q para preveer deterioros:

$$v = 1.046 d^{0.679} h^{0.591}$$

$$Q = 0.822 d^{2.679} h^{0.591}$$

$$H_f = 0.000926 \frac{L v^{1.692}}{d^{1.149}}$$

FÓRMULAS DE LEA Y KING

Las cinco primeras ecuaciones son expuestas por Lea y las dos últimas por King teniendo en cuenta los resultados de los investigadores Marx & Noble, Moritz y Newel.

Para tubería de hierro colado en buen estado:

$$\text{de } H_f = 0.00056 \frac{L v^{1.80}}{d^{1.25}} \quad \text{a} \quad H_f = 0.00099 \frac{L v^{1.97}}{d^{1.25}}$$

el promedio es:

$$H_f = 0.00077 \frac{L v^{1.89}}{d^{1.25}}$$

$$v = 1.148 d^{0.66} h^{0.53}$$

$$Q = 0.902 d^{2.66} h^{0.53}$$

Para tubería hierro colado, vieja y en mal estado:

$$\text{de } H_f = 0.00107 \frac{L v^{1.94}}{d^{1.25}} \quad \text{a} \quad H_f = 0.00176 \frac{L v^{2.04}}{d^{1.25}}$$

el promedio es:

$$H_f = 0.00140 \frac{L v^{1.99}}{d^{1.52}}$$

$$v = 1.727 d^{0.63} h^{0.50}$$

$$Q = 1.356 d^{2.63} h^{0.50}$$

Para tubería remachada en buen estado:

$$\text{de } H_f = 0.00090 \frac{L v^{1.93}}{d^{1.25}} \quad \text{a} \quad H_f = 0.00045 \frac{L v^{2.08}}{d^{1.25}}$$

el promedio es:

$$H_f = 0.00115 \frac{L v^2}{d^{1.25}}$$

$$v = 1.739 d^{0.63} h^{0.50}$$

$$Q = 1.366 d^{2.63} h^{0.50}$$

Para tubería de hierro galvanizado:

$$\text{de } H_f = 0.00067 \frac{L v^{1.80}}{d^{1.25}} \quad \text{a} \quad H_f = 0.00105 \frac{L v^{1.96}}{d^{1.25}}$$

el promedio es:

$$H_f = 0.00087 \frac{L v^{1.88}}{d^{1.25}}$$

$$v = 1.080 d^{0.66} h^{0.53}$$

$$Q = 0.848 d^{2.66} h^{0.53}$$

Para tubería con recubrimiento interior de asfalto, presentando una superficie lisa:

$$\text{de } H_f = 0.00055 \frac{L v^{1.76}}{d^{1.25}} \quad \text{a} \quad H_f = 0.00074 \frac{L v^{1.81}}{d^{1.25}}$$

el promedio es:

$$H_f = 0.00064 \frac{L v^{1.78}}{d^{1.25}}$$

$$v = 1.287 d^{0.70} h^{0.57}$$

$$Q = 1.011 d^{2.70} h^{0.57}$$

Para tubería de concreto:

$$\text{de } H_f = 0.00073 \frac{L v^2}{d^{1.25}} \quad \text{a} \quad H_f = 0.00176 \frac{L v^2}{d^{1.25}}$$

el promedio es:

$$H_f = 0.00124 \frac{L v^2}{d^{1.25}}$$

$$v = 1.773 d^{0.63} h^{0.50}$$

$$Q = 1.393 d^{2.63} h^{0.50}$$

FÓRMULAS DE TUTTON

Para tubería de hierro colado, nueva y tubos de similar grado de rugosidad:

$$v = k_2 d^{0.66} h^{0.51}; \quad k_2 \text{ de } 0.994 \text{ a } 1.246$$

$$Q = k_3 d^{2.66} h^{0.51}; \quad k_3 \text{ de } 0.781 \text{ a } 0.979$$

Para tubería nueva, con recubrimiento interior de asfalto:

$$v = 1.056 d^{0.62} h^{0.55}$$

$$Q = 0.829 d^{2.62} h^{0.55}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para tubería vieja, con recubrimiento interior de asfalto:

$$v = k_2 d^{0.66} h^{0.51}; \quad k_2 \text{ de } 0.631 \text{ a } 1.105$$

$$Q = k_3 d^{2.66} h^{0.51}; \quad k_3 \text{ de } 0.496 \text{ a } 0.868$$

Para tubería traslapada, nueva, alquitranada o asfaltada interiormente:

$$v = k_2 d^{0.66} h^{0.51}; \quad k_2 \text{ de } 0.987 \text{ a } 1.065$$

$$Q = k_3 d^{2.66} h^{0.51}; \quad k_3 \text{ de } 0.775 \text{ a } 0.836$$

Para tubería traslapada, vieja, alquitranada o asfaltada interiormente:

$$v = k_2 d^{0.66} h^{0.51}; \quad k_2 \text{ de } 0.868 \text{ a } 0.900$$

$$Q = k_3 d^{2.66} h^{0.51}; \quad k_3 \text{ de } 0.682 \text{ a } 0.707$$

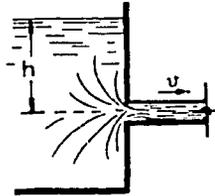
2) PÉRDIDAS DE CARGA POR ENTRADA.

Las líneas de corriente cambian de dirección al penetrar al tubo, originando una pérdida de energía cuyo efecto equivale a reducir la carga útil h (Fig. 3.4).

Esta pérdida de carga es tanto menor cuanto menos dificultad (menor cambio de dirección) tenga el fluido al penetrar al tubo y además proporcional al cuadrado de la velocidad de circulación en el tubo:

$$h_e = k_e \frac{v^2}{2g},$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 3.4 Reducción de la carga útil h' .

en la que k_e es un coeficiente que depende del grado de abocinamiento de la entrada; los siguientes valores proporcionados por King para k_e son:

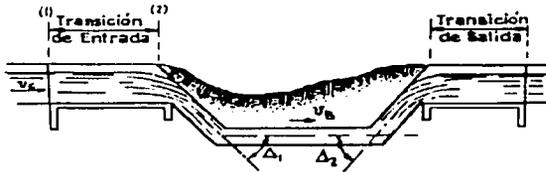
Para tubo re-entrante	$k_e = 0.78$
Para entrada con aristas en ángulo recto	$k_e = 0.50$
Para entrada con aristas ligeramente redondeadas	$k_e = 0.23$
Para entrada abocinada	$k_e = 0.04$

3) PÉRDIDA DE CARGA POR SALIDA.

En el caso de un sifón invertido, construido en un canal para salvar algún obstáculo (Fig. 3.5) en el cual se han diseñado correctamente las transiciones de entrada y de salida, se ha encontrado experimentalmente que la pérdida de carga en la transición de entrada es de 0.1 del incremento de carga de velocidad (carga de velocidad al principio) y en la transición de salida se supone la pérdida es 0.2 de la misma diferencia de cargas de velocidad.

$$h_r = 0.1 \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g}$$

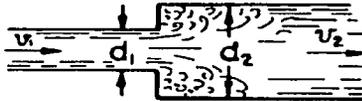
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 3.5 Sifón invertido construido en un canal⁴.

4) PÉRDIDAS POR SÚBITO ENSANCHAMIENTO DEL TUBO.

Cuando en un punto de una tubería se cambia el diámetro d_1 a uno mayor d_2 (Fig. 3.6) se producen turbulencias que originan una pérdida de carga. Para evaluar esta pérdida Archer dedujo la fórmula en el sistema métrico:

$$h_s = 0.997 \frac{(v_1 - v_2)^{1.919}}{2g} = 0.0508 (v_1 - v_2)^{1.919}$$

Figura 3.6 Turbulencias debidas al cambio de menor a mayor diámetro en una tubería⁴.

PÉRDIDA DE CARGA POR AMPLIACIÓN GRADUAL.

Puede suceder que la sección de la tubería aumente gradualmente de una sección pequeña a otra mayor, por medio de un tronco de cono (Fig. 3.7).

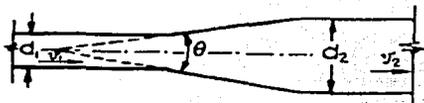


Figura 3.7 Sección de tubería aumentada gradualmente por medio de un tronco de cono⁴.

Para evaluar la pérdida de carga en estas condiciones se emplea la tabla 3.3 que da valores del coeficiente m_6 para ser empleado en la siguiente fórmula:

$$h_6 = m_6 \frac{v_1^2}{2g}$$

en la cual v_1 es la velocidad en el tubo de menor diámetro.

Tabla 3.3 Valores de m_6 para el cálculo de la pérdida de carga por ampliación gradual en tuberías

d_2/d_1	$\theta =$ ANGULO DEL CONO													
	2°	4°	6°	8°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	60°	
1.1	.01	.01	.01	.02	.03	.05	.10	.13	.16	.18	.19	.20	.21	.23
1.2	.02	.02	.02	.03	.04	.09	.16	.21	.25	.29	.31	.33	.35	.37
1.4	.02	.03	.03	.04	.06	.12	.23	.30	.36	.41	.44	.47	.50	.53
1.6	.03	.03	.04	.05	.07	.14	.26	.35	.42	.47	.51	.54	.57	.61
1.8	.03	.04	.04	.05	.07	.15	.28	.37	.44	.50	.54	.58	.61	.65
2.0	.03	.04	.04	.05	.07	.16	.29	.38	.46	.52	.56	.60	.63	.68
2.5	.03	.04	.04	.05	.08	.16	.30	.39	.48	.54	.58	.62	.65	.70
3.0	.03	.04	.04	.05	.08	.16	.31	.40	.48	.55	.59	.63	.66	.71
∞	.03	.05	.05	.06	.08	.16	.31	.40	.49	.56	.60	.64	.67	.72

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

5) PÉRDIDAS POR SÚBITA CONTRACCIÓN DEL TUBO

Para evaluar esta pérdida podemos emplear la tabla 3.4, que fue formada tomando como base las fórmulas sugeridas por Merriman y Brighmore. Los argumentos usados son la relación de los diámetros y la velocidad v_1 en el tubo de menor sección (Fig. 3.8).

6) PÉRDIDAS POR OBSTRUCCIONES EN EL TUBO

Cuando en el curso de una tubería se instala alguna válvula o simplemente se encuentra algún obstáculo que reduce la sección hidráulica, ocurre una pérdida de carga que se evalúa con la siguiente ecuación:

$$h_o = m_o \frac{v^2}{2g}$$

en la cual m_o es un coeficiente que depende de la relación entre las áreas de la tubería y de la abertura en la obstrucción; v es la velocidad del agua en la tubería.

7) PÉRDIDAS POR CAMBIO DE DIRECCIÓN EN LA CIRCULACIÓN

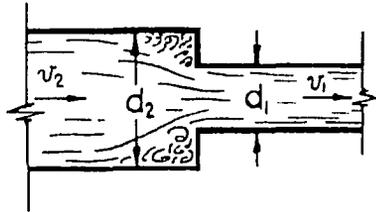
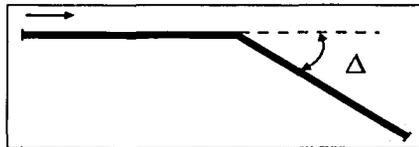
Cuando en una tubería hay necesidad de hacer un cambio de dirección, ya sea horizontal (Fig. 3.9) o verticalmente (Fig. 3.5), formando un ángulo Δ , esta pérdida de carga se obtiene aplicando la ecuación:

$$h_i = C \sqrt{\frac{\Delta}{90^\circ}} \frac{v^2}{2g}$$

en la cual Δ es el ángulo de la deflexión en grados, v la velocidad del agua en la tubería y C un coeficiente cuyo valor comúnmente se ha adoptado de 0.25.

Tabla 3.4 Pérdidas de carga en metros, debida a reducción brusca de sección en tuberías.

d_2/d_1	VELOCIDAD v_1 EN METROS POR SEGUNDO																	
	0.5	0.75	1.0	1.25	1.50	1.75	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	10.0	12.0
1.1	0.000	0.001	0.002	0.003	0.004	0.006	0.008	0.013	0.019	0.026	0.035	0.045	0.057	0.086	0.123	0.167	0.276	0.426
1.2	0.001	0.002	0.003	0.005	0.008	0.011	0.015	0.024	0.035	0.049	0.065	0.085	0.108	0.162	0.228	0.307	0.510	0.778
1.4	0.002	0.005	0.009	0.013	0.019	0.027	0.035	0.055	0.080	0.110	0.145	0.185	0.231	0.338	0.468	0.620	0.995	1.47
1.6	0.003	0.007	0.013	0.021	0.030	0.040	0.053	0.082	0.118	0.161	0.209	0.263	0.325	0.465	0.630	0.816	1.26	1.79
1.8	0.004	0.010	0.017	0.027	0.038	0.052	0.067	0.104	0.149	0.201	0.260	0.325	0.398	0.562	0.750	0.960	1.44	1.98
2.0	0.005	0.011	0.019	0.029	0.042	0.057	0.074	0.114	0.163	0.219	0.283	0.354	0.432	0.610	0.813	1.04	1.55	2.13
2.2	0.005	0.011	0.020	0.031	0.045	0.061	0.079	0.122	0.174	0.234	0.302	0.378	0.457	0.643	0.855	1.09	1.63	2.23
2.5	0.005	0.012	0.021	0.033	0.047	0.064	0.083	0.128	0.182	0.245	0.317	0.397	0.485	0.680	0.900	1.14	1.68	2.28
3.0	0.005	0.013	0.022	0.035	0.050	0.068	0.088	0.136	0.193	0.259	0.335	0.418	0.510	0.716	0.950	1.21	1.79	2.42
4.0	0.006	0.013	0.024	0.037	0.053	0.071	0.092	0.142	0.201	0.269	0.346	0.431	0.523	0.735	0.975	1.24	1.84	2.50
5.0	0.006	0.014	0.024	0.038	0.054	0.073	0.094	0.146	0.208	0.279	0.360	0.449	0.541	0.759	1.00	1.28	1.88	2.53
10.0	0.006	0.014	0.025	0.039	0.055	0.075	0.097	0.150	0.214	0.288	0.371	0.465	0.557	0.781	1.03	1.31	1.93	2.61
∞	0.006	0.014	0.025	0.039	0.055	0.075	0.098	0.151	0.216	0.291	0.375	0.470	0.574	0.808	1.08	1.37	2.04	2.79

Figura 3.8 Tubo de menor sección⁴.Figura 3.9 Cambio en la dirección horizontal, formando un ángulo⁴.

Puede suceder que la deflexión sea de 90° y en este caso las tangentes estén ligadas por una curva cuyo radio puede tener un valor cualquiera, pero del cual depende la pérdida de carga; a un mayor valor del radio corresponde una pérdida menor puesto que la curva es más suave. A un valor menor de R la curva será más forzada y la pérdida de carga será mayor (Fig. 3.10). Para evaluar esta pérdida, Fuller proporciona la siguiente ecuación:

$$h = C v^{2.25},$$

en la cual v es la velocidad del agua en la tubería y C es un coeficiente que depende del radio de la curva; sus valores son:

Radio en Metros	C	Radio en Metros	C	Radio en Metros	C
0.000	0.0596	1.75	0.102	6.00	0.0261
0.075	0.0265	2.00	0.103	7.00	0.0282
0.15	0.0177	2.25	0.111	8.00	0.0296
0.30	0.0121	2.50	0.122	9.00	0.0305
0.50	0.0110	3.00	0.145	10.00	0.0314
0.75	0.0106	3.50	0.167	12.00	0.0330
1.00	0.0105	4.00	0.188	15.00	0.0352
1.25	0.0104	4.50	0.208	18.00	0.0378
1.50	0.0103	5.00	0.228		

Se tienen las siguientes reglas aproximadas para el caso de curvas que ligan dos tangentes con deflexión menor de 90° :

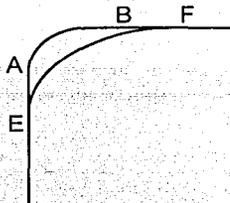


Figura 3.10 Pérdida de carga debida al radio⁴.

Como pérdida de carga debida a curva con deflexión de 45° , se toma el 75% de la pérdida obtenida en el diagrama No. 20⁴.

Como pérdida de carga debida a una curva con deflexión de $22^\circ 30'$, se toma el 50% de la pérdida obtenida en el diagrama con el mismo radio.

Para pérdida de carga debida a una Y, se toma el 75% de la pérdida correspondiente a radio nulo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

REDES DE TUBERÍAS

A menudo se encuentra en la práctica problemas de flujo compuesto en tuberías. Estos problemas se pueden resolver aplicando la ecuación de continuidad en cada unión y escribiendo la ecuación de Darcy-Weisbach para cada una de las tuberías interconectadas. Considerando el problema de los tres depósitos interconectados, como se muestra en la Fig. 3.11, tres tuberías que salen de tres depósitos y conectadas las tres en un punto de unión común, resultarán en un sistema de flujo entre los depósitos. La magnitud y dirección del flujo en cada una de las tuberías dependerá de la elevación relativa de los tres depósitos y de las tres pérdidas de energía en los conductos. En base a este problema se verificará que:

- La presión hidrostática en un punto de unión tiene un valor único, válido para cada una de las tuberías.
- La suma de los gastos que fluyen al y del punto de unión deben ser cero.

Del punto a), se tiene que las diferencias de las alturas piezométricas entre el punto de unión y cada depósito define la pérdida de carga para cada tubería.

$$\frac{8f}{g\pi^2 D^5} \cdot Q^2 = \frac{h_L}{L} = S, \quad (3.3)$$

en donde S es la pendiente de la línea de energía de la tubería considerada. La primera parte de la ecuación (3.3) depende del diámetro de la tubería y la rugosidad solamente, si se considera un flujo totalmente en la tubería. Ahora si se introduce una sola variable para expresar dicho término, se puede escribir la ecuación (3.3) como:

$$Q^2 / K^2 = S, \quad (3.4)$$

donde K es llamado coeficiente de transporte de la tubería

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$K = \pi \sqrt{\frac{gD^5}{8f}} \quad (3.5)$$

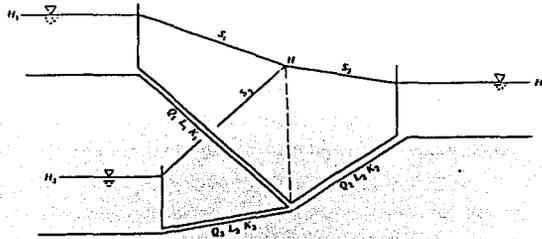
Figura 3.11 Problema de tres depósitos².

Tabla 3.5 Coeficientes de transporte para tubería de acero de diámetros comunes, con flujos totalmente turbulentos.

<i>Diámetro nominal de la tubería (pulg)</i>	<i>Diámetro de la tubería (cm)</i>	<i>Coefficiente K de transporte (m³/s)</i>
2	5.08	0.014
6	15.24	0.258
8	20.32	0.546
12	30.48	1.57
24	60.96	9.48

Si se conoce el nivel hidráulico de energía, H en la unión, se puede escribir la ecuación (3.4) para cada una de las tuberías de conexión. Para el problema de los tres depósitos las ecuaciones resultantes serían:

$$\begin{aligned}
 S_1 &= \frac{H_1 - H}{L_1} = \left(\frac{Q_1}{K_1} \right)^2, \\
 S_2 &= \frac{H_2 - H}{L_2} = \left(\frac{Q_2}{K_2} \right)^2, \\
 S_3 &= \frac{H_3 - H}{L_3} = \left(\frac{Q_3}{K_3} \right)^2.
 \end{aligned}
 \tag{3.6}$$

Dependiendo de la magnitud de H , los valores de S pueden ser positivo o negativo, lo que dependerá de si la dirección de flujo en el punto de unión es hacia el punto de unión o desde el punto.

El punto b), indica que se debe satisfacer la ecuación de continuidad en la unión. Escogiendo signos convencionales tales que los gastos que se dirigen a la unión sean positivos, la ecuación de continuidad resultará:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = \Sigma Q = 0 \tag{3.7}$$

Las ecuaciones 3.6 y 3.7, al resolverlas simultáneamente, proporcionan la solución completa del problema de los tres depósitos. Estos problemas se resuelven generalmente por ensayos sucesivos de prueba y error.

La aplicación más simple del problema de los tres depósitos es la de la determinación del flujo en dos tuberías en paralelo, mostrado en la figura 3.12a. El punto de ramificación de agua arriba se puede representar como dos depósitos de igual elevación. La pérdida de carga en ambas tuberías en paralelo es la misma que el gasto en la tercera tubería. Utilizando la notación de la figura 3.12a se tiene la siguiente fórmula para resolver un problema sencillo de tuberías en paralelo:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 = \sqrt{h_L} \left(\frac{K_1}{\sqrt{L_1}} + \frac{K_2}{\sqrt{L_2}} \right), \tag{3.8}$$

donde h_L es la pérdida de carga entre los puntos A y B.

En la figura 3.12b se muestra una red sencilla de tuberías. Cada punto de unión desde A hasta K se puede considerar como un problema de tres depósitos. Todos estos problemas son interdependientes. Hardy Cross introdujo un procedimiento de aproximaciones sucesivas para resolver dichos problemas.

El primer paso en la aplicación del método de Hardy Cross es suponer valores iniciales, ya sea para todos los gastos en las tuberías individuales o para todas las cargas piezométricas en todos los puntos de unión.

Explicando el segundo procedimiento, indicando las cargas piezométricas iniciales supuestas en los puntos de unión A, B y C y así sucesivamente como H_A , H_B , H_C ,... se pueden calcular los gastos correspondientes por las ecuaciones 2.6, porque la pérdida de carga h_L para cada tubería está dada por la diferencia de cargas en las uniones conectadas por la tubería en cuestión.

Se conocen también el transporte en todas las tuberías así como su longitud. Después de calcular todos los gastos en las tuberías, se puede escribir la ecuación de continuidad para todas las uniones. Para que sean correctas todas las cargas piezométricas inicialmente supuestas, se deben satisfacer todas las ecuaciones de continuidad. De otro modo, debe aparecer un error, ΔQ , en cada punto de unión en la forma de

$$\Sigma Q = \Delta Q. \quad (3.9)$$

Esto indica que las cargas piezométricas supuestas tienen que ser ajustadas. La cantidad de ajuste, ΔH , se calcula de manera sistemática por la fórmula:

$$\Delta H = \frac{\Delta Q}{\Sigma |Q/h_L|}. \quad (3.10)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

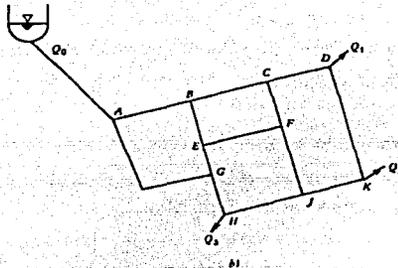
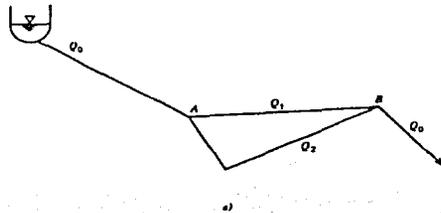


Figura 3.12 Sistemas de tuberías: a) tuberías en paralelo, b) redes de tuberías².

de donde el denominador es la suma de todos los gastos de entrada y salida, divididos por sus respectivas pérdidas de carga en las tuberías de conexión. Después de que se hayan calculado los valores de ΔQ para las cargas piezométricas inicialmente supuestas, se pueden determinar las correcciones de carga requeridas por la ecuación 3.10 en cada punto de unión. Para estas nuevas cargas piezométricas, se pueden calcular entonces nuevos valores de pérdidas de carga y gastos. Se repite el proceso hasta que los errores en los gastos se reduzcan a una tolerancia.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Golpe de ariete

En el momento que se acciona la válvula de una tubería que contiene un líquido sometido a presión se altera la velocidad del mismo en la sección contigua al dispositivo, y se provoca una transformación de energía cinética a energía de presión. Esto implica la aparición de presiones locales distintas a las que había antes de la perturbación, lo que significa que se han formado ondas de presión y gradientes que inducen a propagarse. El conjunto de ondas generadas, llamado *tren de ondas*, se propaga alejándose de la válvula por la tubería hasta alcanzar una masa de líquido suficientemente grande como para reflejarse en ella y regresar hacia la válvula. Dicho tren de ondas se combina con las que se siguen produciendo en la misma válvula.

El fenómeno señalado se conoce con el nombre de *golpe de ariete* y debe analizarse cuidadosamente para determinar la magnitud de las presiones que genera y diseñar una tubería capaz de resistirlas.

Si se trata de un cierre, se presenta, en primera instancia, una sobrepresión y se habla de *golpe positivo*, así como se denomina *golpe negativo* a la depresión producida en la primera fase de una apertura. En general, se dice que el golpe es positivo en las fases donde hay sobrepresión y negativo en las que existe una depresión. En la Figura 3.13 se indican las líneas de presión para ambos casos.

El golpe negativo es típico en las tuberías de descarga de las bombas y se presenta en la primera fase de una falla súbita de la energía eléctrica, ya que la suspensión brusca de la carga dinámica creada por la bomba produce los efectos de una apertura en el extremo de una tubería. En este caso, es posible que se presenten depresiones que inclusive lleguen a producir cavitación, junto con otros problemas graves, como es el regreso de la columna de agua o la separación de la misma.

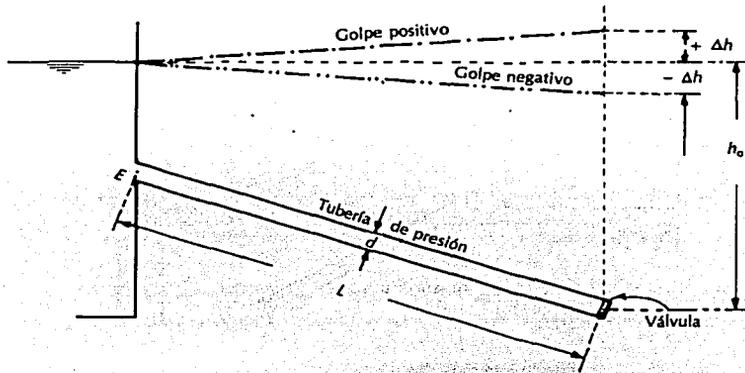


Figura 3.13 Líneas de presión para golpe de ariete positivo y negativo⁷.

La onda de presión producida por el golpe se refleja al chocar con una masa de agua de magnitud suficientemente grande, que por lo general es el embalse o el pozo de oscilación (Figura 3.14).

Una vez reflejada cada onda, se propaga en dirección contraria hasta alcanzar otra vez a la válvula, completándose así un periodo. En ese momento la onda cambia de signo, debido a la inercia, y se refleja propagándose nuevamente el embalse. El proceso continúa hasta desaparecer por completo a causa de la fricción. Se trata entonces de una complicada combinación de trenes de ondas de distintos signos y magnitudes, imposible de explicar gráficamente con claridad; esto puede hacerse sólo si se recurre al artificio de suponer una sola onda; lo que sucede cuando se realiza un cierre instantáneo. En la Figura 3.14, se presenta la situación mencionada en varias etapas para el caso de una tubería horizontal y haciendo las consideraciones siguientes:

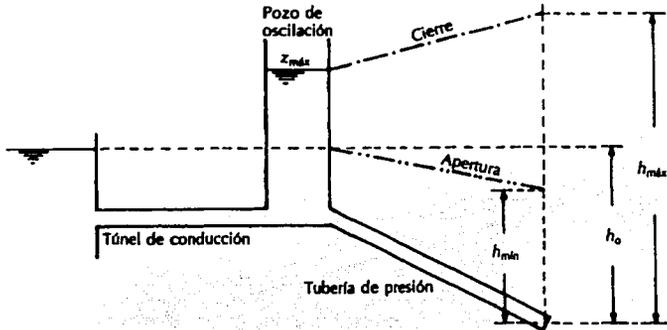


Figura 3.14 Embalse o pozo de oscilación?

1. No hay fricción. Esto implica que la presión h_o (Figura 3.13) es la misma al principio y al final de la tubería antes de que empiece la maniobra (recuérdese que ahora la tubería es horizontal).
2. La deformación de la tubería está dentro del límite elástico, por lo que una vez terminado el esfuerzo que la deforma recupera su dimensión original.

A continuación se describirá el fenómeno para cada una de las etapas señaladas en la Figura 3.15:

Eta 1: Una vez cerrada totalmente la válvula, la velocidad del agua junto a ella es nula, y la sobrepresión Δh debida a la transferencia de energía cinética deforma la tubería en esa zona. Parte del agua se acumula en la zona deformada de la tubería, en donde no hay ningún flujo, sino únicamente la nueva presión $h_o + \Delta h$. El tramo de tubo alterado (parte deformada) está delimitado por el frente de onda con el resto de la tubería, misma que aún no resiente los efectos del cambio,

y es por eso que, a la izquierda de dicho frente, la velocidad y la presión siguen siendo las originales; es decir, V^* y h_o , respectivamente.

Etapas 2 y 3. La onda llega al vaso y aumenta el diámetro de toda la tubería (etapa 2). Como en ese extremo la presión no puede ser otra que la hidrostática h_o debido a que no cabría pensar que la gran masa de agua del embalse se sobreleva en un valor Δh , se crea un nuevo desequilibrio que produce el reflejo de la onda en dirección a la válvula (etapa 3). La dirección de flujo se invierte por continuidad.

Etapas 4 y 5. La onda reflejada alcanza la válvula. La tubería tiene ahora su tamaño normal (etapa 4). En ese momento la continuidad del flujo y la inercia fuerzan una depresión, y la onda negativa producida se refleja nuevamente hacia el embalse, empezando así la etapa 5.

Etapas 6 y 7. Toda tubería tiene un diámetro menor a causa de la deformación provocada por la onda negativa (etapa 6). Al recuperarse la presión h_o junto al vaso, se crea el flujo en la dirección original, la tubería va alcanzando otra vez su tamaño y presión originales y la onda se dirige hacia la válvula (etapa 7). Al llegar a esta etapa (etapa 8), se repite el proceso desde la etapa 1 y continúa el ciclo indefinidamente; si se acepta, como se ha supuesto, que no hay fricción.

Conceptos principales utilizados en el análisis del golpe de ariete

Celeridad (α). Es la velocidad con que se propaga la onda de presión a lo largo de la tubería (aproximadamente la velocidad del sonido en el agua).

Periodo (T). Es el tiempo, en segundos, que tarda la onda de presión en ir de la válvula al vaso (o pozo de oscilación) y reflejarse hasta llegar nuevamente a

la válvula. Si L es la longitud de la tubería de presión, el periodo es $T = 2L/\alpha$ (figura 3.13).

Tiempo de maniobra (t). El tiempo, en segundos, que dura un cierre o una apertura de la válvula.

Maniobra instantánea o brusca. Aquella que dura como máximo 1 periodo, es decir, $t \leq T$.

Maniobra lenta o gradual. Es la que dura más de 1 periodo, es decir cuando $t > T$.

Tiempo relativo de maniobra (θ). Es el número de periodos que dura la maniobra; es decir, $\theta = t / T$.

Las tres últimas definiciones se refieren al hecho de que, en el golpe de ariete, no es el tiempo absoluto de maniobra el importante, sino su relación con la longitud de la tubería y con la celeridad de la onda o, más propiamente dicho, su relación con el periodo. Es decir: en rigor, el tiempo de maniobra determinante no es t , sino θ .

Cálculo del espesor de una tubería de sección circular

Una vez analizado el golpe de ariete debe diseñarse de manera que resista las presiones máximas que vayan a presentarse. Para esto se presentará enseguida la fórmula que permite resolver el problema para el caso de las tuberías llamadas *de pared delgada*, que son aquellas en las que el espesor δ de la pared es menor que $1/10$ del diámetro.

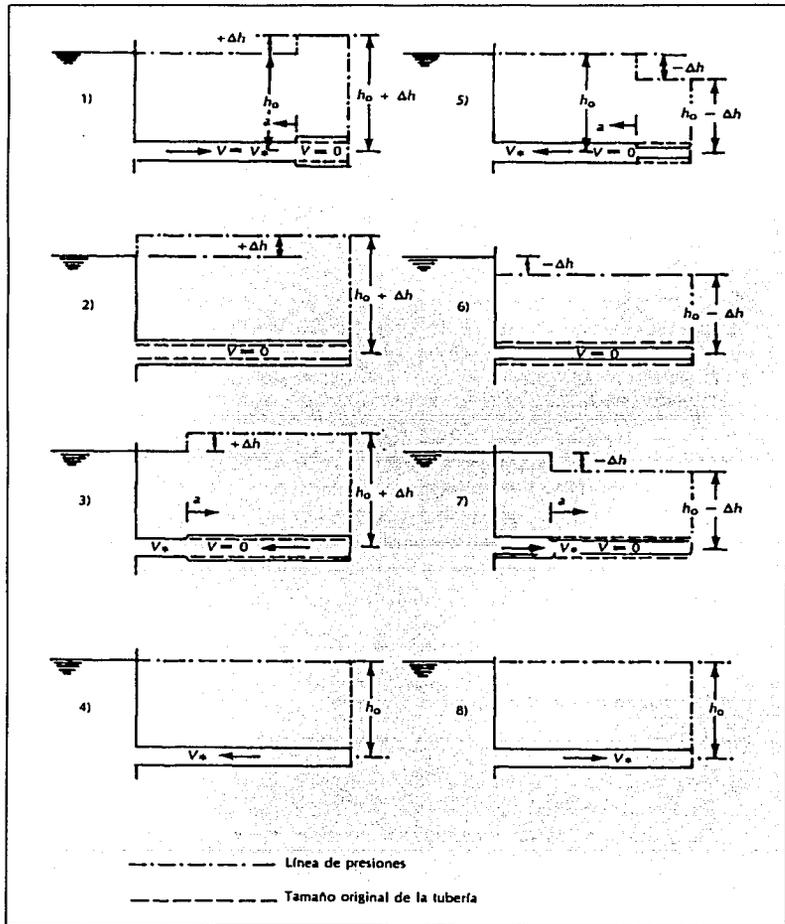


Figura 3.15 Trenes de ondas de distintos signos y magnitudes⁷.

En la Figura 3.16 se representa, como cuerpo libre, la mitad superior de una tubería sometida a una presión interior p . Las tensiones F_v indicadas en los dos extremos representan las fuerzas tomadas por la otra parte de la tubería. Se observa que todas las fuerzas horizontales dF_h se eliminan mutuamente, por lo que el equilibrio se logra con las verticales.

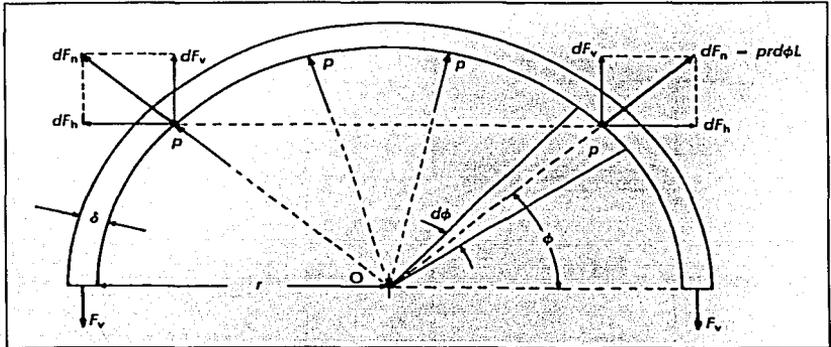


Figura 3.16 Mitad superior de una tubería sometida a una presión interior p .

Si se hace referencia a una longitud unitaria de la tubería:

$$dF_v = p r d\phi \operatorname{sen} \phi . \quad (3.11)$$

El equilibrio estará dado por la expresión:

$$F_v = \int_0^{\pi/2} p r \operatorname{sen} \phi d\phi = p r . \quad (3.12)$$

Y si f_s es el esfuerzo del trabajo del material, deberá cumplirse:

$$F_v = f_s \delta \quad (3.13)$$

Al igualar las dos últimas expresiones y despejar δ , se tiene:

$$\delta = \frac{p r}{f}, \quad (3.14)$$

o como suele escribirse la ecuación en función del diámetro d :

$$\delta = \frac{p d}{2 f c_s}, \quad (3.15)$$

c_s es un coeficiente que se usa en ocasiones para considerar el efecto de remaches o soldadura; su valor oscila desde 1, para tuberías sin costuras, hasta 0.5 en los casos más desfavorables. Por otra parte, las paredes de la tubería deben tener un espesor mínimo que garantice suficiente rigidez para que sea posible transportarla cuando esté vacía. El espesor recomendado para este fin es:

$$\delta_{\min} = \frac{d + 1000}{400} [d \text{ y } \delta, \text{ en mm}]. \quad (3.16)$$

FÓRMULA DE JOUKOVSKY

En 1898, Joukovsky obtuvo la sobrepresión originada por una onda de presión producto de un cierre total instantáneo, es decir, para el caso en que toda la energía cinética se transformará en energía de presión.

En la figura 3.17 se representa un tramo de tubería delimitado por el frente de una onda de presión (sección 2) y la posición que tenía esta Δt segundos antes (sección 1). Por lo tanto, si la celeridad de onda es α , la longitud del tramo es $\alpha \Delta t$, como se indica en la figura.

En la figura 3.17 se señalan las presiones y velocidades de cada lado del frente de onda que ha sido provocado por un cierre total. Si A es el área de la sección de la tubería, la masa contenida en el elemento en cuestión es:

$$\Delta m = \frac{\gamma}{g} \alpha \Delta t A. \quad (3.17)$$

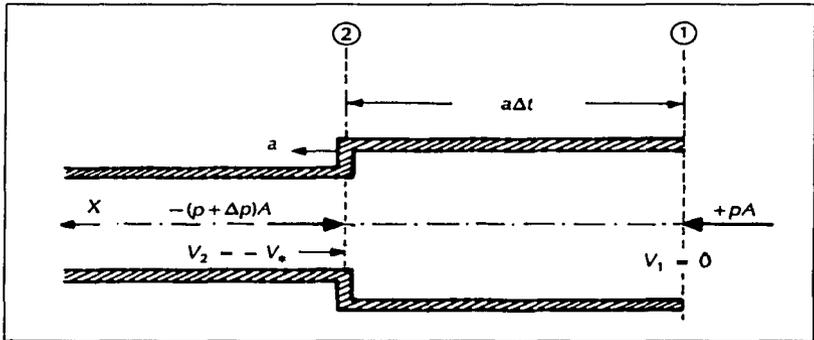


Figura 3.17 Tramo de tubería delimitado por el frente de una onda de presión⁷.

Y, según la ley del impulso y la dirección atribuida al eje X, debe cumplirse:

$$-\Delta p A \Delta t = \frac{\gamma}{g} \alpha \Delta t A (-V, -0), \quad (3.18)$$

o

$$\Delta p = \frac{\gamma}{g} \alpha V, \quad (3.19)$$

que también equivale a:

$$\Delta h = \frac{\alpha}{g} V. \quad (3.20)$$

Es decir, el cambio de velocidad indicado V se debe a un incremento de la presión Δh , y como en este caso dicho cambio ha sido el máximo posible (de V a 0), también Δh es la mayor sobrepresión que puede ocurrir en un golpe de ariete. Un análisis semejante llevaría a concluir que la depresión tiene el mismo valor absoluto. Por esta razón, la fórmula de Joukovsky se escribe de la siguiente manera:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$\Delta h = \pm \frac{\alpha V}{g} \quad (3.21)$$

El cierre instantáneo equivale a un cierre en un tiempo igual o menor que un periodo, ya que si la válvula se cierra totalmente antes de que llegue a ella la primera onda reflejada, se tendrá en alguna sección exactamente el caso representado en la Figura 3.17. Es decir, la última onda emitida con velocidad nula en su parte deformada se encuentra con la onda de regreso, de manera que a la izquierda del frente de la onda la velocidad del flujo es nuevamente V , y a la derecha del mismo es cero (Figura 3.15).

Es por eso que la fórmula de Joukovsky es muy útil para saber cual es la presión máxima o mínima que puede producir un golpe de ariete; y de acuerdo al análisis anterior esto sucede cuando el tiempo de maniobra es menor o igual al periodo.

En tuberías de acero, en las que circula agua, la celeridad tiene un valor cercano a 1000 m/s y si se piensa que $g \cong 10 \text{ m/s}^2$, puede concluirse que la sobrepresión máxima posible provocada por un golpe de ariete es del orden de:

$$\Delta h \cong 100 V.$$

ECUACIONES DEL GOLPE DE ARIETE

Este fenómeno puede simularse matemáticamente con un sistema de dos ecuaciones simultáneas; la ecuación dinámica y la ecuación de continuidad. Para llegar a ellas es necesario hacer las siguientes consideraciones:

1. No hay fricción.

2. Se toman en cuenta las deformaciones de la tubería y la del líquido, ambas dentro del límite elástico. Esto significa que en este caso no se acepta la simplificación, de suponer que el agua es incompresible.
3. Existe una transformación de energía cinética a energía de presión, delimitada por el frente de onda.
4. Las tuberías son de pared delgada ($\delta < 0.1 d$).

ECUACIÓN DINÁMICA

En la Figura 3.18 se representa una tubería inclinada con una válvula en su extremo inferior. Haciendo referencia al eje longitudinal X , cuyo origen está en la válvula, considerando un tramo de tubería de longitud dx , uno de cuyos extremos es el frente de una onda de presión, en la forma indicada en la Figura 3.19. El área original de la sección de la tubería es A y después de un tiempo dt se deforma y vale $A+dA$. El peso específico γ corresponde al del líquido ya deformado por el exceso de presión debido al golpe de ariete, y el peso del tramo en cuestión es dW .

Si se aplica la ley de impulso entre las secciones 1 y 2 en la dirección del eje X , se tendrá:

$$[-(p+dp)+p-\gamma dx \operatorname{sen} \alpha](A+dA)dt = \frac{\gamma}{g}(A+dA)dx[-(V+dV)+V], \quad (3.22)$$

que puede simplificarse a:

$$\frac{dp}{dx} + \gamma \operatorname{sen} \alpha = \frac{\gamma}{g} \frac{dV}{dt}, \quad (3.23)$$

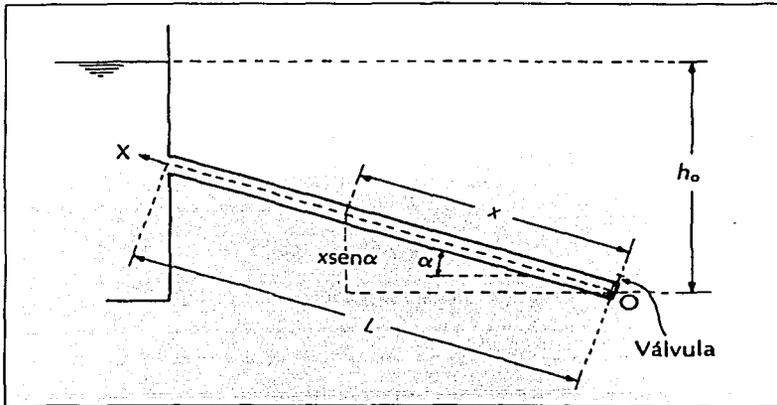


Figura 3.18 Tubería Inclinada con una válvula en su extremo inferior⁷.

y es equivalente a:

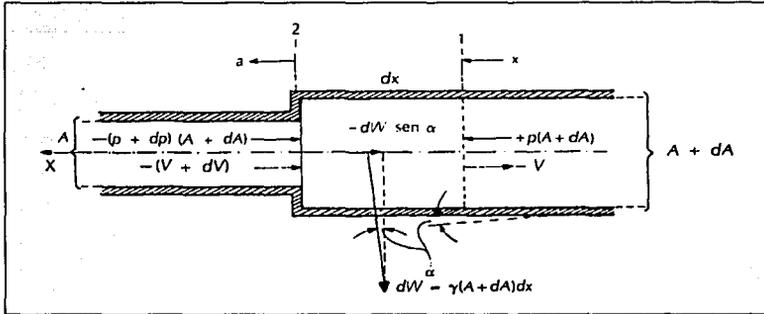
$$\frac{dh}{dx} = \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} - \text{sen} \alpha. \quad (3.24)$$

Si la tubería es horizontal desaparece el último término.

Por otra parte, las variables p y V son funciones rigurosamente de x y t , pero un razonamiento basado en la teoría ya explicada, permite ver que ambas son función, en forma significativa, únicamente de una sola variable, lo que permite escribir la ecuación anterior con derivadas parciales. Por lo que respecta a la presión, si se llama x_p a la variable que señala el frente de onda, por definición de derivada total, se sabe que:

$$\frac{dp}{dx_p} = \frac{\partial p}{\partial x_p} + \frac{\partial p}{\partial t} \frac{dt}{dx_p}. \quad (3.25)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 3.19 Tramo de una tubería⁷.

En esta expresión $dp/dx_p = 1/\alpha \cong 0.001$, y $\partial p/\partial t$ es la variación de la presión con respecto al tiempo para una sección determinada (x fija). Dicha variación se presenta sólo cada vez que el frente de onda pasa por la sección; entonces su valor no es muy significativo, y menos aún al estar dividido entre la celeridad. $\partial p/\partial x_p$ es la variación de un lado y otro del frente de onda, está afectada por la misma celeridad de la onda; cuyo valor es del orden de 1000 m/s. Es decir, este primer término del miembro derecho de la ecuación resulta preponderante, por lo que es posible despreciar el segundo término y escribir:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.26)$$

Por otro lado, si x_v indica la posición de una partícula de agua en movimiento dentro de la tubería, puede escribirse:

$$\frac{dx_v}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x_v} \frac{dx_v}{dt} \quad (3.27)$$

El término dx_v/dt representa la velocidad del agua en la tubería de presión que no sobrepasa 7 m/s. Por lo que respecta a $\partial V/\partial x_v$, su valor es muy pequeño debido a que la poca compresibilidad del líquido garantiza que entre dos

secciones contiguas, en cualquier instante su velocidad es prácticamente la misma. Esto significa que el segundo miembro de la derecha es despreciable en relación con el primero que, como en el caso anterior, depende de la celeridad de la onda de presión, cuya magnitud es comparativamente mucho mayor, lo que permite simplificar la expresión anterior a:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} \quad (3.28)$$

Con base en lo anterior, la ecuación 3.24, que es la ecuación dinámica del golpe de ariete, puede escribirse con derivadas parciales en la forma siguiente:

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} - \text{sen} \alpha \quad (3.29)$$

ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

En la figura 3.20 se representa un tramo de tubería de largo dx , pero ahora interesa conocer, en dicho tramo, el comportamiento del volumen del líquido que está sometido a un cambio dp en la presión, producido por el golpe de ariete durante un tiempo dt . Es por eso que en esta figura se han asurado los elementos diferenciales, y su significado es el siguiente:

- dV_1 es el elemento diferencial de volumen del líquido que se pierde por la deformación provocada por el incremento de presión dp en el tiempo dt .
- dV_2 es el elemento diferencial de volumen de la tubería que aumenta por efecto de la deformación producida por dp en el tiempo dt .

Debido a la compresibilidad del líquido y a la deformación de la tubería, el volumen que entra en el tramo deformado de ancho dx en el tiempo dt es mayor que el que sale de él en dicho tiempo. dV_2 es el volumen que

permanece en el tramo de ancho dx durante el tiempo dt , debido a las deformaciones tanto del líquido como de la tubería, es decir:

$$dV_3 = dV_1 + dV_2 \quad (3.30)$$

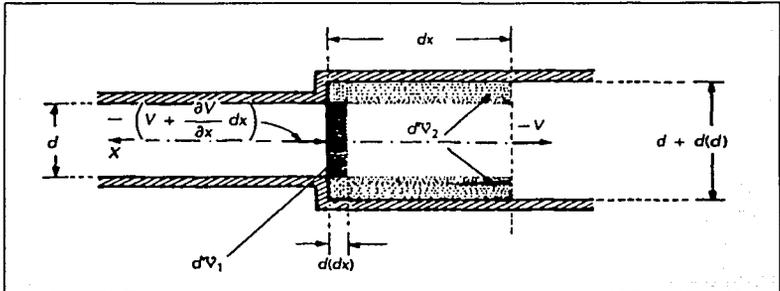


Figura 3.20 Comportamiento del volumen de líquido en un tramo de tubería⁷.

De acuerdo a la figura 3.20 y las definiciones anteriores, estos elementos tienen los siguientes valores:

$$dV_1 = d(dx) \cdot A \quad (3.31)$$

$$dV_2 = \frac{\pi}{4} [(d + d(d))^2 - d^2] dx$$

Expresión que, desarrollada y despreciando diferenciales mayores al segundo grado, tiene el valor de:

$$dV_2 = \frac{\pi d}{2} \cdot d(d) \cdot dx \quad (3.32)$$

Y como dV_3 es la diferencia entre el volumen que entra y el que sale en el incremento de tiempo considerado, su valor es:

$$dV_3 = \left[- \left(v + \frac{\partial v}{\partial x} dx \right) + v \right] (A + dA) dt$$

que equivale a:

$$dV_1 = - \frac{\partial V}{\partial x} dx dt A. \quad (3.33)$$

El problema consiste ahora en determinar los valores de las deformaciones del líquido $d(dx)$ y de la tubería $d(d)$. Si se llama ℓ al módulo de elasticidad del líquido y se acepta que su deformación se debe exclusivamente al exceso de presión, cuyo valor es:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial t} dt,$$

producido por el fenómeno en estudio; la ley de Hooke tiene la forma:

$$\frac{\partial p}{\partial t} dt = \ell \frac{d(dx)}{dx},$$

por lo que:

$$d(dx) = \frac{1}{\ell} \frac{\partial p}{\partial t} dt dx,$$

expresión, que sustituida en 3.31 da como resultado:

$$dV_1 = \frac{A}{\ell} \frac{\partial p}{\partial t} dt dx \quad (3.34)$$

Haciendo referencia a la tubería, si el esfuerzo de trabajo del material es f_s , debe cumplirse:

$$f_s = \frac{pd}{2\delta}; (c_s = 1),$$

y el esfuerzo tomado por el incremento de presión dp será:

$$df_s = \frac{d}{2\delta} dp = \frac{d}{2\delta} \frac{\partial p}{\partial t} dt.$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

De acuerdo a la ley de Hooke, el exceso de esfuerzo que provocó la deformación $d(d)$, exclusivamente a consecuencia del golpe de ariete, tiene el valor de:

$$df_s = E \frac{d(d)}{d},$$

donde E es el módulo de elasticidad del material de la tubería. Si se igualan las dos últimas expresiones y se despeja la deformación $d(d)$ debida al incremento de presión dp se tendrá:

$$d(d) = \frac{d^2}{2\delta E} \frac{\partial p}{\partial t} dt,$$

que sustituida en 3.32 da como resultado:

$$dV_2 = \frac{\pi d^2}{4} \frac{d}{\delta E} \frac{\partial p}{\partial t} dt dx,$$

o

$$dV_2 = \frac{Ad}{\delta E} \frac{\partial p}{\partial t} dt dx. \quad (3.35)$$

Sustituyendo 3.33, 3.34 y 3.35 en 3.30:

$$-\frac{\partial V}{\partial x} dx dt A = \frac{A}{\ell} \frac{\partial p}{\partial t} dt dx + \frac{Ad}{\delta E} \frac{\partial p}{\partial t} dt dx.$$

Simplificando:

$$-\frac{\partial V}{\partial x} = \left(\frac{1}{\ell} + \frac{d}{\delta E} \right) \frac{\partial P}{\partial t}. \quad (3.36)$$

La celeridad de una onda de presión en un tubo con un líquido en su interior está dada por la expresión:

$$\alpha = \sqrt{\frac{g/\gamma}{\frac{1}{\ell} + \frac{d}{\delta E}}}. \quad (3.37)$$

lo que permite escribir 3.36 en la forma:

$$-\frac{\partial V}{\partial x} = \frac{g}{\gamma \alpha^2} \frac{\partial p}{\partial t},$$

o

$$-\frac{\partial V}{\partial x} = \frac{g}{\alpha^2} \frac{\partial h}{\partial t}$$

La dirección del eje X exige que la velocidad del agua sea negativa cuando va del vaso hacia la válvula. Sin embargo, por simplicidad se considera positiva, lo que implica un cambio en el signo de $\partial V/\partial x$ en la expresión anterior, por lo cual se escribe en la forma:

$$\frac{\partial V}{\partial x} = \frac{g}{\alpha^2} \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.38)$$

que es la ecuación de continuidad del golpe de ariete. Por lo que respecta a la fórmula 3.37, si se refiere al caso más común que es la tubería de acero con agua en su interior, los módulos de elasticidad tienen los valores:

$$\ell = 2.07 \times 10^4 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{y} \quad E = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2,$$

que equivale a:

$$\alpha = \frac{1425.016}{\sqrt{1 + 0.009857 \frac{d}{\delta}}}; \quad [m/s]. \quad (3.39)$$

SOLUCIÓN DE ALLIEVI PARA LAS ECUACIONES DEL GOLPE DE ARIETE⁷

El problema consiste ahora en resolver dos ecuaciones diferenciales (dinámica y de continuidad) como simultáneas, que es precisamente lo que hizo Lorenzo Allievi siguiendo el procedimiento presentado a continuación:

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} - \text{sen } \alpha,$$

$$\frac{\partial V}{\partial x} = \frac{g}{\alpha^2} \frac{\partial h}{\partial t}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

corresponden a la solución de Riemann que, para este caso, tiene la forma:

$$V = V_0 - \frac{g}{a} \left[F \left(t - \frac{x}{a} \right) + f \left(t - \frac{x}{a} \right) \right], \quad (3.40)$$

$$h = h_0 - x \operatorname{sen} \alpha + F \left(t - \frac{x}{a} \right) + f \left(t - \frac{x}{a} \right). \quad (3.41)$$

Las funciones F y f son evidentemente incrementos (o decrementos) de presión, como puede deducirse de la expresión 3.41. El significado preciso de estas funciones no es muy relevante, ya que Allievi pudo eliminarlas siguiendo el procedimiento que se explica a continuación:

Cuando $x = L$, es decir, al principio de la tubería de presión (Figura 3.18), la presión es siempre la misma y tiene el valor $h = h_0 - L \operatorname{sen} \alpha$, y esta condición de frontera sustituida en la expresión 3.41 permite concluir que:

$$F \left(t - \frac{L}{a} \right) = f \left(t - \frac{L}{a} \right).$$

Si se sustituye t por

$$t = t_1 - \frac{L}{a},$$

donde t_1 es un tiempo fijo cualquiera, medido desde que empezó a producirse el fenómeno, se tiene:

$$F \left(t_1 - \frac{2L}{a} \right) = f(t_1).$$

Es decir, la función f tiene el mismo valor que tenía la F un periodo antes. Si se designa con el subíndice i el número de orden del periodo, la condición general anterior puede escribirse:

$$f_i = F_{i-1}. \quad (3.42)$$

Utilizando ahora esta propiedad, pueden escribirse las expresiones 3.40 y 3.41, para el periodo i , en la forma:

$$V_i = V_0 - \frac{g}{\alpha} (F_i + F_{i-1}), \quad (3.43)$$

$$h_i = h_0 - x \operatorname{sen} \alpha + F_i - F_{i-1}. \quad (3.44)$$

Recordando que las ondas de presión son producidas por la válvula; en la sección contigua a ella, es decir, cuando $x = 0$, siempre habrá discontinuidades; por lo que se trata de una sección a la que conviene referirse. Entonces, al final del primer periodo junto a la válvula, las expresiones anteriores toman la forma:

$$V_1 = V_0 - \frac{g}{\alpha} (F_1 + F_0), \quad (3.45)$$

$$h_1 = h_0 + F_1 - F_0. \quad (3.46)$$

$F_0 = 0$ debido a que indica la sobre presión antes de que empiece la maniobra, lo que puede también deducirse de la ecuación 3.44, para $i = 0$, ya que en ese momento $F_0 = F_1$ y lógicamente F_1 es nula.

Al final de cada periodo i , para $x = 0$, pueden escribirse las dos ecuaciones 3.44 y 3.43, respectivamente, en la forma de ($F_0 = 0$):

i	(A)	(B)
1	$h_1 = h_0 + F_1$	$V_1 = V_0 - \frac{g}{\alpha} F_1$
2	$h_2 = h_0 + F_2 - F_1$	$V_2 = V_0 - \frac{g}{\alpha} (F_2 + F_1)$
3	$h_3 = h_0 + F_3 - F_2$	$V_3 = V_0 - \frac{g}{\alpha} (F_3 + F_2)$
N	$h_n = h_0 + F_n - F_{n-1}$	$V_n = V_0 - \frac{g}{\alpha} (F_n + F_{n-1})$

Allievi eliminó las funciones de F y redujo el sistema de un par de ecuaciones para cada valor de i a una sola por período, utilizando el siguiente procedimiento:

Al final del primer período, es decir, para $i = 1$, de las ecuaciones (B) se despeja F_1 ; con este valor puede escribirse la ecuación (A) correspondiente, en la forma:

$$h_1 - h_0 = \frac{\alpha}{g}(V_0 - V_1). \quad (3.47)$$

Si se suman ahora las dos primeras de la serie (A) y se ordenan los términos, se tiene:

$$h_2 + h_1 - 2h_0 = F_2. \quad (3.48)$$

Y si se le resta la segunda ecuación de la primera del sistema (B) y se despeja F_2 , se obtiene:

$$F_2 = \frac{\alpha}{g}(V_1 - V_2), \quad (3.49)$$

que sustituida en la ecuación 3.48 queda:

$$h_2 + h_1 - 2h_0 = \frac{\alpha}{g}(V_1 - V_2). \quad (3.48)$$

Con el mismo procedimiento pueden eliminarse las demás funciones F y llegar a una serie de ecuaciones que tiene la siguiente forma:

$$h_1 - h_0 = \frac{\alpha}{g}(V_0 - V_1)$$

$$h_2 + h_1 - 2h_0 = \frac{\alpha}{g}(V_1 - V_2)$$

$$h_3 + h_2 - 2h_0 = \frac{\alpha}{g}(V_2 - V_3)$$

(3.49)

$$h_n + h_{n-1} - 2h_0 = \frac{\alpha}{g}(V_{n-1} - V_n)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Estas ecuaciones resolverían el problema si hubiera forma de conocer las velocidades del agua V_1 , V_2 , etc; al terminar los periodos 1, 2, ... Esta dificultad también la resolvió Allievi y posteriormente será explicada; pero antes introduciremos el concepto de *velocidad de inercia*; representado por el V_0 . La *velocidad de inercia* es la velocidad del agua en la tubería antes de empezar una maniobra de cierre o después de terminar una de apertura, lo que implica que V_0 siempre es mayor que cero. En la misma forma se designará a A_0 a la apertura de la válvula en las condiciones de inercia (ver figura 6.8 pag. 226 Aprovechamientos Hidroeléctricos⁷).

Si se dividen ahora las ecuaciones 3.49 entre h_0 y el segundo miembro de ellas se multiplica y divide por V_0 , tendremos:

$$\begin{aligned} \frac{h_1}{h_0} - 1 &= \frac{\alpha V_0}{gh_0} \left(\frac{V_0}{V_0} - \frac{V_1}{V_0} \right) \\ \frac{h_2}{h_0} + \frac{h_1}{h_0} - 2 &= \frac{\alpha V_0}{gh_0} \left(\frac{V_1}{V_0} - \frac{V_2}{V_0} \right) \\ \frac{h_3}{h_0} + \frac{h_2}{h_0} - 2 &= \frac{\alpha V_0}{gh_0} \left(\frac{V_2}{V_0} - \frac{V_3}{V_0} \right) \end{aligned} \quad (3.50)$$

Allievi relacionó los cambios en la velocidad con la ley de maniobra de la válvula haciendo las siguientes consideraciones:

En la figura 6.8 se esquematiza el extremo de una tubería con una válvula para el caso de un cierre y de una apertura gradual.

En cualquier momento i , la velocidad en la tubería es V_i y la presión es h_i , la velocidad del chorro en la descarga es: $c_v A_i \sqrt{2gh_i}$. Como A es el área invariante de la tubería y A_i es el área de apertura de la válvula en el momento i , el principio de continuidad garantiza la validez de la relación:

$$AV_i = c_v A_i \sqrt{2gh_i} \quad (3.51)$$

Y para las condiciones de inercia:

$$AV_v = c_v A_v \sqrt{2gh_0} \quad (3.52)$$

donde A_v es el área hidráulica correspondiente a la apertura de la válvula cuando la velocidad de la tubería es V_v .

Si se acepta que el coeficiente de velocidad c_v no varía durante el funcionamiento (lo que no es una concesión grande, ya que en general se ha ignorado la fricción), y se dividen miembro a miembro las ecuaciones 3.51 y 3.52, se tiene:

$$\frac{V_i}{V_v} = \frac{A_i}{A_v} \sqrt{\frac{h_i}{h_0}} \quad (3.53)$$

expresión que elimina la necesidad de conocer numéricamente los velocidades y solo exige el conocimiento de la ley de maniobra de la válvula.

Notación introducida por Allievi, usado para simplificar más el sistema de ecuaciones:

$$\rho = \frac{\alpha V_v}{2gh_0}, \text{ llamada constante de Allievi} \quad (3.54)$$

$$\xi_i^2 = \frac{h_i}{h_0} \quad (3.55)$$

$$\eta_i = \frac{A_i}{A_v} \quad (3.56)$$

Con estos símbolos, la expresión 3.53 puede escribirse:

$$\frac{V_i}{V_v} = \eta_i \xi_i \quad (3.57)$$

y las ecuaciones 3.50, de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 \xi_1^2 - 1 &= 2\rho(\eta_0\xi_0 - \eta_1\xi_1) \\
 \xi_2^2 + \xi_1^2 - 2 &= 2\rho(\eta_1\xi_1 - \eta_2\xi_2) \\
 \xi_3^2 + \xi_2^2 - 2 &= 2\rho(\eta_2\xi_2 - \eta_3\xi_3) \\
 &\vdots \\
 &\vdots \\
 &\vdots \\
 \xi_n^2 + \xi_{n-1}^2 - 2 &= 2\rho(\eta_{n-1}\xi_{n-1} - \eta_n\xi_n)
 \end{aligned} \tag{3.57}$$

que es la forma en que se presentan las *ecuaciones en cadena de Allievi*. Estas son ecuaciones comunes de segundo grado, cuyas incógnitas $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots$, una vez obtenidas, permiten calcular las presiones totales h_1, h_2, h_3, \dots , utilizando la ecuación 3.55. Es de hacerse notar que cada una de las ecuaciones se apoya en los resultados de la anterior, por lo que cualquier error de ellas repercute en la subsecuentes.

Por otra parte, como las ecuaciones se obtuvieron para la válvula, que es donde se cumple un periodo completo, cada una de ellas difiere de la contigua en un periodo, y esta condición debe respetarse, pero esto no significa que no puedan calcularse precisiones para fracciones de periodos; por ejemplo, si se desea conocer la presión cuando han transcurrido 2.35 periodos, es decir $h_{2.35}$, es necesario calcular antes: $\xi_{0.35}, \xi_{1.35}$ y $\xi_{2.35}$, de manera que cada paso difiera del contiguo en un periodo completo.

Además de los datos hidráulicos del problema, es necesario conocer los valores de η_i , para cada valor i deseado, es decir, la ley de maniobra de la válvula. El ejemplo más simple es del cierre instantáneo ($\tau \leq T$). En este caso:

$$A_0 = A \therefore \eta_0 = 1; \xi_0 = \sqrt{\frac{h_0}{h_0}} = 1.$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Y después del primer periodo:

$$A_1 = 0 \therefore \eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \dots = \eta_n = 0,$$

luego, la primera de las ecuaciones 3.57 queda:

$$\begin{aligned} \xi_1^2 - 1 &= 2\rho(1 - 0), \\ \xi_1^2 &= 1 + 2\rho \end{aligned}$$

y como:

$$\xi_1^2 = \frac{h_1}{h_0} \text{ y } 2\rho = \frac{\alpha V_c}{gh_0},$$

la ecuación anterior equivale a:

$$h_1 = h_0 + \frac{\alpha V_c}{g},$$

que es el resultado de la fórmula de Joukovsky, 3.21.

Al final del segundo periodo, la segunda ecuación 3.57, y ya sustituidos los valores que se acaban de obtener y utilizando las ecuaciones 3.54, 3.55 y 3.56, tiene la forma:

$$\frac{h_2}{h_0} + 1 + \frac{\alpha V_c}{gh_0} - 2 = 0,$$

que equivale a:

$$h_2 = h_0 - \frac{\alpha V_c}{g}.$$

Y análogamente pueden obtenerse los demás valores, que son:

$$h_3 = h_0 + \frac{\alpha V_c}{g},$$

$$h_4 = h_0 - \frac{\alpha V_c}{g},$$

$$h_5 = h_0 + \frac{\alpha V_c}{g}$$

etcétera.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

MODELOS PARA ANÁLISIS DE REDES DE ABASTECIMIENTO DE AGUA.

Los procedimientos que se presentan a continuación, pueden ser utilizados en todos los casos en que se desee analizar una red de distribución, su interconexión y ampliación con diversos sitios de suministro.

- a) Un método que permite analizar una red primaria de distribución de agua, en el caso de que la alimentación sea desde tanques con carga constante, proporciona el gasto que se debe suministrar a cada tanque. Se intentaron varios métodos de solución, encontrándose que el de Newton-Raphson modificado es el que converge más rápido.

- b) Para suministrar el agua, es necesario establecer una serie de proyectos de captación y conducción. El método para encontrar las alternativas de construcción que minimizan el costo de los proyectos necesarios para suministrar la demanda, hace un análisis de erogaciones y un diagrama de barras para construcción y operación de los proyectos futuros, considerando la proyección de la demanda.

- c) Los gastos de entrada a la red de distribución, que se obtienen mediante el modelo del inciso a, son comparados con los que se suministran realmente en el presente, calculándose en cada punto de entrada el déficit para el futuro. Por otra parte, mediante la aplicación del modelo del inciso b, se pueden encontrar las mejores alternativas de construcción de la red externa y en cada una de ellas, a la fecha de entrada de cada proyecto, su capacidad y el costo total actualizado al presente.

MODELOS

Análisis del funcionamiento de la red interna

El problema consiste en determinar los niveles piezométricos en cada uno de los nodos de la red, es decir, conocida la geometría de la red, los diámetros de cada tramo y la rugosidad, así como las extracciones de agua a la red, que se suponen como gastos concentrados en los nodos. Se deben satisfacer condiciones de frontera, que en el caso de la red de la ciudad de México son ciertos niveles piezométricos fijos, nueve en total, correspondientes a tanques con carga constante. En la Fig. 3.21, se aprecia la configuración de la red de agua potable que nos ocupa. El problema queda resuelto si se soluciona el sistema de ecuaciones

$$\sum_{j \in i} Q_{ij} + Q_i = 0 ; i = 1, \dots, n, \quad (3.58)$$

donde Q_{ij} es el gasto que va del nodo j al nodo i , y $j \in i$ significa "para todos los nodos j conectados a i con un tubo". Q_i es el gasto que se extrae por el nodo i . Habrá n ecuaciones de éstas, una para cada nodo donde la carga sea desconocida.

Este sistema implica el cumplimiento del principio de continuidad en cada nodo. El método seguido para resolverlo consistió en transformar las ecuaciones para que las incógnitas sean los niveles piezométricos en los nodos, usando una fórmula de fricción que en este caso fue la de Hazen-Williams

$$Q = CD^{2.63} S^{0.54}. \quad (3.59)$$

Para un tramo dado, tanto la longitud como el diámetro son constantes, y la fórmula queda:

$$Q_{ij} = C_{ij} |H_i - H_j|^{0.54}. \quad (3.60)$$

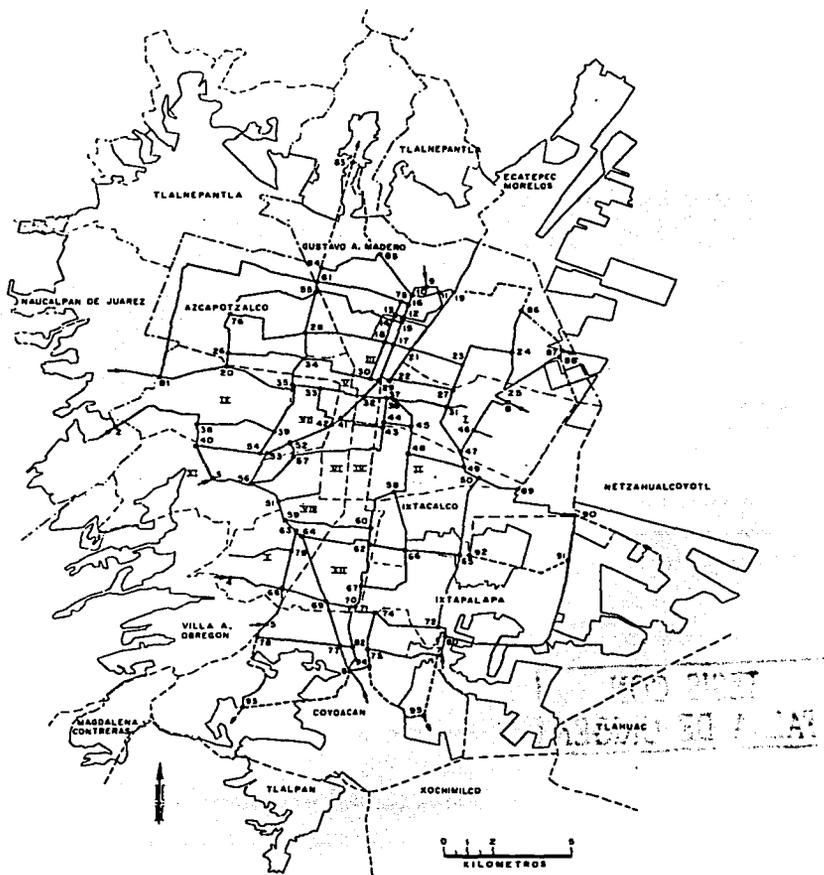


Figura 3.21 Área urbana de la ciudad de México. Red de distribución de agua para 1975^o.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Es necesario introducir una convención de signos, y aquí se escogió el positivo cuando el gasto va de j a i

$$Q_{ij} = C_{ij} \frac{(H_j - H_i)}{|H_j - H_i|^{0.46}} \quad (3.61)$$

El sistema quedará de esta manera

$$\sum_{j \in i} C_{ij} \frac{H_j - H_i}{|H_j - H_i|^{0.46}} + Q_i = 0; \quad i = 1, \dots, n, \quad (3.62)$$

formado por n ecuaciones con las n incógnitas H_1, \dots, H_n ; j puede tomar valores de 1 a m , los correspondientes a los nodos conectados al i , siendo m el número de nodos, incluyendo los carga constante.

El sistema no es lineal y se requiere utilizar algún método iterativo para resolverlo. Se probaron diversos métodos, siendo el de Newton-Raphson modificado el que dio mejores resultados, pues no se tuvieron problemas de convergencia y ésta fue bastante rápida. El sistema de ecuaciones es:

$$\begin{aligned} f_1(H_1, \dots, H_n) &= 0 \\ f_2(H_1, \dots, H_n) &= 0 \\ &\vdots \\ &\dots \\ &\vdots \\ f_n(H_1, \dots, H_n) &= 0 \end{aligned} \quad (3.63)$$

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Para resolverlo se dan valores iniciales H_i a las incógnitas, con lo que se tiene el vector:

$$H_i = (H_1, H_2, \dots, H_n) \quad (3.65)$$

Se calcula el jacobiano de las funciones f_j , es decir:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial H_1} & \frac{\partial f_1}{\partial H_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial H_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial H_1} & \frac{\partial f_2}{\partial H_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial H_n} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial H_1} & \frac{\partial f_n}{\partial H_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial H_n} \end{bmatrix}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

(3.66)

y los valores de las funciones f_j para los valores de H_i supuestos:

$$f_j(\bar{H}_i). \quad (3.67)$$

El método clásico de Newton-Raphson consiste en corregir los valores supuestos inicialmente con los valores de ΔH obtenidos al resolver el sistema lineal,

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial H_1} & \frac{\partial f_1}{\partial H_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial H_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial H_1} & \frac{\partial f_2}{\partial H_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial H_n} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial H_1} & \frac{\partial f_n}{\partial H_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial H_n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta H_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ \Delta H_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (3.68)$$

del siguiente modo,

$$H_{i+1} = H_i + \Delta H_i, \quad (3.69)$$

y repetir el procedimiento

$$H_{i+1} = H_i + \Delta H_i, \quad (3.70)$$

hasta que los valores de f_j valgan cero o sean menores que la aproximación deseada. Este método conduce frecuentemente a una convergencia muy lenta y muchas veces incluso es divergente, dependiendo de los valores iniciales que se propongan. La modificación introducida consiste en corregir los valores de H_i en cada iteración del siguiente modo:

$$H_{i,K+1} = H_{i,K} + \alpha \Delta H_{i,K}, \quad (3.71)$$

donde α se escoge de tal manera que la función

$$F = \sum_{j=1}^n f_j^2(\bar{H}_i), \quad (3.72)$$

tenga un valor mínimo.

La interpretación geométrica del procedimiento es que los valores de $H_{i,K}$ definen un punto en un espacio n-dimensional, en la iteración siguiente se va a otro punto en la dirección que marca el vector $\Delta H_{i,K}$, pero no hasta su extremo como en el método clásico de Newton Raphson, sino hasta donde la función F sea mínima en esa dirección. Se puede mostrar que el vector $\Delta H_{i,K}$ marca una dirección en la que F decrece¹, encontrando el nuevo punto, o sean los nuevos valores de H, se repite el proceso que terminará cuando F valga cero, lo que implica que todas las f_j valgan cero y por lo tanto el sistema original de ecuaciones estará resuelto.

Para encontrar el valor de α que hace F mínima en la dirección dada, se utilizó un método de búsqueda de Fibonacci.

Para resolver el sistema lineal que proporciona ΔH_i , se utilizó el método iterativo de Gauss Seidel, aprovechando que la diagonal principal de la matriz es más pesada que los otros elementos del mismo renglón y que la mayoría de ellos valen cero. No es conveniente el uso de un método directo de inversión de matrices, ya que requiere mucho tiempo y memoria de la computadora, al no aprovechar que en cada renglón i , sólo son distintos de cero el elemento de la diagonal principal y los elementos de las columnas j de los nodos conectados al nodo i , que suelen ser tres o cuatro solamente.

IV. BOMBAS

Introducción

Las bombas añaden energía a los fluidos. El nombre común para estos dispositivos es *turbomaquinaria*.

Puede ser necesario instalar bombas, a menos que el agua se mueva por gravedad con un gasto y presión adecuados. Existen muchos tipos de bombas, los que se usan en los diversos campos de la tecnología, pero entre todas ellas se distinguen tres clases: centrífugas, rotativas y reciprocantes. Estas clases se refieren a las diferentes maneras de cómo las bombas manejan al fluido. Las diferentes clases se pueden subdividir en diversos tipos de bombas. Por ejemplo, las bombas centrífugas incluyen los siguientes: de impulsor (flujo axial), flujo mixto, turbina vertical, turbina regenerativa, difusor y voluta.

Esta clasificación de las bombas centrífugas se basa en la manera como el componente rotativo, el impulsor, imparte energía al agua. En las bombas de turbina o las de flujo radial, se conforma al impulsor para forzar al agua a moverse hacia fuera, en ángulo recto con su eje. En las bombas de flujo mixto, el impulsor hace que el agua se mueva en una dirección tanto radial como axial. En las bombas de impulsor, éste obliga al agua a tomar una dirección solamente axial. Entre las bombas de flujo radial, se hallan los tipos de carcasa de voluta, difusor, o circular, refiriéndose a la manera como el agua es recogida y dirigida hacia la tubería de salida, después de que deja al impulsor.

Cualquiera de los tipos descritos, puede ser bomba de un sólo paso o de pasos múltiples, donde la palabra paso se refiere al número de impulsores que hay en la bomba. Otra característica distintiva es la posición del eje, que puede ser vertical u horizontal. Existen bombas de succión simple y de doble succión. También se pueden agrupar las bombas según los materiales con que están

construidas: bronce, acero inoxidable, hierro y todas sus posibles combinaciones. El material usado adquiere importancia cuando se manejan líquidos corrosivos. Cuando se trata de agua, las bombas más comunes son las centrífugas.

La selección del tipo de bomba para un determinado servicio, se basa en la cantidad relativa de gasto y energía requeridos. Para llevar grandes cantidades de agua a una elevación relativamente pequeña, por ejemplo, al tomar agua de un canal y llevarla a un campo, necesita un tipo diferente de bomba al que hace falta cuando hay que bombear una cantidad relativamente pequeña de agua a grandes alturas, como el suministro de agua desde un valle hasta una cabaña de esquiadores en lo alto de una montaña. Para hacer la selección apropiada para cualquier aplicación, se necesita estar familiarizado con los conceptos básicos de operación de los principales tipos de bombas centrífugas.

El agua entra a la bomba por el eje, que hace girar al impulsor. Este es una serie de hélices, paletas o alabes dispuestos periféricamente alrededor del eje y pueden estar o no sostenidos por una o dos planchas circulares. Según gira el motor, el desplazamiento a alta velocidad ejerce un torque T , y el agua se arremolina al entrar al impulsor. La velocidad angular ω , impartida a las partículas de agua las lanza hacia fuera contra la pared de la carcasa. Esta carcasa está construida de tal manera que lleva el agua hacia la tubería de salida, ya sea por paletas o por expansión gradual en forma espiral. Con un diseño apropiado de la carcasa, la energía cinética impartida al agua por el impulsor se cambia gradualmente en energía de presión.

Los impulsores con un gran radio y pasajes estrechos de flujo, transfieren mayor cantidad de energía cinética por unidad de volumen que los impulsores de radio menor para mayor paso de agua.

Las bombas diseñadas de tal manera que el agua sale del impulsor en una dirección radial, imparten mayor aceleración centrífuga que aquellas en las que el

agua sale axialmente o formando un ángulo. Por consiguiente la configuración relativa del impulsor determina el campo general de aplicación de una bomba centrífuga.

Carga, descarga y requerimientos de potencia

En la Figura 4.1 se muestra la configuración interna típica de una bomba centrífuga. La bomba mostrada es una bomba de un sólo paso y doble entrada con una carcasa tipo voluta (en forma de espiral). Una vez que se haya seleccionado el tipo de bomba más apropiado para una determinada aplicación, se determinará el tamaño para la descarga requerida y carga dinámica necesaria para su entrega. La capacidad de salida de una bomba se define por la razón de flujo de volumen, Q . En Norteamérica, esta descarga se expresa en galones por minuto, donde $1 \text{ gpm} = 6.31 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$. La capacidad aproximada que se estima para las bombas, se puede calcular aproximadamente tomando como base el tamaño de salida de la bomba; el diámetro de salida, en metros, multiplicado por 0.06 da la descarga aproximada de la bomba en m^3/s .

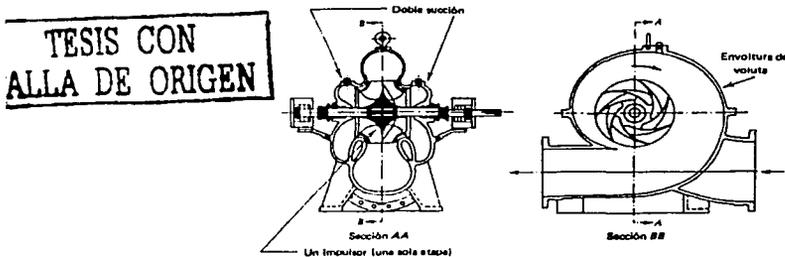


Figura 4.1 Sección típica para una bomba centrífuga tipo voluta de un sólo paso y doble succión².

La presión, o carga a desarrollar es la medida de la altura a la que hay que elevar el agua por bombeo desde el nivel del depósito o pozo. Además de esta

altura, es preciso incluir las pérdidas por fricción que ocurren en la tubería. Hay que tener en cuenta las pérdidas de energía en los dispositivos de entrada como coladeras, válvulas de pie, codos, válvulas, etc. La presión o energía cinética que se requiere al final de la línea de suministro, forma también parte de la *carga dinámica total*. La velocidad del impulsor se expresa en rpm. Aunque algunos motores de bomba se construyen de modo tal que se puede variar su velocidad, esto resulta raro y costoso. En la mayor parte de las bombas se usan motores eléctricos estándar.

Al seleccionar el motor de una bomba y diseñar su alambrado eléctrico, fusibles, y dispositivos interruptores, es importante no olvidarse de que las bombas necesitan más potencia para arrancar que para operación continua. Como la velocidad a plena carga de un motor eléctrico común se reduce de un 3 a un 5 por ciento durante el arranque, sus requerimientos de potencia aumentan considerablemente.

La potencia requerida por una bomba se puede calcular de la fórmula:

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H, \quad (4.1)$$

donde γ es el peso específico del fluido bombeado. Para el agua equivale a 9.81 kN/m³ (62.4 lb/pie³). La dimensión de la potencia P es metro-Newton/segundo. El requerimiento de potencia de un motor eléctrico se expresa generalmente en kilovatios. De la definición de kilovatio, kNm/s, se sigue que si la ecuación (4.1), P está en vatios, entonces el lado derecho de la ecuación, dividida entre 1000, da la potencia en kilovatios. En la práctica, las necesidades de potencia de las bombas se expresa a menudo en caballos de fuerza. Al definir el requerimiento de potencia de una bomba en caballos de potencia de fuerza, es preciso dividir la ecuación (4.1) entre 75. Ninguna bomba operará a 100 de eficiencia; por consiguiente, la potencia del motor de impulsión debe ser mayor que la potencia requerida por el agua. La primera se llama *potencia al freno*, la última se llama *potencia al agua*. Y se relacionan por la fórmula:

$$\text{potencia al freno} = \frac{\text{potencia al agua}}{\text{eficiencia}} \quad (4.2)$$

La eficiencia de una bomba varía con Q y H . Además, diferentes tipos de bombas tienen diferentes valores típicos de eficiencia. En la figura (4.2) se muestra una gráfica de rendimiento.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

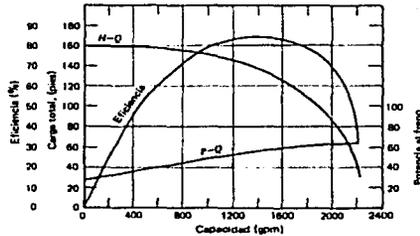


Figura 4.2 Gráfica típica del rendimiento de una bomba².

En la Figura (4.3) se muestra un ejemplo del cambio en las características de carga, gasto y eficiencia como una función de las velocidades de rotación. La potencia se puede también expresar como el producto del torque T que actúa sobre el eje por la velocidad angular ω del eje que gira, esto es:

$$P = T \cdot \omega \quad (4.3)$$

La dimensión del torque es (Newton-metro). La velocidad angular del impulsor se define como

$$\omega = \frac{2\pi}{60} (rpm), \quad (4.4)$$

y su dimensión es radianes por segundo. Si el eje de la bomba gira a N rpm, la relación entre el torque T aplicado y la potencia P requerida es

$$T = 9540 P/N, \quad (4.5)$$

donde P se expresa en kilovatios.

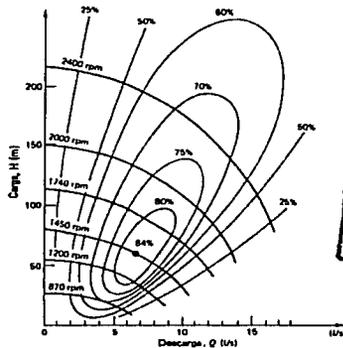


Figura 4.3 Curvas características de una bomba centrífuga que opera a diferentes velocidades. (Las líneas de contorno muestran porcentajes de eficiencias constantes)².

El rendimiento de la bomba se puede alterar cambiando ya sea el impulsor, el motor o ambos. Para cambiar las características de las bombas son útiles ciertas leyes básicas para todas las bombas centrífugas. Estas leyes se llaman *leyes de afinidad*, las cuales son:

Cambiando el diámetro del impulsor D en la bomba, resulta en cambios de Q , H y P , según las relaciones:

$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{D_1}{D_2} \\ \frac{H_1}{H_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \\ \frac{P_1}{P_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \end{aligned} \quad (4.6)$$

Los subíndices 1 y 2 se refieren a los valores de los parámetros antes y después del cambio, respectivamente. Cuando sólo se cambia la velocidad del motor en la bomba, los cambios resultantes se muestran en las siguientes relaciones, siempre que la bomba siga operando cerca de la eficiencia óptima:

$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{N_1}{N_2} \\ \frac{H_1}{H_2} &= \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \\ \frac{P_1}{P_2} &= \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \end{aligned} \quad (4.7)$$

dónde N_1 y N_2 se refieren a las rpm de los motores antes y después del cambio. La similitud entre las ecuaciones 4.6 y 4.7 muestran que el cambio de impulsor tiene la misma influencia sobre el rendimiento de la bomba que el cambio de velocidad.

Velocidad específica

El rendimiento de una bomba depende de tres parámetros: el gasto, la carga dinámica y la velocidad de rotación del impulsor. Para simplificar la expresión de las características requeridas de gasto, carga dinámica y velocidad de la bomba, se puede concentrar a un sólo número llamado *velocidad específica*. La velocidad específica se evalúa en el pico de la eficiencia y es expresada por

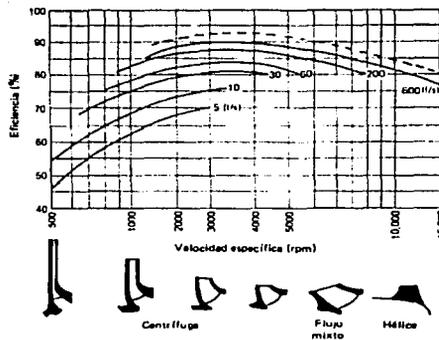
$$n_s = 284 \frac{NQ^{0.5}}{(g \cdot H)^{0.75}} \quad (4.8)$$

en esta ecuación se ha de sustituir Q en m^3/s , g es 9.81 m/s^2 , N es en rpm y H es en m. El multiplicador, 284, tiene en cuenta el hecho de que en la práctica norteamericana la velocidad específica se determina por:

$$n_s = (rpm) \left(\frac{gpm}{pie} \right)^{0.5} \quad (4.9)$$

la que no es una ecuación sin dimensiones.

La velocidad específica de una bomba, no es realmente una velocidad en el sentido físico aunque se puede usar en el sentido de que, una bomba reducida en su tamaño de tal modo que entregue un gpm a una altura de un pie, operaría a su velocidad específica. En la práctica, la velocidad específica es solamente un número muy apropiado para caracterizar los diversos tipos de bombas centrífugas. Generalmente se fabrican bombas con bajas velocidades específicas (500 a 2,000 rpm) para entregar pequeños gastos a altas presiones. Las bombas caracterizadas por altas velocidades específicas (de 5,000 a 15,000 rpm) entregan grandes gastos a bajas presiones. Las relaciones aproximadas entre la velocidad específica, forma del impulsor, gasto y eficiencia se muestran en la Figura (4.4).



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 4.4 Carta para seleccionar tipos de bombas basados en la velocidad específica y el gasto para una óptima eficiencia. (Los dibujos inferiores muestran la forma del impulsor para la correspondiente velocidad específica)².

Las ventajas de la ecuación 4.8 provienen del hecho que las bombas construidas con proporciones y forma idénticas pero en diferentes tamaños, tienen velocidades específicas iguales. Cuando se conoce el gasto, la carga dinámica y los caballos requeridos de fuerza de agua, se puede usar la Figura 4.4 para determinar el tipo necesario de bomba.

Se debe prestar particular atención en ese momento a las curvas de rendimiento como la de la Figura 4.2. La curvatura relativa de las líneas de características de las bombas y la relación entre la carga y el gasto son bastante diferentes para los distintos tipos de bombas. Las bombas de flujo axial con altas velocidades específicas, generalmente tiene curvas características con mayor pendiente. Para bombas centrífugas con flujo radial, las que tienen bajas velocidades específicas, las curvas características son generalmente más planas, los pequeños cambios en el gasto resultan en pequeños cambios en la carga. Con curvas de características planas, los pequeños cambios en el gasto resultan en pequeños cambios en la carga. Con curvas de características empinadas, los pequeños cambios en el gasto pueden causar grandes cambios en la carga hidráulica. Ésta es una desventaja de las bombas de flujo axial cuando se operan a menos de su óptima eficiencia.

La carga de succión permisible

Un punto importante para el diseño de las instalaciones de bombeo, es la elevación de la bomba sobre el nivel del agua en el pozo o depósito de donde ésta se toma. La presión es por consiguiente menor que la atmosférica. A esta tensión ya disminuida se añade la pérdida de energía entre el depósito y la bomba, debido a pérdidas locales y la fricción en la tubería. La presión se reduce aún más ya que parte de la energía en la bomba se usa en forma de energía cinética debido a las altas velocidades en la carcasa de la bomba, especialmente alrededor de los impulsores. Este último efecto se relaciona con la velocidad específica de la bomba. Sumando la elevación de la bomba, la carga de energía cinética y las

pérdidas por fricción en la tubería de succión de la bomba se obtiene la *carga total de succión*, H_s . Si esta carga total de succión corresponde a la reducción de presión en la bomba, que es igual o menor a la presión del vapor del agua se cambiará en vapor. Más de la mitad de los problemas experimentados con las bombas centrífugas se pueden rastrear hasta la parte de succión y muchos de ellos implican cavitación. Si el agua se vaporiza dentro de la bomba, se forman pequeñas burbujas en los pasajes de succión y en la entrada del impulsor. Estas burbujas se colapsan repentinamente al llegar a la región de altas presiones. Estas explosiones pueden ocurrir con tal violencia que ocasionan daños al metal de la bomba. Las burbujas sucesivas se rompen con la fuerza de impacto considerable, causando altos esfuerzos localizados sobre las superficies metálicas que se erosionan a lo largo de las capas del metal que forma la carcasa y en los extremos de los impulsores. Es fácil conocer la presencia de la cavitación; la vibración y el ruido hacen que la bomba suene como si estuviera llena de gravilla. El resultado de la cavitación es una caída significativa de la eficiencia y un consecuente fallo mecánico de la bomba, causado por la erosión producida por la cavitación en la envoltura y el impulsor, además del fallo por fatiga de los sellos y el eje.

La carga permisible de succión de una bomba determinada es la mayor elevación sobre el nivel inferior del agua en el que operará la bomba sin una notable pérdida de eficiencia debido a la cavitación. Esta altura se expresa en términos de la carga total H que la bomba debe entregar, multiplicado por un factor de proporcionalidad, σ , llamado *parámetro de cavitación*. El fabricante determina el valor de σ con base en la siguiente prueba: se coloca la bomba sobre un pedestal de elevación ajustable situado entre dos depósitos. La carga total H entregada por la bomba se compone de la diferencia de elevación entre los niveles de los depósitos, más las pérdidas de energía que se ve en la Figura 4.5. La eficiencia de la bomba se puede calcular midiendo la potencia al freno y el gasto de la bomba a diversas elevaciones z de la entrada de la bomba. Cuando se sube el pedestal de la bomba más allá de una cierta elevación, la eficiencia empieza a

bajar, indicando el comienzo de la cavitación. Esto significa, que P_o , la presión absoluta a la entrada de la bomba, se ha reducido a la presión de vapor P_v . Usando la notación de la Figura 4.4 y escribiendo la ecuación de energía entre el nivel inferior del depósito de agua y la toma de la bomba, se puede deducir la fórmula del parámetro de cavitación:

$$\sigma = \frac{(P_o)_{abs} - (P_v)_{abs} - z - h_L}{\frac{\gamma}{H}}, \quad (4.10)$$

en la que P_o es la presión atmosférica ambiente, P_v es la presión absoluta del vapor, h_L es la suma de las pérdidas de energía en la tubería de succión, y H es la carga dinámica total. Comúnmente se llama carga positiva neta de succión al numerador de la ecuación (4.10). H en el denominador es la carga dinámica total. Los valores del parámetro de cavitación, σ , varían desde 0.05 para una velocidad específica de 1000, hasta 1.0 para una velocidad específica de 8000. Para bombas de alta velocidad específica, esto es, cargas bajas con gran capacidad de descarga, la carga neta permisible de succión positiva puede ser menor que cero, lo que indica que dichas bombas se deban de instalar muy por debajo del nivel del agua en el depósito a fin de eliminar la posible cavitación. En estos casos es necesario que la bomba sea del tipo de eje vertical para que el motor se pueda instalar a una altura que esté por encima de cualquier posible nivel de avenida. Se ha encontrado que por lo general la cavitación ocurre como resultado de gran velocidad de la bomba, o por considerable elevación en la succión. La cavitación también puede ocurrir si la bomba no se encuentra en operación en el punto óptimo de su curva de eficiencia, o cerca de éste.

Normalmente las bombas centrífugas requieren que la presión de succión sea positiva, es decir, deben de estar sumergidas en el líquido por eso existe el término NPSH el cual proporciona la carga mínima disponible a la entrada del dispositivo de bombeo, para que éstas bombas funcionen se requiere que el NPSH sea mayor o igual al requerido pero nunca menor.

Bombas en paralelo y en serie

En las estaciones de bombeo, los requerimientos de gasto y carga pueden fluctuar considerablemente en el tiempo. Para operar a eficiencia óptima, la salida de una bomba puede fluctuar solamente dentro de límites bastante estrechos. Por tanto, para fluctuaciones en la demanda, resulta ventajoso instalar varias bombas en una estación de bombeo. Las bombas que se instalen juntas, pueden operar en serie o en paralelo. En cualquier caso las características individuales de las bombas deben corresponder unas con otras a fin de obtener la mejor eficiencia total. Es ventajoso instalar bombas idénticas en tamaño. En este caso su equilibrio es mejor desde el punto de vista hidráulico. Además, desde un punto de vista práctico, el costo de almacenar refacciones será menor; al ser intercambiables los diversos componentes, se facilitaran la reparaciones y el mantenimiento. Para eliminar el tiempo de paralización por reparaciones, se puede añadir al sistema una bomba adicional de tamaño similar. Esta se pone en línea cuando alguna de las otras bombas necesite reparación o mantenimiento.

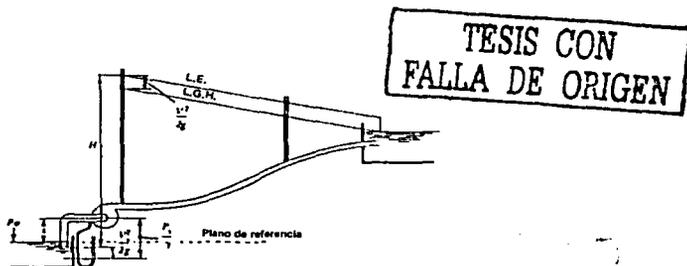
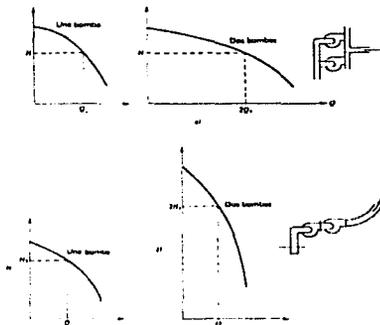


Figura 4.5 Notación para la deducción del parámetro de cavitación².

Cuando dos bombas idénticas se instalan juntas en serie, como se muestra en la Figura 4.6, la descarga total de las dos bombas es la misma que la descarga

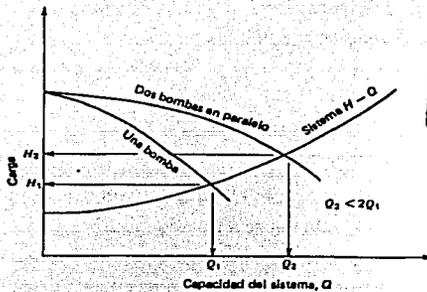
de una sólo bomba, pero se duplicará la presión de salida. Cuando se conectan en paralelo, el gasto total entregado por las dos bombas idénticas es el doble del de una sola bomba, pero la presión de salida sigue siendo la misma que la de una sólo bomba. Los conceptos anteriores son ciertos solamente si las bombas que operan juntas descargan a la atmósfera. Cuando entregan agua a un sistema de tuberías que ofrece resistencia friccional, dos bombas operando en el paralelo encontrarán mayor resistencia al flujo. Tendrán, por consiguiente, un diferente punto de operación a cuando operaban solas en el mismo sistema de tuberías. La figura 4.7 ilustra este concepto. La curva característica de operación de este sistema se determina en este caso seleccionando dos o tres gastos, y calculando las correspondientes pérdidas de energía en el sistema de tuberías. En la figura, se traza el gasto contra la carga, para el sistema de tuberías. Se muestran también los puntos de operación para trabajar los dos bombas solas o en paralelo. La intersección de dichas líneas constituyen los puntos de operación. Como indica la gráfica, la descarga conjunta de las dos bombas en paralelo es menor que el doble de la descarga de una sola bomba. Similarmente, dos bombas que operan en serie no duplican ni la carga ni el gasto del sistema total.



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Figura 4.6 Dos bombas idénticas que operan a) en paralelo y b) en serie².

Con estos conceptos básicos, se puede analizar la operación conjunta de cualquier arreglo de las bombas. Si requiere para ello el conocimiento de las resistencias friccionales del sistema de tubería y la disponibilidad de las curvas características de la bomba. Se puede determinar el trabajo del sistema completo bajo diversas condiciones de operación, utilizando el análisis gráfico.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 4.7 Rendimiento de un sistema que involucra dos bombas idénticas que operan en paralelo y descargan el agua en una tubería².

Arranque y reparación

Para iniciar la operación de una bomba centrífuga, se debe primeramente cebar, a menos que sea de ceba automática. *Cebear* significa llenar la bomba con agua de manera que el impulsor pueda crear succión. Las válvulas de pie sirven el propósito de mantener el agua dentro de la bomba entre operaciones periódicas, pero a menudo tienen fugas. El cebado requiere que hayan válvulas antes y después de la bomba. Estas válvulas se deben cerrar antes de cebear y arrancar la bomba. Después del arranque, la válvula de entrada siempre se abre primero.

Después de un corto periodo, la válvula de salida se puede abrir lentamente. Una válvula de salida cerrada no perjudica a una bomba centrífuga. Con la válvula de salida cerrada, la presión de la bomba aumenta aproximadamente entre un 15 y un 30 por ciento. La carga de potencia sobre el motor, cuando se cierra la salida de la bomba, se reduce entre un 50 y un 60 por ciento.

La fabricación de bombas ha alcanzado un nivel tal de refinamiento, que se espera que una bomba preste servicios sin problemas durante largo tiempo. Sin embargo, se pueden presentar problemas debido a un diseño o instalación inadecuados o a un mantenimiento defectuoso. A continuación se da una lista de algunos problemas comunes y sus probables causas:

Si la bomba no entrega agua o no lo hace en cantidad suficiente:

- La bomba no está cebada.
- La velocidad es muy baja: revisar el alambrado eléctrico.
- Se colocó demasiado alto la cabeza de desagüe.
- La carga de succión es mayor de lo permisible.
- El impulsor está atascado.
- El impulsor gira en dirección incorrecta.
- La entrada está tapada.
- Hay fugas de aire en la tubería de toma.
- Problemas mecánicos (sellos, impulsor, etc.)
- La válvula de pie es muy pequeña.
- La tubería de succión no está bastante sumergida.

No hay suficiente presión:

- Hay aire en el agua, debido a fugas en la tubería de succión.
- El diámetro del impulsor es muy pequeño.
- Muy baja velocidad.

- El ajuste de la válvula es incorrecto.
- El impulsor está dañado.
- El empaque de la envoltura es defectuoso.

Operación errática:

- Fugas en la línea de succión.
- El eje está fuera de alineación.
- Hay aire en el agua.

La bomba consume demasiada potencia:

- Velocidad demasiado alta.
- Mala selección de la bomba.
- El agua está demasiado fría.
- Defectos mecánicos.

Vibración y ruido:

- Cavitación.
- Motor fuera de balance.
- Los cojinetes están gastados.
- El impulsor está fuera de balance (álabes dañados).
- La tubería de succión toma aire por la acción del vórtice en el pozo.
- Golpe de ariete en el sistema de tubería.

V. RECUPERACIÓN SECUNDARIA

Introducción

Los métodos primarios de recuperación usan la energía natural del yacimiento (empuje por expansión de la roca y de los fluidos, empuje por gas en solución, casquete de gas, entrada de agua, segregación gravitacional y empujes combinados) y los métodos secundarios de recuperación aumentan la energía natural por la inyección de fluidos (gas, N₂, agua y combinación agua/aceite), no obstante se deja de una tercera parte a la mitad o más del aceite original en el yacimiento. Por otra parte, ciertos yacimientos de aceite pesado, en arenas y lutitas tienen recuperaciones despreciables por estos métodos. Así, es justificable que las técnicas de recuperación mejorada de aceite (EOR), deban ser empleadas para adquirir estas enormes fuentes de energía.

Los procesos de recuperación mejorada incluyen todos los métodos que usen fuentes externas de energía y/o materiales para recuperar el aceite que no puede ser producido económicamente por medios convencionales. Los procesos de recuperación mejorada pueden ser clasificados como:

1. **Térmicos:** inyección de vapor, inyección de agua caliente y combustión in-situ.
2. **No térmicos:** inyección de químicos, inyección de miscibles y empuje de gas.

Existe bastante información de cada uno de los procesos de recuperación secundaria y mejorada, la cual puede ser consultada en las referencias bibliográficas 8 y 13. En este trabajo, como se ha mencionado anteriormente, no intenta incluir una revisión detallada de los métodos de recuperaciones secundaria y mejorada usados actualmente en la industria petrolera, ya que el objetivo

fundamental es el análisis del transporte de agua de inyección a través de tuberías desde los frentes de abastecimiento hasta el yacimiento, no obstante se incluye el presente capítulo para dar una revisión de algunos conceptos básicos que permitan al lector tener una idea clara de la aportación de la tesis en el proyecto integral de inyección de agua.

Inyección de Agua

La inyección de agua es el método de recuperación secundaria ampliamente utilizada en el mundo después de la recuperación primaria. Y contribuye substancialmente al incremento de producción y reservas. Los ingenieros de yacimientos son responsables del diseño de inyección de agua, pronóstico de predicción y determinación de las reservas. Ellos comparten responsabilidades con los ingenieros de producción para la implementación, operación y evaluación del proyecto de inyección de agua.

Eficiencia de recuperación

El total de la eficiencia de recuperación por inyección de agua se estima por (ver Figura 5.1):

$$E_R = E_D \times E_V, \quad (5.1)$$

donde:

E_R = eficiencia total de recuperación, fracción o porcentaje

E_D = eficiencia de desplazamiento en el volumen barrido por agua, fracción o porcentaje

E_V = eficiencia de barrido volumétrico, fracción o porcentaje del volumen del yacimiento actualmente barrido por agua

La eficiencia de desplazamiento está influenciada por las propiedades de la roca y de los fluidos (volumen de poros inyectado) y puede determinarse a través:

1. Núcleos de laboratorio invadidos
2. Teoría de avance frontal
3. Correlaciones empíricas

Los núcleos de laboratorio invadidos, son usados idealmente para representar las propiedades de la formación y los fluidos actuales en el yacimiento, son el método preferido para la obtención del S_w y E_D . La teoría de flujo fraccional puede ser usado para estimar S_w y E_D , pero esto requiere medir las curvas de permeabilidad relativa. Alternadamente, se tienen correlaciones empíricas como la de Croes y Schwarz basados en los resultados de invasión de agua que también pueden ser usados (ver Figura 5.2).

La eficiencia de barrido volumétrica esta definida por:

$$E_V = E_A \times E_I, \quad (5.2)$$

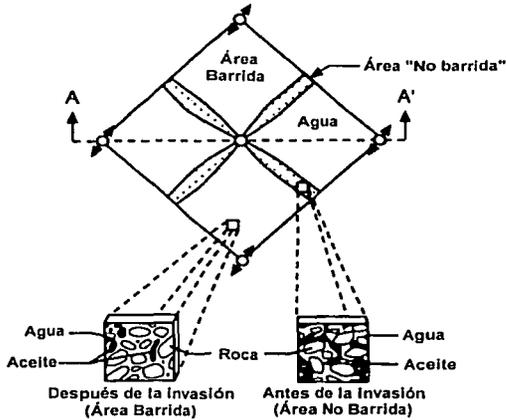
donde:

E_A = eficiencia areal de barrido – fracción del patron de área o intensidad de área invadida que es barrida por el desplazamiento del fluido (ejemplo agua)

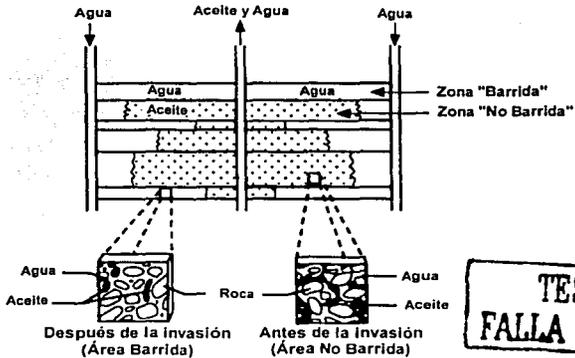
E_I = invasión o eficiencia de barrido vertical – fracción del patrón de flujo del espesor o intensidad del espesor que es invadido por el desplazamiento del fluido (ejemplo agua)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A. Desplazamiento areal la capa



**B. Desplazamiento Vertical
(Sección transversal A-A')**



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Figura 5.1 Desplazamiento del aceite por agua⁶.

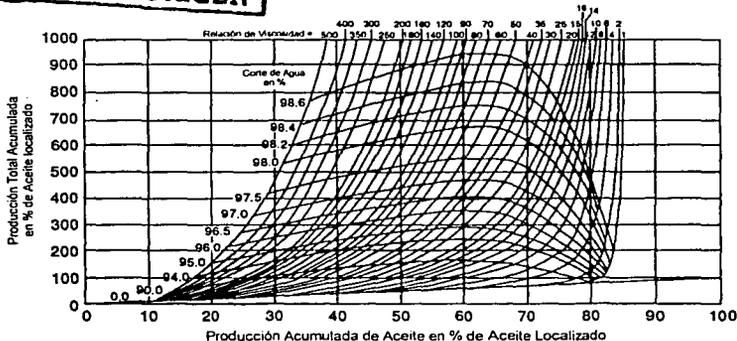


Figura 5.2 Representación experimental de la inyección de agua⁶.

Los factores que determinan el área o la eficiencia del patrón de barrido son los patrones de tipo de invasión, la relación de movilidad y la heterogeneidad del yacimiento.

La eficiencia areal de barrido para varios patrones tiene que ser estudiada usando modelos físicos y matemáticos. Para el patrón de cinco puntos las correlaciones más usadas son la de Dyes, Caudle y Erickson.

Eficiencia de barrido vertical (o invasión) es influenciada por la heterogeneidad del yacimiento, relación de movilidad, flujo cruzado, fuerzas de gravedad y capilaridad. Las propiedades del yacimiento tales como permeabilidad, porosidad, distribución del tamaño de poro, mojabilidad, saturación de agua congénita constantes propiedades pueden variar significativamente. Las variaciones pueden ser areales y verticales. La variación de la permeabilidad es la más afectada por la eficiencia de barrido vertical. La permeabilidad horizontal varía con la profundidad debida a los cambios de ambiente deposicionales y a los subsecuentes ambientes geológicos. El agua de inyección se mueve preferencialmente a través de zonas de alta permeabilidad. En una roca preferencialmente mojada por agua, el agua es imbibida dentro de las zonas adyacentes de baja permeabilidad a las zonas de

alta permeabilidad debidas a las fuerzas de capilaridad. También, el agua inyectada tiende a fluir del fondo del yacimiento debido a la segregación gravitacional.

Rítmos de inyección

Los ritmos de recuperación de aceite y, por lo tanto, la vida del proyecto depende de los ritmos de inyección de agua al yacimiento. El ritmo de inyección, el cual puede variar a través de la vida del proyecto, está influenciado por muchos factores. Las variables que afectan el ritmo de inyección son las propiedades de la roca y de los fluidos, las áreas y movilidad de las regiones barridas y no barridas, y la geometría del aceite (ejemplo el modelo, espaciamiento y radio del pozo).

Muskat y Doppe previeron ecuaciones para el ritmo de inyección para regular los modelos con la unidad de la relación de movilidad y no de saturación de gas libre.

La inyectividad de agua está definida como el ritmo de inyección por unidad de presión diferencial entre pozos inyectoros y productores. Una drástica declinación de la inyectividad de agua ocurre durante un periodo temprano de inyección en un yacimiento agotado. (Figura 5.3). Después del llenado, la variación de la inyectividad depende de la relación de movilidad. Ésta permanece constante en el caso de una unidad de relación de movilidad, incrementando si $M > 1$ (desfavorablemente), y decrece si $M < 1$ (favorablemente).

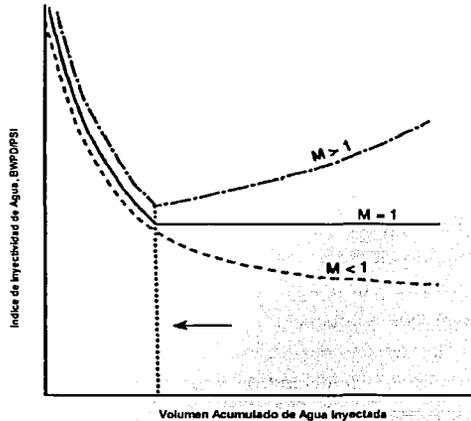


Figura 5.3 Variación del agua inyectada en un sistema radial⁶.

Hasta aquí se ha presentado una revisión muy somera de algunos conceptos importantes, tales como, la eficiencia de recuperación y los efectos del ritmo de inyección que afectan directamente las ganancias económicas de los proyectos de inyección de agua.

Compatibilidad del agua de inyección

Un aspecto muy importante por considerar en un proyecto de inyección de agua es el abastecimiento, en algunas partes del país se tiene agua suficiente a partir de una variedad de fuentes disponibles de modo tal que resulta una excelente opción la que se basa principalmente en el costo. La calidad del agua es de sumo interés considerando un análisis físico-químico de la misma, requiriéndose que cumpla un mínimo de características. El agua debido a su naturaleza, contiene una gran variedad de impurezas que son de origen orgánico,

inorgánico o de ambos, equipo superficial y/o en el yacimiento. Para prevenir estos problemas es necesario realizar un tratamiento físico-químico previo, a fin de eliminar los compuestos indeseables y además establecer la compatibilidad del agua que será inyectada, con el agua congénita y la roca de la formación. En la caracterización del agua de inyección, es importante considerar la calidad y compatibilidad de la misma. Una calidad deficiente del agua causa un gran incremento en los costos de mantenimiento y operación, por lo que se disminuye el margen de rentabilidad al aplicar la recuperación secundaria, teniendo por consecuencia el retraso en tiempo de ejecución del proyecto, y peor aún se puede provocar un daño a los pozos lo cual afecta al proyecto.

Antes de implantar un proyecto de recuperación secundaria por inyección de agua, es esencial realizar un estudio de compatibilidad, independientemente de la fuente de agua seleccionada, a fin de asegurar que el agua de formación y el agua que se va a inyectar sean químicamente compatibles.

Idealmente, el agua de inyección debe entrar al yacimiento libre de partículas suspendidas y aceite, además de ser compatible con la roca del yacimiento y fluidos del mismo, estar exenta de microorganismos y no ser incrustante ni corrosiva. En el caso de yacimientos dulces o amargos es conveniente controlar el desarrollo de bacterias sulfato-reductoras, hasta donde sea posible.

En los proyectos de inyección, aunque la experiencia es importante, cuando se desea aplicar la mejor tecnología disponible deben realizarse, previo al establecimiento del diseño del sistema de inyección, un estudio detallado del agua a inyectar, de las características de la roca de la formación y de los fluidos presentes en ella, así como de su compatibilidad y del daño. Con base en los resultados de la experimentación de laboratorio, se establece, el tratamiento químico necesario para el agua de inyección a utilizar en un proyecto de recuperación secundaria.

Para determinar los parámetros requeridos en la caracterización del agua, es necesario obtener para el análisis, una porción de agua del cuerpo principal, que sea realmente representativa.

Las siguientes reglas generales se aplican a todos los procedimientos de muestreo:

- Y Las muestras deben representar las condiciones existentes del punto donde fueron tomadas.
- Y Las muestras deben de ser de volumen suficiente y deben ser tomadas de manera frecuente para permitir la reproducibilidad de los requerimientos de prueba.
- Y Las muestras deben recolectarse, empacarse, embarcarse y manipularse previamente al análisis de tal manera que no se presenten cambios en las propiedades o constituyentes que se van a examinar.
- Y Si están presentes constituyentes en suspensión coloidal, la muestra debe tomarse de tal manera que éstos estén presentes en porción representativa.
- Y Los recipientes para las muestras deben estar elaborados de materiales que no contaminen la muestra y deben limpiarse perfectamente antes de que se usen a fin de remover cualquier material extraño.
- Y Se recomiendan recipientes de vidrio resistentes a químicos y a la acción solvente del agua, o contenedores de plástico colapsables de polietileno o polipropileno, con una contratapa y tapa adecuada para sellar el recipiente y evitar contaminación.

Fuentes de suministro

En la naturaleza existen dos clases de agua: aguas dulces y aguas saladas, que provienen de diversas fuentes; éstas pueden ser tanto superficiales como subsuperficiales.

Aguas dulces. Las aguas dulces superficiales, pueden provenir de: ríos, lagos, lagunas y lluvia. Por lo que es necesario un tratamiento previo para poder usarlas como agua de inyección. Para evitar posibles problemas en el yacimiento, las fuentes deben ser preferentemente pozos de baja profundidad, para que el agua elimine mediante filtración natural partículas indeseables lo que evitará su tratamiento y abatirá los costos de operación.

Las aguas dulces subsuperficiales se obtienen perforando pozos hasta los estratos que la contienen, presentan una turbidez muy baja y un índice de corrosión mínimo, el tratamiento químico es menor y de bajo costo, por lo que, se recomienda el uso de sistemas cerrados para este tipo de aguas.

Aguas saladas. El agua salada suele encontrarse en forma subsuperficial en estratos de gran profundidad y en algunos campos se les encuentra en grandes cantidades. Son muy ventajosas porque el tratamiento químico requerido es mínimo y su turbidez es muy baja.

Aguas saladas superficiales. El agua de mar puede ser usada en lugares cercanos a éste, una de las ventajas es el volumen disponible sin límite, es conveniente extraerla por medio de pozos perforados en la orilla del continente o bien por obras de captación costa afuera. Su tratamiento químico requiere inhibidores de corrosión y bacterias preferentemente.

También puede utilizarse el agua de yacimiento que se está produciendo junto con el aceite. Ésta tiene la ventaja de ser compatible con los fluidos del yacimiento, pero hay que evitar la precipitación de compuestos insolubles, los cuales causan problemas de taponamiento.

Una vez que se ha seleccionado la fuente de suministro es necesario contar con una planta de tratamiento.

Sistemas de inyección

Los principales factores que se deben de considerar y evaluar al diseñar una planta de tratamiento de agua de inyección son:

- a) Las características del agua, involucrada en el tratamiento.
- b) Los rangos adecuados de la calidad del agua y prever cambios de control en el tratamiento.
- c) Los rangos de capacidad de tratamiento, (volumen, presión).
- d) La planta se diseña con el fin de tratar el volumen de agua máximo y mínimo, proporcionando siempre la calidad requerida.
- e) Localización óptima de la planta que será función de la posición geográfica de la fuente de abastecimiento y de los pozos inyectoros.
- f) El tipo de planta se puede construir considerando el aspecto económico y la calidad del agua deseada.

Las plantas de tratamiento de acuerdo a sus características se clasifican:

- Sistemas cerrados.
- Sistemas abiertos.
- Sistemas semicerrados.

El uso de cualquiera de estos tipos estará en función de la calidad del agua deseada y de la formación receptora, cada formación posee características particulares bien definidas que influyen en la calidad de agua que se debe inyectar, no es recomendable tratarla en forma excesiva para obtener alta calidad en el agua, pues esto significa gastos innecesarios, para ello se debe seleccionar el tratamiento más adecuado para minimizar costos.

El tratamiento de aguas tiene como finalidad, evitar la corrosión, las incrustaciones superficiales y subsuperficiales y minimizar así el daño a la formación. El acondicionamiento del agua se efectuará básicamente, por medio de

filtrados y de tratamiento químico, estos se harán en las plantas mencionadas las cuales se pueden describir como:

Sistema cerrado: el tratamiento de agua se hace en ausencia de aire, de esta manera se evita la disolución del oxígeno en el agua. El agua después de ser tratada con este tipo de sistema, se almacena en un tanque, en el cual se puede conservar el agua evitando el contacto con el oxígeno, esto se logra si se coloca una capa de gas en la parte superior del tanque, o bien una capa de aceite.

Sistema abierto: es el sistema en el cual el agua que se está tratando ésta en contacto con el medio ambiente sin restricción alguna, en muchas de estas plantas de agua se airea intencionalmente con el fin de eliminar los gases ácidos o para introducir oxígeno y eliminar por oxidación los compuestos solubles de fierro y manganeso a fin de precipitarlos. Para reducir su contenido de carbonatos, será necesario aumentar el pH. Un sistema de tratamiento de agua de tipo abierto, puede variar en su arreglo dependiendo de la fuente de abastecimiento, los agentes químicos son agregados antes de que el agua llegue a la presa de sedimentación.

Sistemas semicerrados: en este sistema, el agua es tratada con un sistema abierto hasta el punto de aereación; a partir de este punto hasta los pozos inyectoros el sistema es de tipo cerrado.

La aereación del agua se efectúa aplicando vacío a la parte superior de una columna empacada antes de enviarla al tanque de agua limpia. Para evitar que el aire sea reabsorbido por el agua tratada es recomendable tener gas en el espacio libre del tanque de agua limpia o una pequeña capa de aceite. Esta última no es muy recomendable, pues se ha observado en el campo que el aire se disuelve rápidamente en el aceite logrando así una protección parcial del agua de inyección, el gas natural tiene una capacidad absorbidora de oxígeno, por lo que se recomienda como un excelente sello en los tanques de almacenamiento.

Problemas que se presentan en la inyección de agua

Sólidos disueltos: generalmente provienen de sales solubles monovalentes o bivalentes los cuales en altas concentraciones pueden ocasionar problemas de incrustación y corrosión por lo consiguiente se requiere de un análisis químico que indique la presencia de estos iones. El análisis debe incluir una determinación cuantitativa del total de los sólidos disueltos: sodio, calcio, estroncio, magnesio, bario, hierro total, cloruros, carbonatos, bicarbonatos, sulfatos; gravedad específica a 20 °C, resistividad a 20 °C y pH. Este es un análisis básico de agua y se debe hacer como parte de la factibilidad del estudio. Los datos deben ponerse al día cuando sea seleccionada la fuente del agua.

Sólidos en suspensión: este término se refiere a los materiales acarreados como sólidos no disueltos en el agua. Estos materiales pueden causar taponamientos de pozos y en donde se justifique económicamente, pueden ser removidos por desarenación, asentamiento y/o filtración.

Medios corrosivos y su prevención: la corrosión es un fenómeno complejo que puede presentarse de diferentes maneras y generalmente es el ataque de la superficie de un metal que puede ser causado por las reacciones químicas o electroquímicas de éste con otras sustancias del medio ambiente que la rodean. La corrosión electroquímica se presenta cuando los aniones y cationes ocurren simultáneamente en un punto sobre la superficie del metal, y la corrosión biológica es causada por la actividad metabólica de algunos microorganismos que causan directa o indirectamente el deterioro del metal.

Prevención de la corrosión: el tratamiento de agua para evitar los problemas que acompañan a su uso, se logra también mediante agentes que inhiben los efectos indeseables. Por ejemplo la corrosión puede evitarse mediante una película molecular protectora que haga las veces de barrera, impidiendo que el oxígeno entre en contacto con la superficie del metal. En sistemas de agua

recirculada se han usado para este fin, cromatos, aminas, polifosfatos, taninos y ligninas.

Incrustaciones y compatibilidad: la posibilidad de futuros problemas de incrustaciones deben ser revisadas cuidadosamente a través de cada paso en el diseño de su sistema de agua. Las incrustaciones y depósitos se pueden formar debido a incompatibilidades de aguas, que poseen iones incrustantes como el calcio, estroncio y bario, cambios de presión y temperatura, pérdidas de gases y entradas de oxígeno. En efecto las incrustaciones y depósitos son causados por la alteración del equilibrio químico del agua.

La actividad bacterial en un sistema de agua, puede causar gran número de problemas. El agua dulce se puede convertir en amarga por las secreciones ácidas de las bacterias, así mismo, se pueden formar todos y otros agentes de taponamiento de pozos. Se debe considerar que aún cuando son comunes en los sistemas de inyección de agua, la sola presencia de microorganismos no es necesariamente perjudicial, estos últimos no siempre causarán problemas si el sistema ha sido dañado para disminuir las oportunidades de su desarrollo.

VI. PROGRAMA DE CÓMPUTO "REDES DE AGUA"**Introducción**

El programa de cómputo de redes de agua es una herramienta que permite el diseño y análisis de redes de distribución para proyectos de recuperación secundaria y de abastecimiento de agua, este programa fue desarrollado en el lenguaje de programación Visual Basic 6.0 por ser un ambiente de programación muy amigable, además de ser un ambiente de tipo gráfico lo cual se requiere para el diseño de la red.

En este capítulo se presenta la secuencia de ejecución del programa de cómputo que analiza y diseña redes de distribución de agua, así como un manual de usuario.

Diagrama de flujo

Al inicio de la ejecución de este programa se muestra una pantalla de presentación y posteriormente se despliega una pantalla en la cual se diseña la red de distribución, una vez introducida la red se procede a alimentar los datos de presiones, gastos ya sean datos o incógnitas, así como los diámetros, eficiencias y nombres de los tubos, posteriormente el programa realizará el cálculo de las incógnitas y se desplegarán los resultados obtenidos en otra pantalla.

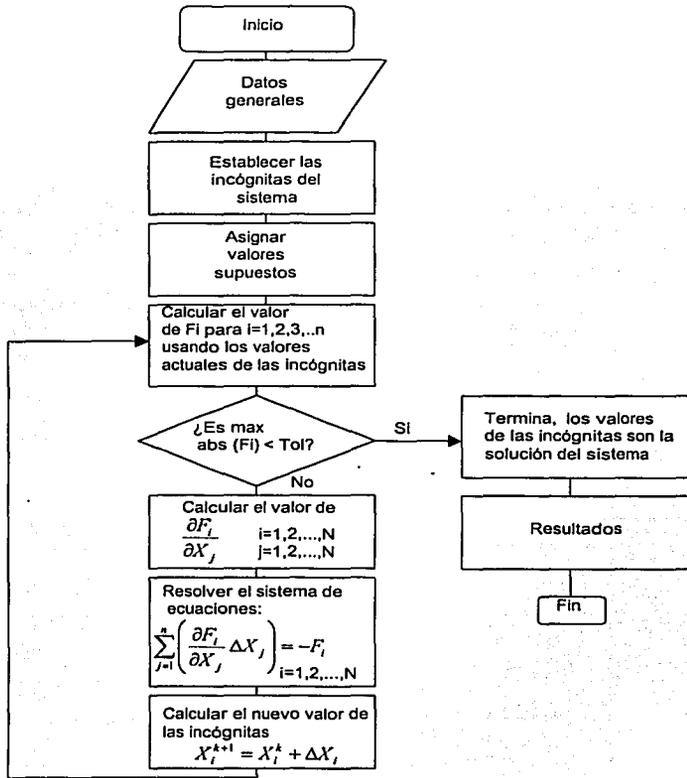


Figura 6.1 Diagrama de flujo del programa de redes de agua.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Manual de usuario

El programa se encuentra organizado por menús desplegables que indican la función a realizar durante la ejecución del programa, estos se encuentran ubicados en la parte superior de la pantalla y también cuenta con botones de ejecución de acciones.

Al empezar a ejecutar el programa se desplegará una pantalla de inicio Fig. 6.2, que contiene datos generales del programa, así como los créditos correspondientes a la autoría del sistema.

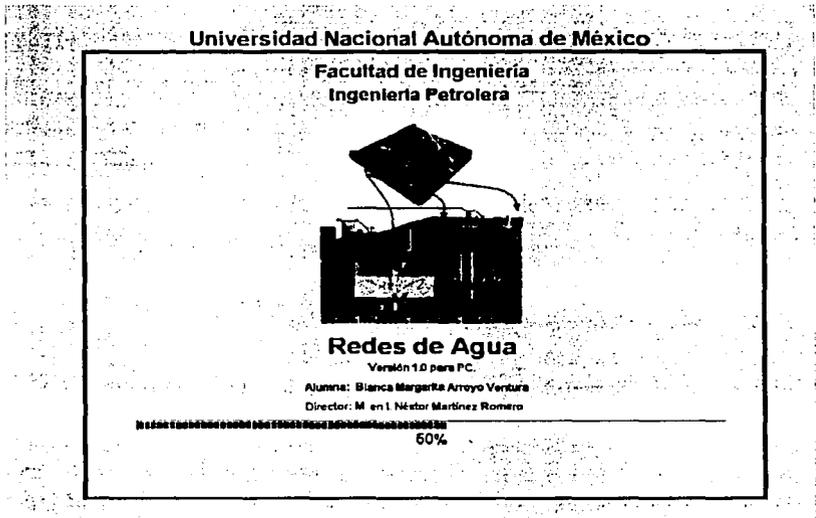


Figura 6.2 Pantalla de inicio.

Al término de esta acción se presenta una pantalla, Fig. 6.3 de trabajo, en la cual se realiza el diseño de la red requerida mediante los menús contenidos en la parte superior de la misma.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

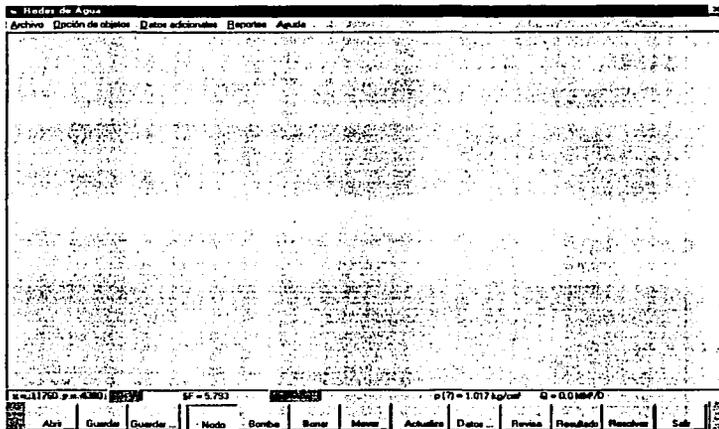


Figura 6.3 Pantalla de trabajo principal.

Los menús mostrados tienen las siguientes funciones:

El menú **Archivo** está formado por los submenús:

1. **Nuevo**: despliega una nueva pantalla limpia y reinicia las variables.
2. **Abrir**: sirve para acceder a archivos existentes y también puede ser ejecutado con las teclas de acceso rápido **Ctrl+A**.
3. **Guardar**: se usa para salvar información introducida al programa, al igual que los datos arrojados durante la ejecución del programa y también puede ser ejecutado con las teclas de acceso rápido **Ctrl+G**.

4. **Guardar como:** salva información con la opción de cambiar el nombre del archivo y también puede ser ejecutado con las teclas de acceso rápido **Ctrl+U**.
5. **Salir:** es utilizado si se desea terminar la aplicación y también puede ser ejecutado con las teclas de acceso rápido **Ctrl+S**.

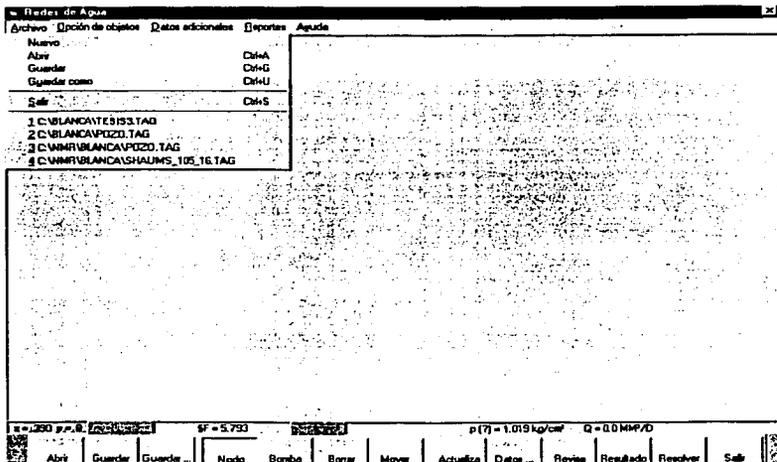


Figura 6.4 Barra del menú Archivo.

El menú **Opción de objetos** se usa para diseñar la red, presentando los siguientes submenús:

1. **Nodos:** realiza nodo por nodo hasta tener la red a analizar.
2. **Bombas:** sirve para dibujar las bombas requeridas para la red a analizar.

3. **Borrar objetos:** se utiliza para quitar los objetos (nodos, bombas, tubos) no requeridos en la red siempre y cuando no se encuentren conectados.
4. **Mover nodos y bombas:** permite cambiar de lugar tanto los nodos como las bombas, lo que también implica una modificación en la configuración gráfica de la tubería.

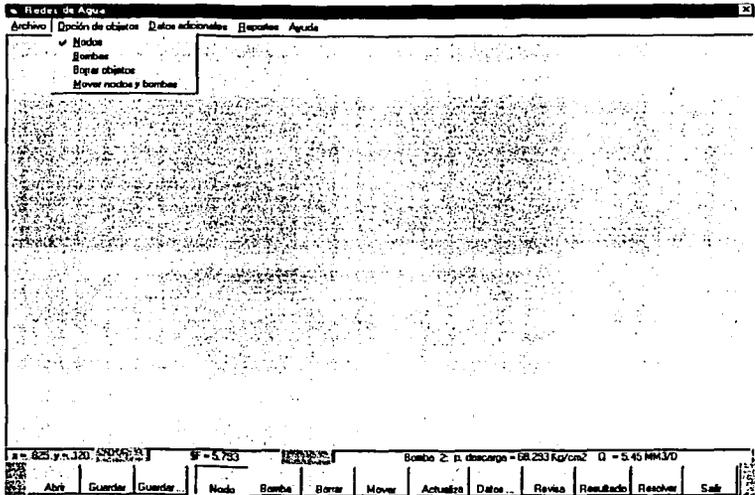


Figura 6.5 Barra del menú Opción de objetos.

El menú **Datos adicionales** despliega una pantalla en la cual se requieren los siguientes valores para correr el programa: viscosidad (cp) y densidad (kg/m³).

El menú **Reportes** forma también parte del diseño de la red, muestra los siguientes submenús:

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

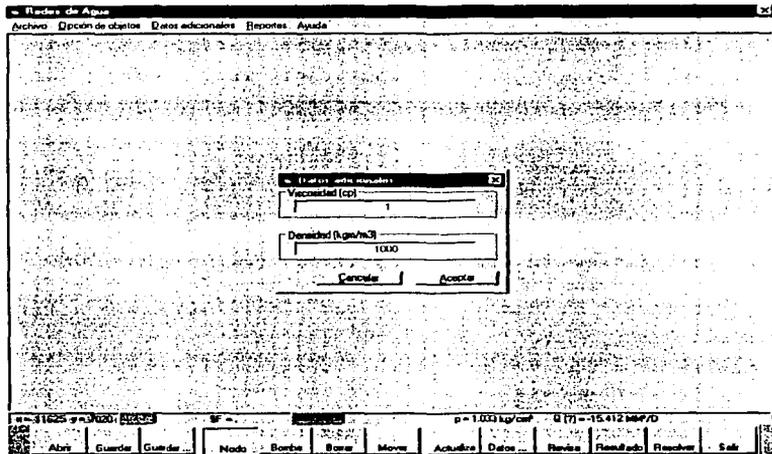


Figura 6.6 Barra del menú Datos adicionales

1. **Datos:** despliega una lista con los datos introducidos ya sea de los nodos (nodo, incógnita, gasto MM^3/D , presión (Kg/cm^2)), las coordenadas del nodo (X,Y) o de las tuberías (nodo I, nodoJ, nombre del tubo, d_{ij} (pg), L_{ij} (Km) y E_{ij}).
2. **Resultados:** muestra una pantalla con los resultados arrojados por el programa (nodo, incógnita, gasto MM^3/D , presión (Kg/cm^2) y Fi).
3. **Reporte General:** despliega la lista tanto de los datos introducidos para el análisis del problema como los obtenidos al ejecutar el programa (Datos de los nodos: nombre del nodo, gasto MM^3/D , presión (Kg/cm^2) y datos de las tuberías: nombre del tubo, nodo I, nodoJ, diámetro (pg), Longitud (Km), Eficiencia).

4. Ayuda: despliega una pantalla que muestra el manual de usuario.

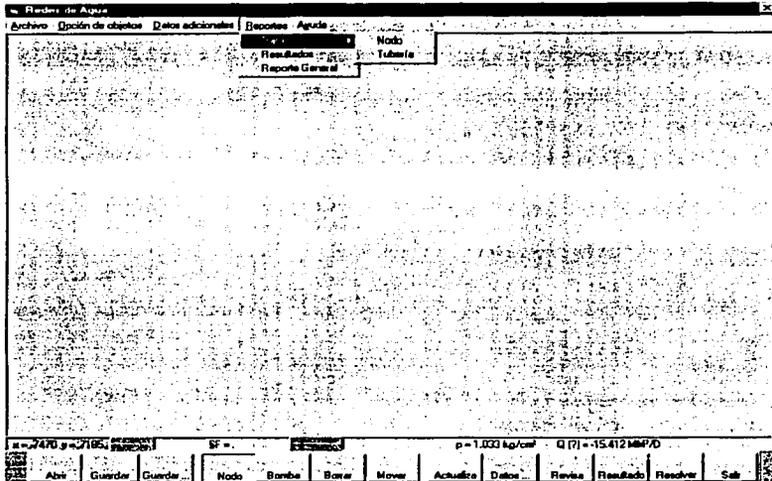


Figura 6.7 Barra del menú Reportes.

Para introducir los datos a cada uno de los objetos (nodos, bombas, tuberías), se requiere de dar un clic derecho sobre cada objeto y este desplegará una pantalla que muestra los datos que deberán introducirse a cada objeto.

Al final de la pantalla se presenta una barra que tiene las mismas opciones que los submenús que llevan el mismo nombre, el funcionamiento de éstos es dando un clic izquierdo para accionar el botón seleccionado y realizar la acción requerida por el usuario, también dentro de esta barra se incluye un botón de nombre Actualiza, que como su nombre dice sirve para la actualización de los datos y resultados obtenidos. Sobre esta barra se encuentran tres pequeñas

barras que despliegan los siguientes datos cada una dependiendo del objeto que se trate: la primera del lado izquierdo muestra las coordenadas (X, Y), la segunda muestra la sumatoria de las Fi y la tercera muestra los datos de la tubería (tubo, d (pg), L(Km), q (MM³/D), f); nodo (nodo, p (Kg/cm²), q (MM³/D), marcando la incógnita con un signo de interrogación entre paréntesis) o bomba (bomba, p, descarga (Kg/cm²), q (MM³/D)).

Como puede apreciarse de la lectura, el programa de cómputo "Redes de Agua" es bastante amigable, y su uso sigue las reglas de los programas de Microsoft, lo cual lo hace intuitivo para el usuario.

Se considera que dentro de las mejoras futuras deben incluirse características sobre:

- a) Caídas de presión en accesorios.
- b) Presentación gráfica de caídas de presión por tubo a fin de identificar "cuellos de botella" de forma automática.
- c) Incluir un catálogo de correlaciones para las caídas de presión en tuberías y bombas con el objeto de efectuar con mayor precisión el ajuste con datos de campo.
- d) Estimación de diámetros de tubería.
- e) Procedimiento de régimen no-lineal robustos que permitan identificar errores e incongruencias en la alimentación de datos al sistema.

TESIS
FALLA DE ORIGEN

VII. APLICACIONES DE CAMPO

Introducción

En el desarrollo de este capítulo se presentan dos corridas con datos de campo que ejemplifican el diseño y análisis de redes, el primero corresponde al Complejo Antonio J. Bermúdez, el cual se encuentra bajo el proceso de recuperación secundaria mediante la inyección de agua en los pozos Samaria 280, 290 y 300 y el segundo fue tomado de libro Introducción a los Simuladores de Sistemas de Recolección¹⁴.

En este capítulo se muestran las pantallas de ingreso de datos y resultados realizados por el programa de redes de agua.

Caso 1: COMPLEJO ANTONIO J. BERMÚDEZ

Antecedentes

El Complejo Antonio J. Bermúdez pertenece al Activo de Producción Samaria-Sitio Grande de la Región Sur. Se localiza en la parte sureste de la República Mexicana, a 20 Km al noroeste de la ciudad de Villahermosa, Tabasco (Fig. 7.1).

Este Complejo tiene un área de 163 km² y se han perforado 286 pozos, de los cuales, actualmente 73 son pozos productores, con una producción del orden de 169,000 BPD de aceite y 264 MMPCD de gas a febrero del 2000. Sus reservas probadas remanentes son de 1928 MMBIs de aceite y 3687 MMMPC de gas.

En los estudios de caracterización, las propiedades fueron evaluadas por métodos indirectos, descripción litológica de núcleos, estudios petrofísicos de los mismos, análisis de láminas delgadas, descripciones litológicas de los recortes

recuperados durante la perforación, además de estudios especiales realizados a los núcleos, tales como presión capilar y procesos de doble desplazamiento, obtención del factor de formación, índices de resistividad, porosidad, permeabilidad y mojabilidad.

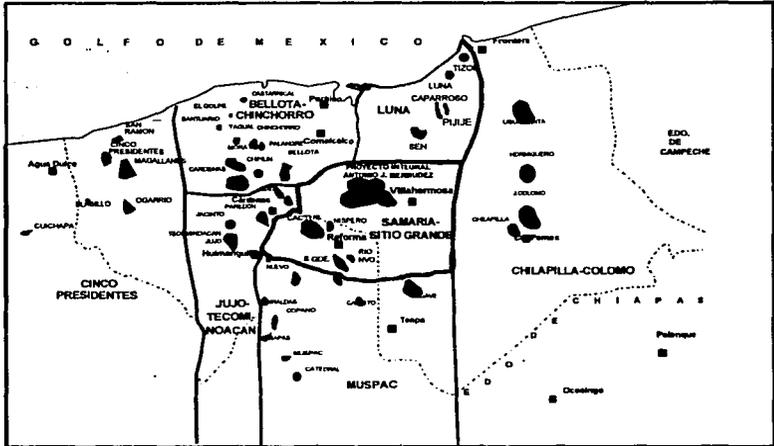


Figura 7.1 Ubicación geográfica del Complejo Antonio J. Bermúdez¹¹.

La porosidad predominante en toda la sección Cretácica está en fracturas y/o vórgulos, aunque los otros tipos de porosidad no son despreciables, teniéndose en el Complejo una porosidad promedio de 5.5% y una saturación de agua de 18.3%.

El aceite producido es de tipo ligero (Istmo), con un densidad entre 28 y 31 grados API.

La presión original del Complejo en 1973 fue de 533 kg/cm², misma que declinó rápidamente para alcanzar la presión de saturación de 318.5 kg/cm² en marzo de 1979, apenas seis años después, (Fig. 7.2).

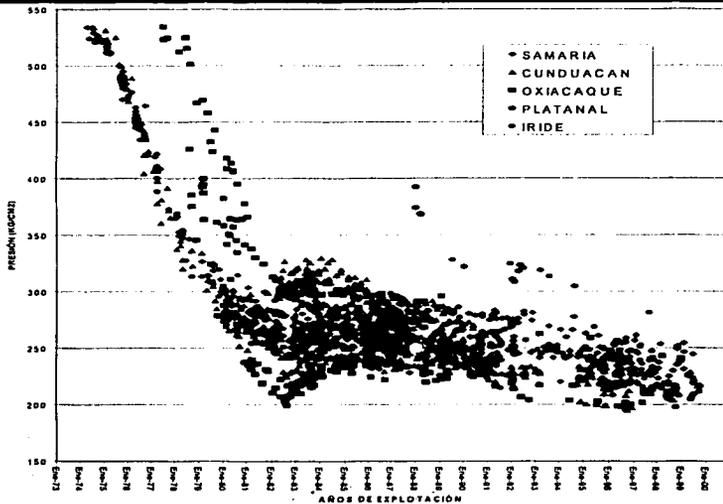


Figura 7.2 Historia de presión del Complejo Antonio J. Bermúdez¹¹.

Con el fin de evitar la severa caída de presión en el Complejo, se inició una prueba piloto de inyección de agua en octubre de 1977. El sistema se hizo extensivo a todo el Complejo de 1979 a 1980. Aún así, la presión continuó declinando y es hasta marzo de 1984 cuando se empezó a notar cierto represionamiento, el cual se observó principalmente en los pozos inyectores y en las áreas cercanas a los mismos; sin embargo, en el resto del Complejo la presión se estabilizó desde 1984 hasta 1991.

En la producción del Complejo se pueden diferenciar cuatro etapas. En la primera etapa, el desarrollo del Complejo que se llevó a cabo de 1973 a 1978, en la que se encontraban operando 80 pozos. Se alcanzó la máxima producción en

enero de 1979, con un valor de 660,000 BPD, y se mantuvo en 640,000 BPD durante todo ese año.

La segunda etapa comenzó a principios del año 1980, donde se observa una franca declinación de la producción como consecuencia de que ya no se incorporaron nuevos pozos y al gran depresionamiento del yacimiento, debido a los altos ritmos de extracción y a que la energía propia del yacimiento no era capaz de mantener la presión.

A partir de 1984 se inicia la tercera etapa, observándose un mantenimiento en la producción de aproximadamente 150,000 BPD hasta finales de 1992, para luego continuar declinando hasta alcanzar un valor mínimo de 88,000 BPD, en julio de 1994.

A partir de 1995 se presenta la cuarta etapa, caracterizada por un incremento en la producción debido principalmente a las recomendaciones emanadas de los grupos interdisciplinarios y estudios integrales, como fueron la perforación de 17 pozos intermedios y la optimización de los sistemas artificiales de producción. Con esto se logró una producción promedio diaria de 186,000 BPD, con un total de 74 pozos activos, manteniéndose así hasta diciembre de 1999.

Inyección de agua

Debido a la declinación en la producción y la presión del Complejo, se decidió la implementación de un sistema de recuperación secundaria mediante la inyección de agua.

En la Fig. 7.3 puede observarse el comportamiento de la inyección de agua, la cual se inicia con una prueba piloto en octubre de 1977 en el campo Samaria y en noviembre del mismo año en el campo Cunduacán, haciéndose extensiva a

todo el Complejo de mayo de 1979 a marzo de 1980. Para ello se requirió el acondicionamiento de 27 pozos inyectoros en el campo Samaria y 16 en el campo Cunduacán. La mayoría de los pozos inyectoros están situados en los flancos de la estructura, siguiendo un arreglo lineal para inyectar en el acuífero. El volumen de inyección inicial de agua fue de 80,000 BPD, mismo que se fue incrementando hasta alcanzar valores promedio de 420,000 bpd durante tres años.



Figura 7.3 Historia de inyección del Complejo Antonio J. Bermúdez¹¹.

En el período de diciembre de 1984 a marzo de 1985 se observó presencia de agua en los pozos productores, principalmente en el campo Cunduacán, disminuyendo notoriamente su producción de aceite. Después de realizar estudios de ingeniería de yacimientos, se concluyó suspender la inyección en marzo de 1985 en el campo Cunduacán al considerar canalizaciones prematuras.

Lo anterior marcó la pauta para adecuar los ritmos de inyección a los gastos de extracción de hidrocarburos en el campo Samaria.

En 1983 el gasto de inyección en este campo se redujo de 270,000 a 198,000 BDP y en septiembre de 1984 se bajó a 107,000 BDP. Hasta diciembre

de 1999 se inyectaron 50,000 BDP, de los cuales 14,000 BPD en promedio son de aguas residuales.

La respuesta de este sistema de recuperación secundaria comenzó a manifestarse a principios de 1981, obteniéndose un valor máximo de producción de 52,432 BPD, atribuible a la aplicación de este sistema en junio de 1983, mismo que ha venido declinando hasta alcanzar 26,598 BDP a diciembre de 1999, con una producción acumulada de 204 MMBls de aceite.

En las Figuras 7.4 y 7.5 se puede apreciar el comportamiento de la producción de aceite promedio diario del Complejo y la atribuible a la recuperación secundaria, así como la producción acumulada de aceite por la inyección de agua y la inyección acumulada de agua, respectivamente.

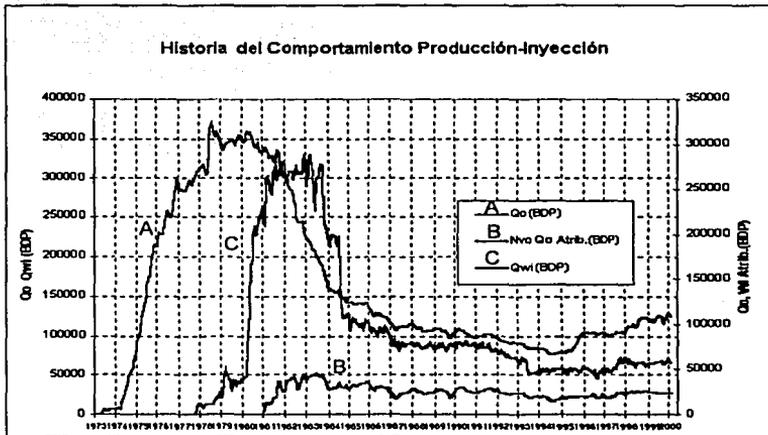


Figura 7.4 Historia de producción-inyección de agua del Complejo Antonio J. Bermúdez¹¹.

Dentro del Complejo Antonio J. Bermúdez se han perforado, hasta la fecha 286 pozos, distribuidos entre los cinco campos: Samaria, Iride, Cunduacán, Oxiacaque y Platanal. Lo anterior se resume en la Tabla 7.1.

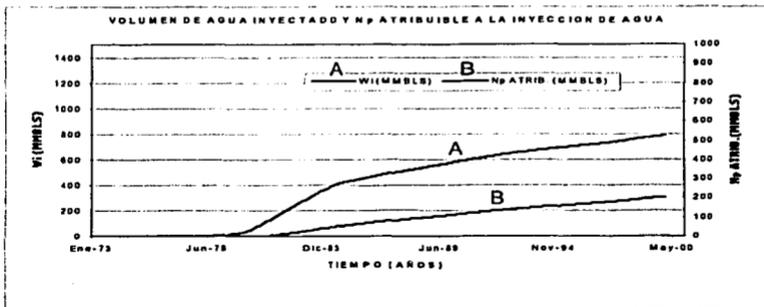


Figura 7.5 Volumen de agua inyectado y N_p atribuible a la inyección de agua del Complejo Antonio J. Bermúdez¹¹.

CONCEPTO	CUNDUACAN	OXIACAQUE	SAMARIA	IRIDE	PLATANAL	TOTAL
TOTAL DE POZOS	60	31	150	38	7	286
CON POSIB. O EN EXPLT.	32	21	66	25	3	147
EN OPERACIÓN	14	9	49	15	2	89
PRODUCTORES	14	9	33	15	2	73
INYECTORES	0	0	16	0	0	16
CDOS. C/POSIB. EXPLT.	18	12	17	10	1	58
TEMPORALMENTE S/POSIB. EXPLTACIÓN.	7	2	7	1	2	19
PRÓG. PARA TAPÓN	4	0	17	1	0	22
POZOS TAPONADOS	17	8	60	11	2	98

Tabla 7.1 Estado de los pozos.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Actualmente sólo en el campo Samaria se inyecta agua como mecanismo de recuperación secundaria, inyectando un total de 17,000 BPD de agua residual. Se tienen los siguientes pozos inyectoros Samaria 300, Samaria 310, el Samaria 280 se encuentra en reparación y posteriormente entrará en reparación el pozo Samaria 290.

Caso 1: Se tiene la siguiente información para el proyecto de inyección de agua al campo Samaria:

1. Gasto y presión de alimentación.
2. Gasto que se requiere inyectar a cada pozo.
3. Longitudes y diámetros de las tuberías.
4. Presiones de fondo de cada uno de los pozos.

Se desea saber:

- a) ¿Cuáles serán las presiones que se tendrán en la cabeza de cada pozo?
- b) ¿Cuál sería el gasto que se tiene en la Planta de Inyección (P.I)?

El sistema de inyección de agua a analizar es mostrado en la Fig. 7.6.

Para introducir los datos a cada uno de los objetos, se requiere de dar un clic derecho a cada objeto y se desplegará una pantalla de los datos requeridos para realizar el análisis de la red en las Figs. 7.7 y 7.8 se presenta la pantalla de los datos requeridos para los nodos, tuberías, respectivamente.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

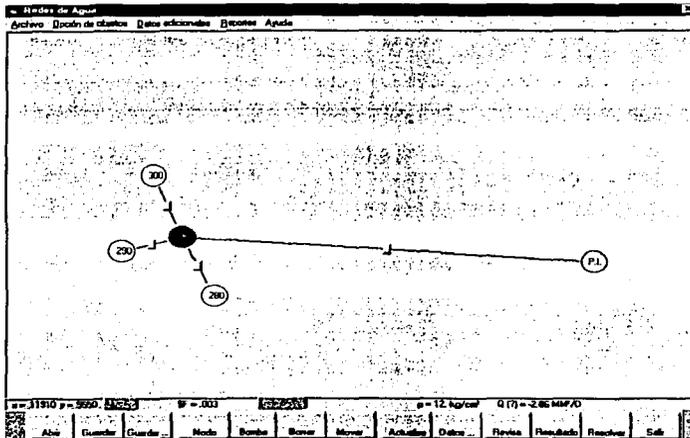


Figura 7.6 Sistema de inyección de agua del campo Samaria.

Figura 7.7 Datos requeridos para nodos.

Tabla 7.2 Datos del sistema de inyección de agua

Nodos		Conector	Tubería		Eficiencia	Gasto	Presiones	
Inicial	Final		Longitud	Diámetro	Conector		Entrada	Salida
I	J		(Km)	(pg)		(MM ³ /D)	(Kg/cm ²)	(Kg/cm ²)
Pozo 300	Nodo5	TUB1	2.1	10	.700	1.03	6.808	9.397
Pozo 290	Nodo5	TUB2	0.7	8	.700	1.14	6.789	9.397
Pozo 280	Nodo5	TUB3	1.3	8	.700	0.69	6.82	9.397
P.I.	Nodo5	TUB4	2.9	16	.700	2.86	12	9.397

Redes de Agua

Archivo: Opción de objetos Datos adicionales Reportes Ayuda

Conexión entre nodos 1 5

Nombre: TUB4

Diámetro: 15.25 pulgadas

Eficiencia: 0.7

Longitud: 2.9 Km

Rugosidad: 0.00006 m

Factor de fricción: .019867

Gasto estimado (MM³/D): 2.861

Velocidad (m/s): .281

Calcular q

Aceptar

altura (Kil) 0 .025

presiones (Kg/cm²) 12 9.397

Carga por altura (Kg/cm²) = -2.43

Pérdida por fricción (Kg/cm²) = .115

28 P.I.

q = 11415 p = 6210 SF = .015 Tubo 1: d = 15.25 pg L = 2.9 km q = 2.861 MM³/D f = 0.01987

Abre Guardar Guardar... Nodo Bomba Bona Movil Actualiza Datos... Revisa Resultado Resolver Salir

Figura 7.8 Datos requeridos para tuberías.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Una vez introducidos todos los datos requeridos por el programa, se procede al cálculo de gastos, presiones, dependiendo de lo que sea requerido. Para realizar el cálculo de estos parámetros el programa lleva la siguiente secuencia: cálculo de las F_i 's, cálculo de las $S(i,j)$, cálculo de un gasto supuesto, cálculo de las $C(i,j)$, cálculo del factor de fricción con la subrutina Colebrook; para este cálculo se toma un valor supuesto de f (factor de fricción) y posteriormente se ejecuta un proceso iterativo hasta obtener una convergencia al valor de f verdadero. Inmediatamente después se calcula el jacobiano, el cual es una matriz que contiene las derivadas parciales de las F_i 's con respecto a las incógnitas (presión y gasto). Para resolver el sistema de ecuaciones ejecuta un proceso de eliminación Gaussiana. Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente pantalla (Fig. 7.9):

Nodo	Incógnita	Gasto (MM3/D)	Presión (Kg/cm2)	F1
300	gasto ?	-2.860	12.000	0.000
290	presión ?	1.000	6.9083	0.000
280	presión ?	1.140	6.7978	-0.0002
5	presión ?	0.630	6.8189	0.000
	presión ?	0.000	9.3971	0.0003

Figura 7.9 Resultados obtenidos por el programa redes de agua.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Los resultados obtenidos por el programa de cómputo de redes de agua son muy similares al los obtenidos a mediciones hechas en campo, a continuación se muestra una tabla de los resultados obtenidos por ambos programas.

OBJETO	RESULTADOS DEL PROGRAMA REDES DE AGUA		RESULTADOS MEDIDOS EN CAMPO	
	GASTO MM ³ /D	PRESIÓN ENTRADA- SALIDA (Kg/cm ²)	GASTO MM ³ /D	PRESIÓN ENTRADA- SALIDA (Kg/cm ²)
Pozo 300		6.808 9.397		7 9.5
Pozo 290		6.789 9.397		7 9.5
Pozo 280		6.82 9.397		7 9.5
P.I.	2.86	12 9.397	2.71	12 9.5
Nodo5		9.397		9.5

Como se puede ver la diferencia que existe en los resultados es muy pequeña. Se puede concluir que el factor que influyó en esta diferencia de resultados es la rugosidad del material, además de los decimales utilizados en los cálculos.

A continuación se presenta el análisis de la red de inyección de agua tomada del libro Introducción a los Simuladores de Sistemas de Recolección.¹⁴

Caso 2: Se tiene la siguiente información para un proyecto de inyección de agua a un yacimiento:

- 1) Gasto y presión de alimentación.
- 2) Gasto que se requiere inyectar a cada pozo.
- 3) Longitudes y diámetros de las tuberías.
- 4) Presiones de fondo de cada uno de los pozos.
- 5) Presiones de descarga de cada bomba.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Se desea saber:

- ¿Cuál será la potencia necesaria de cada una de las bombas para poder inyectar el gasto requerido en cada pozo?
- ¿Cuáles serán las presiones de succión de cada bomba?
- ¿Cuáles serán las presiones que se tendrán en la cabeza de cada pozo?

El sistema de inyección de agua a analizar es mostrado en la Fig. 7.10.

Para introducir los datos a cada uno de los objetos, se requiere de dar un clic derecho a cada objeto y se desplegará una pantalla de los datos requeridos para realizar el análisis de la red en las Figs. 7.11, 7.12 y 7.13 se presentan las pantallas de los datos requeridos para los nodos, tuberías y bombas, respectivamente.

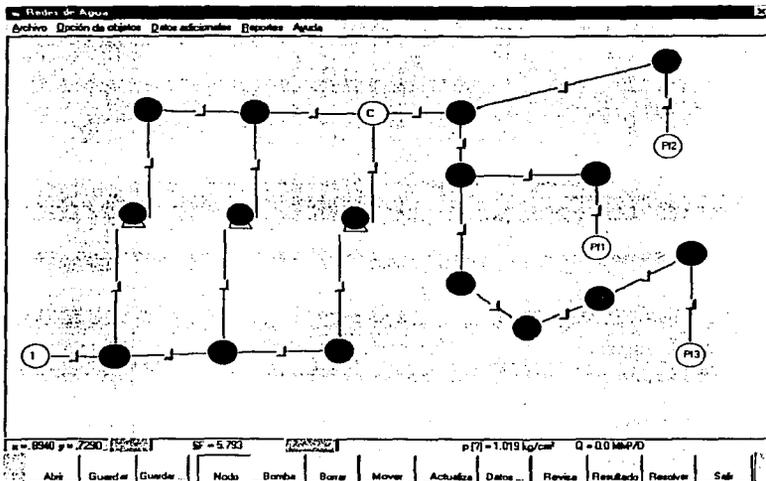


Figura 7.10 Sistema de inyección de agua.

Redes de Agua
Archivo Opción de objetos Datos adicionales Reportes Ayuda

Nombre: [2]
¿Cuál es la incógnita?
Gasto P Presión

Gasto medido: [0] Valor supuesto P: [101302452710]

Altura (Ka) (+ arriba - abajo): [0]

Botón:

Figura 7.11 Datos requeridos para nodos.

Redes de Agua
Archivo Opción de objetos Datos adicionales Reportes Ayuda

Comentarios entre nodos: 3

Nombre: [Tubo 2]
Diámetro: [11.626] pulgadas
Eficiencia: [0.8]
Longitud: [0.000] Km
Rugosidad: [0.00006] m
Factor de fricción: [0.02346]
Gasto estimado (m³/s-PD): [4.134]
Velocidad (m/s): [7.09]

Alturas (Ka): [0] [0]
Presiones (Kg/cm²): [1.017] [1.016]
Unidades:

Carga por altura (Kg/cm²) = 0.0
Pérdida por fricción (Kg/cm²) =

Botón:

Figura 7.12 Datos requeridos para tuberías.

Tabla 7.3 Datos del sistema de inyección de agua

Nodos		Conector	Tubería		Eficiencia	Gasto	Presiones	
Inicial	Final		Longitud	Diámetro			Conector	Entrada
I	J		(Km)	(pg)		(MM ³ /D)	(Kg/cm ²)	(Kg/cm ²)
Nodo1	Nodo2	TUB1	.005	11.626	.800	16.276	1.033	1.019
Nodo2	Nodo3	TUB2	.002	7.875	.800	5.406	1.019	1.014
Nodo2	Nodo5	TUB3	.002	11.626	.800	10.906	1.019	1.016
Nodo3	Nodo4	BOMB			.600	5.448	1.014	68.311
Nodo5	Nodo6	TUB4	.002	7.875	.800	5.408	1.016	1.012
Nodo5	Nodo8	TUB5	.002	11.626	.800	5.453	1.016	1.016
Nodo6	Nodo7	BOMB			.600	5.450	1.012	68.293
Nodo8	Nodo9	TUB6	.002	7.875	.800	5.412	1.016	1.011
Nodo9	Nodo10	BOMB			.600	5.456	1.011	68.222
Nodo4	NodoA	TUB7	.002	3.188	.800	5.448	68.311	67.800
Nodo7	NodoB	TUB8	.002	3.188	.800	5.450	68.293	67.782
Nodo10	NodoC	TUB9	.002	3.188	.800	5.456	68.222	67.710
NodoA	NodoB	TUB10	.002	6.065	.800	5.449	67.800	67.872
NodoB	NodoC	TUB11	.002	6.065	.800	10.899	67.782	67.710
NodoC	NodoD	TUB12	.005	6.065	.800	16.355	67.710	67.308
NodoD	Hpozo2	TUB13	.170	7.875	.800	5.452	67.308	66.895
Hpozo2	Fpozo2	POZ2	2.600	3.784	.800	5.452	66.895	101.492
NodoD	NodoE	TUB14	.002	6.065	.800	10.903	67.308	67.237
NodoE	Hpozo1	TUB15	.170	7.875	.800	5.451	67.237	66.832
Hpozo1	Fpozo1	POZ1	2.400	3.784	.800	5.451	66.832	98.505
NodoE	NodoF	TUB16	.002	6.065	.800	5.452	67.237	67.218
NodoF	NodoG	TUB17	.001	7.875	.800	5.452	67.218	67.216
NodoG	NodoH	TUB18	.034	7.875	.800	5.452	67.216	67.135
NodoH	Hpozo3	TUB19	.135	7.875	.800	5.452	67.135	66.812
Hpozo3	Fpozo2	POZ3	2.500	3.784	.800	5.452	66.812	99.866

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

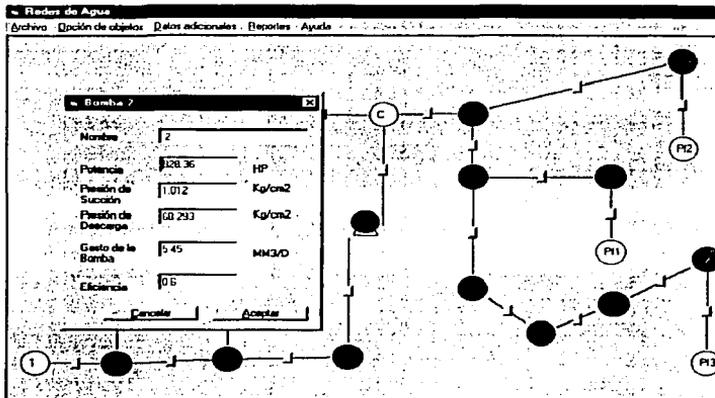


Figura 7.13 Datos requeridos para bombas.

En la Tabla 7.3 se presenta la información del sistema de inyección proporcionado para el caso 2.

Una vez introducidos todos los datos requeridos por el programa, se procede al cálculo de gastos, presiones, potencias en las bombas, dependiendo de lo que sea requerido. Para realizar el cálculo de estos parámetros el programa lleva la siguiente secuencia: cálculo de las F_i 's, cálculo de las $S(i,j)$, cálculo de un gasto supuesto, cálculo de las $C(i,j)$, cálculo del factor de fricción con la subrutina Colebrook; para este cálculo se toma un valor supuesto de f (factor de fricción) y posteriormente se ejecuta un proceso iterativo hasta obtener una convergencia al valor de f verdadero. Inmediatamente después se calcula el jacobiano, el cual es una matriz que contiene las derivadas parciales de las F_i 's con respecto a las incógnitas (presión y gasto). Para resolver el sistema de ecuaciones ejecuta un proceso de eliminación gaussiana. Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente pantalla (Fig. 7.14):

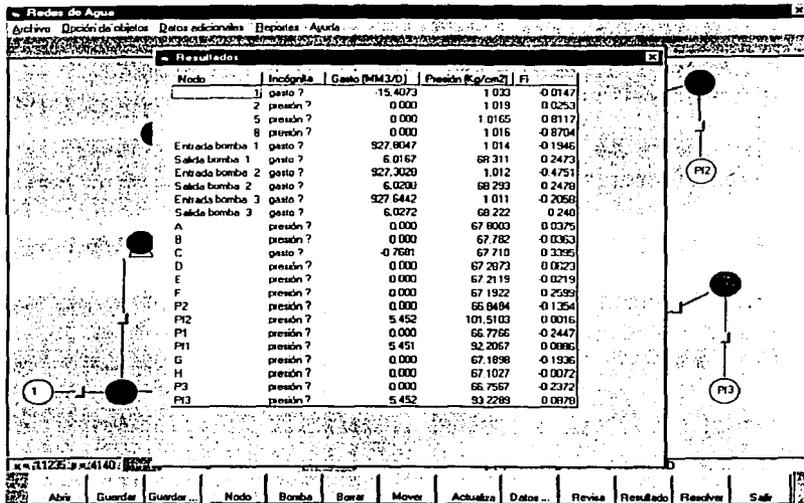


Figura 7.14 Resultados obtenidos por el programa redes de agua.

Los resultados obtenidos por el programa de cómputo de redes de agua son muy similares a los obtenidos por el programa FLURAF*L¹⁴, a continuación se muestra una tabla de los resultados obtenidos por ambos programas.

Como se puede ver la diferencia que existe en los resultados es muy pequeña. Se puede concluir, al igual que el caso de la red de "Samaria", que el factor que influyó en esta diferencia de resultados es la rugosidad del material, además de los decimales utilizados en los cálculos.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

OBJETO	RESULTADOS DEL PROGRAMA REDES DE AGUA				RESULTADOS DEL PROGRAMA FLURAF*L			
	POTENCIA (HP)	GASTO MM ³ /D	PRESIÓN ENTRADA-SALIDA (Kg/cm ²)		POTENCIA (HP)	GASTO MM ³ /D	PRESIÓN ENTRADA-SALIDA (Kg/cm ²)	
NODO2-3		5.249				5.406		
BOMBA1	927.39		1.014	68.311	928.22		1.014	68.311
BOMBA2	926.25		1.012	68.293	928.36		1.012	68.293
BOMBA3	926.98		1.011	68.222	928.30		1.011	68.222
HPOZO2-FPOZO2			66.101	101.526			66.895	101.492
HPOZO1-FPOZO1			66.768	93.434			66.832	98.505
HPOZO3-FPOZO3			66.748	94.497			66.812	99.866

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

VIII. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- Este trabajo permite al ingeniero, técnico o estudiante realizar el análisis de redes de distribución e inyección de agua, en una forma sencilla y rápida.
- Se logró recopilar, revisar e integrar un texto de fácil acceso para los estudiantes y profesionistas del área de ingeniería petrolera, interesados en el diseño y análisis de redes de agua.
- El programa de cómputo fue diseñado como una herramienta práctica de trabajo para apoyar el diseño y optimización de los proyectos de recuperación secundaria por inyección de agua, lo cual permitirá reducir costos del sistema de inyección y aumentar las ganancias, al llevar a cabo un buen diseño y análisis de la red.
- Los resultados obtenidos con el programa de cómputo de redes de agua, comparado con el programa FLURAF*L¹⁴ son muy parecidos, lo que indica una buena precisión y exactitud.
- Se hicieron varias corridas con los mismos datos, modificando varios parámetros (análisis de sensibilidad), y se observó que un factor bastante importante y que afecta fuertemente el cálculo de las pérdidas por fricción, es la rugosidad y mientras la tubería sea más lisa, es decir más pequeña sea la rugosidad relativa, se tienen menos pérdidas de presión por fricción.

Recomendaciones

- Se recomienda introducir los datos requeridos en las unidades especificadas por el programa de cómputo de redes de agua, ya que esto

puede llevarnos a errores de cálculo y por lo tanto no obtener los resultados esperados.

- ✓ Se considera que a futuro se pueda tener un programa de cómputo más completo el cual pueda estimar las caídas de presión en los accesorios y con ellos incluir un catálogo tanto de estos accesorios, como de las diferentes correlaciones que se puedan utilizar en el cálculo de las caídas de presión que se tengan en las bombas, tuberías y mediante esto detectar los cuellos de botella que se presenten, además se puede incluir una sección en la que se realice el cálculo del diámetro óptimo.

NOMENCLATURA

τ	Esfuerzo cortante
μ	Viscosidad (cp)
ν	Velocidad (m/s)
η	Viscosidad de eddy
ρ	Densidad (Kg/m ³)
p	Presión (Kg/cm ²)
T	Temperatura, periodo o torque
t	Tiempo
s	Desplazamiento
h	Distancia (Km)
q	Flujo, gasto (MM ³ /D)
m	Masa
F	Fuerza
ν	Velocidad o viscosidad cinemática
N	Cantidad total de alguna propiedad (masa, energía, cantidad de movimiento)
V	Volumen (m ³)
A	Área
α	Ángulo entre el vector velocidad y el vector del área elemental
vc	Volumen de control
sc	Sistema de control
Q	Gasto volumétrico o flujo (MM ³ /D)
x, y, z	Direcciones
i, j, k	Vectores unitarios en las direcciones x, y, z
∇	Divergencia
Q_{II}	Calor
W'	Trabajo o peso
E	Energía interna o modulo de elasticidad del material de la tubería
e	Energía interna por unidad de masa

W_{pr}	Trabajo realizado por las fuerzas de presión
W_c	Trabajo realizado por fuerzas cortantes
u	Energía intrínseca por unidad de masa
g	Constante de gravedad
γ	Peso específico del líquido
q_H	Calor por unidad de masa
w_s	Trabajo por unidad de masa
s	Entropía por unidad de masa
L	Longitud o distancia (Km)
D	Diámetro (pg)
R	Número de Reynolds
H_f	Pérdidas por fricción
f	Factor de fricción
d	Diámetro (pg)
ε	Rugosidad relativa del material
h_L	Pérdidas por accesorios o pérdidas de energía en la tubería de succión
k	Constante de proporcionalidad de los accesorios
r	Radio hidráulico
Δ	Ángulo o incremento
C	Coefficiente cuyo valor es de 0.25
K	Transporte de la tubería
α	Celeridad
t	Tiempo de maniobra
θ	Tiempo relativo de maniobra
δ	Espesor de la pared
ℓ	Modulo de elasticidad del líquido
f_s	Esfuerzo del trabajo del material
P	Potencia
ω	Velocidad angular del impulsor

N_1, N_2 rpm de los motores

n_s Velocidad específica

H Nivel piezométrico o carga total dinámica

σ Parámetro de cavitación

p_0 Presión atmosférica

p_v Presión absoluta de vapor

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1) Streeter Víctor L., Wylie E. Benjamin
"Mecánica de fluidos"
1988, Tercera Edición
Editorial McGraw-Hill

- 2) Simón Andrew L.
"Hidráulica básica"
1992, Primera reimpresión
Editorial Limusa

- 3) De Azevedo Netto J. M., Acosta Alvarez Guillermo
"Manual de hidráulica"
1976
Editorial Harla

- 4) Trueba Coronel Samuel
"Hidráulica"
1982, Vigésima primera impresión
Editorial Continental

- 5) González Villareal F. J., Capella V. Antonio
"Modelos para análisis de redes de abastecimiento de agua potable"
1971
Universidad Nacional Autónoma de México

- 6) Abdus Salter, Ph. D., Ganesh C. Thakur, Ph. D.
"Integrated Petroleum Reservoir Management"
1994
PennWell Publishing Company

-
- 7) Gardea Villegas Humberto
"Aprovechamientos Hidroeléctricos y de Bombeo"
1992, Primera Edición
Editorial Trillas
- 8) Pérez Salas Norma
Tesis para obtener el título de Ingeniero Petrolero: "Apuntes de la Asignatura: Administración de Yacimientos"
Abril del 2000
- 9) Gómez Balanzar Felipe de J.
Proyecto terminal para obtener diploma de especialista en Ingeniería de recuperaciones secundaria y mejora de hidrocarburos: "Determinar la factibilidad de implantar un proceso de recuperación secundaria o mejorada en el área de Abkatun-H (B.H)"
Febrero de 2002
- 10) Rivera Alfaro José Alberto
Tesis para obtener el título de Ingeniero Petrolero: "Caracterización Físico-Química del Agua de Inyección para Recuperación Secundaria, Programa ANAWAT"
Julio del 2001
- 11) Coordinación de diseño de evaluación y explotación Samaria-Iride
"Proyecto de Inyección de Gas en el Complejo Antonio J. Bermúdez"
2000
- 12) Coordinación de operación de explotación Samaria-Iride
"Reporte Diario de Producción"
5 Marzo 20002
-

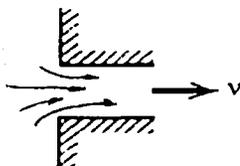
13) Abreu M. Tomas J., Muñoz A. Francisco, Silva José R., Loreto M. Eduardo
"Apuntes de Recuperación Secundaria"
UNAM, Facultad de Ingeniería

14) Sánchez Arredondo Francisco, "Introducción a los Simuladores de Sistemas
de Recolección"
CSIPSA, Febrero de 1995

APÉNDICE A

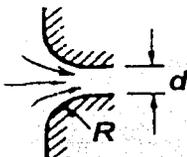
Coefficientes de pérdidas locales

Use la ecuación $h_v = kv^2/2g$, a menos que se indique lo contrario. La pérdida de energía E_L equivale a h_v



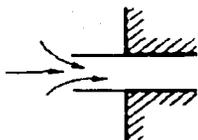
Entrada perpendicular cuadrada:

$k=0.50$ si el borde es afilado



Entrada perpendicular redondeada:

$R/d =$	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
$k =$	0.25	0.17	0.08	0.05	0.04



Entrada perpendicular reentrante:

$k=0.8$

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

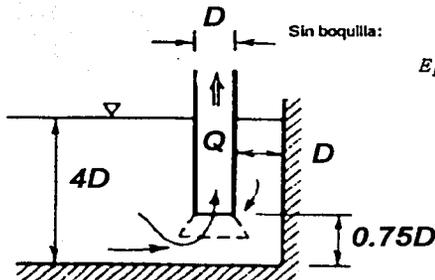


Pérdida adicional debido a la entrada en ángulo:

$$k = 0.505 + 0.303 \sin \alpha + 0.226 \sin^2 \alpha$$

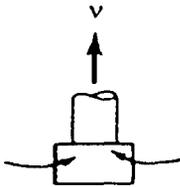
Tubería de succión con boquilla cónica en sumidero:

$$E_L = D + \frac{5.6Q}{\sqrt{2gD^{1.5}}} - \frac{v^2}{2g}$$



$$E_L = 0.53D + \frac{4Q}{\sqrt{2gD^{1.5}}} - \frac{v^2}{2g}$$

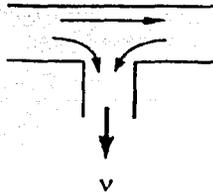
Ancho del sumidero mostrado: 3.5 D



Coladera:

$k=10$ con válvula de pie

$k=5.5$ sin válvula de pie

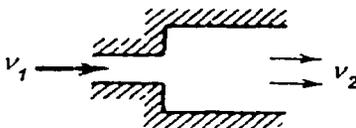


Te estándar, entrada a una línea menor

$k=1.8$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Expansión brusca:

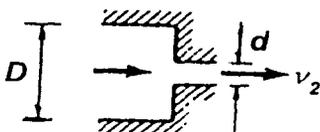


$$E_L = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

ó

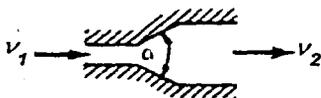
$$E_L = \left(\frac{v_1}{v_2} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g}$$

Contracción súbita:



$(d/D)^2 =$	0.01	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
$k =$	0.5	0.5	0.42	0.33	0.25	0.15

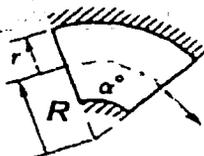
Difusor:



$$E_L = k(v_1^2 - v_2^2)/2g$$

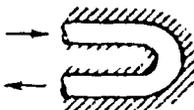
$\alpha^{\circ} =$	20	40	60	80
$k =$	0.20	0.28	0.32	0.35

Curvas:



$$k = (0.13 + 1.85(r/R)^{1.5}) \sqrt{\alpha^{\circ}/180^{\circ}}$$

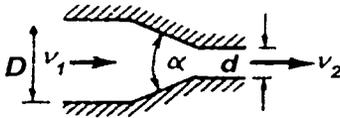
Curva cerrada de retorno:



$$k = 2.2$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

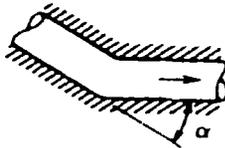
Confusor:



$$E_L = k(v_1^2 - v_2^2)/2g$$

α °	6	10	20	40	60	80	100	120	140
k para D = 3d	0.12	0.16	0.39	0.80	1.0	1.06	1.04	1.04	1.04
D = 1.5d	0.12	0.16	0.39	0.96	1.22	1.16	1.10	1.06	1.04

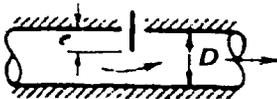
Codo cerrado:



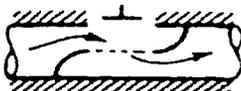
$$k = 67.6 \times 10^{-1} (\alpha)^{1.17}$$

TESIS CON
 FALTA DE ORIGEN

Válvula de compuerta:



Válvula esférica:



k = 10 cuando está totalmente abierta