



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

TEORIA Y DISEÑO DEL BOMBEO  
HIDRAULICO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO PETROLERO  
P R E S E N T A N :  
ALEXIS ELOY CORDERO WARNER  
HORACIO ANDRES ORTEGA BENAVIDES



MEXICO, D.F.

2000

286602



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.



FACULTAD DE INGENIERIA  
DIRECCION  
60-I-1635

**SR. HORACIO ANDRES ORTEGA BENAVIDES**  
Presente

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor Ing. Carlos Javier Lira Sil y que aprobó esta Dirección para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de Ingeniero Petrolero:

### TEORIA Y DISEÑO DEL BOMBEO HIDRAULICO

#### OBJETIVO

#### INTRODUCCION

- I GENERALIDADES DEL BOMBEO HIDRAULICO
  - II BOMBEO HIDRAULICO TIPO PISTON
  - III BOMBEO HIDRAULICO TIPO JET
  - IV DISEÑO DE INSTALACIONES ARTIFICIALES DE PRODUCCION DE BOMBEO HIDRAULICO
  - V PROGRAMA DE COMPUTO PARA EL DISEÑO DE UNA INSTALACION DE BOMBEO HIDRAULICO TIPO JET
- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES  
REFERENCIAS

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.

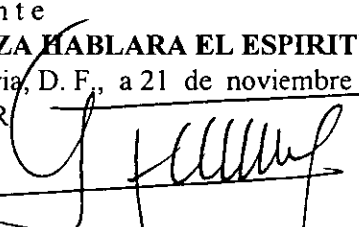
Asimismo, le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que se deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar examen profesional.

Atentamente

**"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"**

Cd. Universitaria, D. F., a 21 de noviembre de 2000

EL DIRECTOR

  
**ING. GERARDO FERRANDO BRAVO**

GFB\*RLLR\*gtg

PP



FACULTAD DE INGENIERIA  
DIRECCION  
60-I-1636

**SR. ALEXIS ELOY CORDERO WARNER**

Presente

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor Ing. Carlos Javier Lira Sil y que aprobó esta Dirección para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de Ingeniero Petrolero:

**TEORIA Y DISEÑO DEL BOMBEO HIDRAULICO**

**OBJETIVO**

**INTRODUCCION**

- I GENERALIDADES DEL BOMBEO HIDRAULICO**
- II BOMBEO HIDRAULICO TIPO PISTON**
- III BOMBEO HIDRAULICO TIPO JET**
- IV DISEÑO DE INSTALACIONES ARTIFICIALES DE PRODUCCION DE BOMBEO HIDRAULICO**
- V PROGRAMA DE COMPUTO PARA EL DISEÑO DE UNA INSTALACION DE BOMBEO HIDRAULICO TIPO JET**
- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**
- REFERENCIAS**

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.

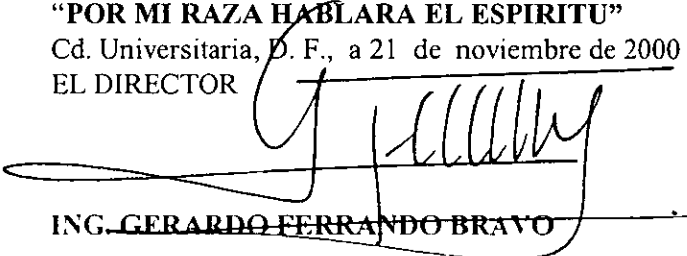
Asimismo, le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que se deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar examen profesional.

Atentamente

**"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"**

Cd. Universitaria, D. F., a 21 de noviembre de 2000

EL DIRECTOR

  
**ING. GERARDO FERRANDO BRAVO**

GFB\*RLLR\*gtg



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

TESIS

**TEORÍA Y DISEÑO DEL BOMBEO HIDRÁULICO**

TESIS PRESENTADA POR:

ALEXIS ELOY CORDERO WARNER  
HORACIO ANDRÉS ORTEGA BENAVIDES

DIRIGIDA POR:

ING. CARLOS JAVIER LIRA SIL

JURADO

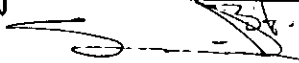
Presidente.- M.I. NÉSTOR MARTÍNEZ ROMERO

Vocal.- ING. CARLOS JAVIER LIRA SIL

Secretario.- ING. SAÚL BAUTISTA FRAGOSO

Primer Suplente.- ING. SALVADOR MACÍAS HERRERA

Segundo Suplente.- ING. JESÚS RODRIGUEZ ROMÁN



Al Supremo creador "DIOS"  
A la Virgen de Guadalupe y  
A la Virgen de San Juan de los Lagos.

Primeramente les doy infinitas gracias por haberme dado la vida y la fuerza necesaria que me permitió llegar hasta aquí, dándome la alegría de gozar este triunfo al lado de mi familia.

Hoy te digo gracias "DIOS" por todo.

A mis Padres  
Sr. Horacio Ortega Silva y  
Sra. Carmen Isabel Benavides de Ortega.

A mi papá porque eres el hombre más grande y maravilloso que siempre he admirado; gracias por guiar mi vida con energía, por escucharme, enseñarme y apoyarme en todo, infundiéndome en mí los valores necesarios para convertirme en el hombre de bien que siempre soñaste formar, gracias por ser mi padre, mi maestro pero sobre todo mi mejor amigo.

A mi mamá porque eres la mujer más linda y maravillosa del universo; gracias por el apoyo, cariño y comprensión que siempre me has brindado, por haberme llevado en tu vientre, dándome la vida y guiándome a través de ella, estando junto a mí en los momentos más difíciles.

Hoy, con cariño y respeto les dedico este trabajo como muestra de gratitud a todos sus esfuerzos y les doy gracias por haber creído en mí, alentándome a cumplir una de mis metas. ¡El ser Ingeniero! Espero nunca defraudarlos. Los quiero mucho.

† A mi abuelo Ramón Ortega G.

Porque sé que siempre creíste en mí.  
Porque siempre apoyaste mis decisiones.  
Porque me alentaste para culminar esta meta y me querías más que a cualquier nieto, afirmo que si estuvieras aquí gozarías conmigo de igual manera este triunfo, sin embargo se que desde algún lugar del universo lo estás haciendo.  
Gracias Abuelito.

† A mi tía Ana M. Ortega G.

Porque se que si vivieras gozarías ésto tanto como yo, hoy te digo: ¡Cumplí Soy Ingeniero!. Sin embargo aún no encuentro las palabras adecuadas para decirte gracias por todo.

A mi Alma Mater  
"UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO".  
En especial a la FACULTAD DE INGENIERÍA.

Gracias por permitirme ser parte de ustedes, enseñándome a honrar y respetar los colores Azul y Oro. Por brindarme sus aulas e instalaciones permitiéndome ampliar mis conocimientos para bien de mi formación.

A mis hermanas  
Isabel Alexandra  
Noris  
Lilia Sandra

Porque siempre tienen una palabra oportuna en todo momento, porque comparten mi soledad y tristeza con sus alegrías y sonrisas, porque tienen un corazón abierto para mí y me soportan a pesar de mis defectos, hoy no encuentro las palabras que reflejen específicamente lo que significa cada una en mi vida, pero puedo asegurarles que son indispensables para sentirme feliz.  
Por eso les doy gracias por todo el apoyo que me brindaron y quiero recordarles que el objetivo logrado también es de ustedes, que siempre miren hacia delante y que las tristezas y fracasos no las hagan desistir.

Gracias. Las quiero mucho.

A mis tíos  
Sr. Juan Manuel Hernández S. y  
Sra. Ma. Lourdes Benavides de Hernández  
Gracias, porque a pesar de las dificultades y obstáculos que se interpusieron en mi camino siempre me alentaron para continuar.

A mis Primos  
Juan Carlos Hernández Benavides y  
Luis Manuel Hernández Benavides  
Gracias por todo. Y espero que esto sea un aliciente para que continúen sus estudios y logren todo lo que se proponen, esperando que más que unos primos seamos grandes amigos y si algún día tienen alguna dificultad pueda ayudarlos.

HORACIO ANDRÉS

Al Ing. Carlos Javier Lira Sil  
Por sus consejos, paciencia y el apoyo  
brindado para la realización de este trabajo.

A Alexis

Gracias por el apoyo,  
esfuerzo y dedicación que  
aportaste para la realización  
de este trabajo.

Espero sigas confiando en  
mí y gracias por ser mi  
amigo.

A todos mis compañeros y entrenadores de la  
Selección de Fútbol Soccer de la Facultad de  
Ingeniería y del Representativo UNAM.  
Gracias, por enseñarme, apoyarme y dejarme  
compartir con ustedes triunfos y fracasos.

A ti

Porque sé que en alguna  
parte de este planeta te  
encuentras esperándome  
con los brazos abiertos para  
compartir conmigo este  
triunfo y muchos más que  
también serán tuyos.

Al Ing. Víctor D. Pinilla Morán y al Equipo V.M.O.

Gracias, por todo el apoyo que me brindaron y por dejarme  
compartir con ustedes triunfos y fracasos. Por enseñarme lo  
valioso que es perder.

A la Esc. Prim. Prof. Ponciano Rodríguez.

A la Sec. Dna. No. 35.

A la E.N.P. #8 "Miguel E. Schulz".

Porque sé que muchos no las recuerdan como se  
merecen, yo no olvido sus aulas y sus  
profesores, los cuales contribuyeron de manera  
importante en las bases de mi formación.

Gracias.

A todos mis profesores y compañeros de la UNAM, de la  
Carrera de Ingeniería Petrolera y a todos aquellos que  
por alguna u otra causa estoy omitiendo, les pido una  
disculpa y les doy las gracias, porque sé que de alguna u  
otra manera estuvieron conmigo en el momento justo y  
me alentaron para concluir esta meta.

HORACIO ANDRÉS

Dedico esta Tesis:

A esa energía que llamamos Dios,  
por permitirme existir  
y dejarme vivir con intensidad.  
Quisiera encontrar la ciencia  
que me haga comprender  
qué eres en realidad,  
sin que dudes de mi fe.

A mis hermanos  
Fernando y Luis,  
pues en todo momento  
conté con su apoyo y sé  
que siempre podré hacerlo.

A la Facultad de Ingeniería de la UNAM,  
por forjar los pilares  
de mi educación profesional  
y permitir demostrarle a mucha gente  
que logré alcanzar mi objetivo a pesar de vivir  
momentos difíciles junto a ti.  
Aprendí a perdonar,  
pero no a olvidar.

A Horacio,  
por dedicar todo tu esfuerzo  
en este trabajo y permitirme  
conocerte más como persona.  
Gracias amigo.

A mi madre Guadalupe  
y a mi padre Fernando\*,  
ya que gracias a su esfuerzo incansable  
día y noche,  
he logrado culminar una de mis  
principales metas.

Amis tíos y primos,  
por colaborar en la  
finalización de esta etapa  
de mi vida.

Al Ing. Carlos Javier Lira Sil, por  
brindar su apoyo incondicional  
y comprensión  
durante la elaboración de este  
trabajo.

A todos y cada uno  
de mis compañeros,  
por ofrecermé su ayuda en  
todos los momentos  
que la necesité.

A ti,  
*"compañerita de mi corazón",*  
por quererte no por lo que eres,  
sino por lo que soy  
cuando estoy a tu lado.

ALEXIS ELOY



## CONTENIDO

	Página
<b>OBJETIVO</b>	1
<b>INTRODUCCIÓN</b>	2
<b>CAPÍTULO 1      GENERALIDADES DEL BOMBEO HIDRÁULICO</b>	
1.1      Definición de un sistema artificial de producción por bombeo hidráulico.	5
1.1.1      Características y capacidades de operación del bombeo hidráulico.	7
1.1.2      Ventajas del bombeo hidráulico.	8
1.2      Componentes de una instalación típica de bombeo hidráulico.	9
1.2.1      Operación general del sistema hidráulico de bombeo.	11
1.3      Tipos de instalaciones subsuperficiales.	15
1.3.1      Cabezales de pozo.	17
1.3.2      Arreglos geométricos subsuperficiales.	18
1.3.3      Accesorios.	26
1.4      Sistemas de inyección del fluido motriz.	28
1.4.1      Características de los sistemas de inyección.	28
1.4.2      Instalaciones con flujo inverso.	31
1.5      Acerca del fluido motriz.	34
<b>CAPÍTULO 2      BOMBEO HIDRÁULICO TIPO PISTÓN</b>	
2.1      Definición de un sistema artificial de producción por bombeo hidráulico tipo pistón.	39
2.1.1      Principio hidráulico.	39
2.2      Componentes de una unidad de fondo tipo pistón.	40
2.2.1      Operación de la sección motriz de la unidad de fondo tipo pistón.	42
2.2.2      Operación de la sección de producción de la unidad de fondo tipo pistón.	44
2.3      Presiones y fuerzas involucradas en bombas reciprocantes.	48
2.4      Balance de fuerzas en bombas hidráulicas de fondo tipo pistón.	53
2.5      Pérdidas de presión por fricción en bombas hidráulicas de fondo tipo pistón.	59
2.6      Desplazamiento de fluido en bombas hidráulicas de fondo tipo pistón.	60

### **CAPÍTULO 3 BOMBEO HIDRÁULICO TIPO JET**

3.1	Definición de un sistema artificial de producción por bombeo hidráulico tipo jet.	63
3.1.1	Principio hidráulico.	65
3.2	Componentes de una unidad de fondo tipo jet.	65
3.2.1	Operación general de una unidad de fondo tipo jet.	68
3.2.2	Variación de presiones y velocidades que presentan los fluidos en la trayectoria de una unidad de fondo tipo jet.	70
3.3	Teoría general.	71
3.3.1	Eficiencia.	76
3.3.2	Curvas de eficiencia adimensionales.	76
3.3.3	Flujo en la tobera.	77
3.3.4	Cavitación.	81
3.3.5	Efecto de la contrapresión en la descarga de la bomba de fondo.	82
3.4	Tipos de bomba jet.	83
3.5	Aplicaciones especiales del bombeo hidráulico.	88
3.5.1	Instalaciones TFL.	88
3.5.2	Bombas en tandem.	89
3.5.3	Instalación para producir dos intervalos separados (terminación doble).	91

### **CAPÍTULO 4 DISEÑO DE INSTALACIONES ARTIFICIALES DE PRODUCCIÓN DE BOMBEO HIDRÁULICO**

4.1	Consideraciones generales para el diseño de instalaciones de producción para bombeo hidráulico.	93
4.2	Diseño de instalaciones de bombeo hidráulico tipo pistón para la producción artificial de pozos petroleros.	97
4.2.1	Fluido motriz en circuito abierto o en circuito cerrado.	97
4.2.2	Gas venteado o bombeado.	97
4.2.3	Selección de la bomba subsuperficial.	98
4.2.4	Gasto del fluido motriz.	100

4.2.5	Pérdidas de presión por fricción en la bomba.	101
4.2.6	Cálculo de las presiones involucradas en los sistemas abierto y cerrado.	109
4.2.7	Cálculo de la potencia de la bomba.	116
4.3	Ejercicios resueltos.	118
4.4	Diseño de un sistema completo.	129
4.4.1	Introducción.	129
4.4.2	Procedimiento para el diseño del equipo en un pozo.	129
4.5	Diseño de instalaciones de bombeo hidráulico tipo jet para la producción artificial de pozos petroleros.	137
4.5.1	Fluido motriz en circuito abierto.	137
4.5.2	Gas venteado o bombeado.	137
4.5.3	Selección de la bomba subsuperficial.	137
4.5.4	Gasto del fluido motriz.	138
4.6	Dimensionamiento de una bomba jet para un pozo.	140
4.6.1	Introducción.	140
4.6.2	Cavitación y porcentaje de sumergencia.	142
4.6.3	Estimación de la presión de succión en la bomba.	145
4.7	Procedimiento de dimensionamiento para un pozo que no produce gas.	146
4.7.1	Estimación del gradiente de fluido en la columna de retorno.	146
4.7.2	Rango de diferentes relaciones.	147
4.7.3	Presión de operación superficial.	149
4.7.4	Selección de una razón y una tobera del valor H.	150
4.7.5	Corrección debido a la diferencia entre el tamaño calculado de tobera y el tamaño disponible de tobera.	151
4.8	Producción de un pozo si la relación gas-aceite es mayor a cero.	153
4.8.1	Introducción.	153
4.9	Ejercicios resueltos.	157
4.10	Nomenclatura.	167

## **CAPÍTULO 5 PROGRAMA DE CÓMPUTO PARA EL DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN DE BOMBEO HIDRÁULICO TIPO JET**

5.1	Conocimientos requeridos.	169
5.2	Características del programa.	170
	5.2.1 Rangos de aplicación y limitaciones.	170
5.3	Sistema de cómputo JET COOR 6.00.	171
	5.3.1 Sistema de unidades.	171
	5.3.2 Diagrama de flujo del programa principal.	172
	5.3.3 Secuencia de cálculo para yacimientos saturados y bajosaturados.	173
5.4	Generalidades del programa JET COOR 6.00.	177
	5.4.1 Aplicaciones del menú principal.	177
	5.4.2 Aplicaciones del submenú resultados.	181
	5.4.3 Aplicaciones del submenú ¿Cómo usar el programa?.	181
	5.4.4 Aplicaciones del submenú Consideraciones.	181
5.5	Ejemplos de aplicación con datos de pozos.	184
5.6	Análisis de resultados.	192
5.7	Nomenclatura.	195
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>		<b>196</b>
<b>APÉNDICE A</b>		<b>200</b>
<b>APÉNDICE B</b>		<b>204</b>
<b>APÉNDICE C</b>		<b>215</b>
<b>APÉNDICE D</b>		<b>221</b>
<b>REFERENCIAS</b>		<b>227</b>

---

---

## OBJETIVO

Respaldar a los alumnos de la Facultad de Ingeniería de la UNAM involucrados e interesados en el área de sistemas artificiales de producción con un trabajo que mantenga actualizada la teoría general, los métodos y procedimientos involucrados en el diseño de instalaciones de producción por Bombeo Hidráulico.

Proporcionar un programa de cómputo que integre dichos procedimientos de cálculo para el diseño y evaluación de instalaciones de Bombeo Hidráulico Tipo Jet (a chorro) y que permita además, que los alumnos desarrollen eficientemente su trabajo.

Colaborar para que los alumnos que no estén familiarizados con el idioma inglés-técnico cuenten con información en español que les permita abordar el tema sin titubeos, logrando con ello a que su aprendizaje sea claro y preciso.

## INTRODUCCIÓN

Conforme avanza la explotación de un yacimiento petrolero, su presión comienza a declinar hasta el punto en que la energía aportada por éste es insuficiente para elevar la columna de fluidos hasta la superficie. Cuando esto sucede se hace indispensable la utilización de un sistema artificial de producción que proporcione la energía adicional requerida para continuar con la explotación del yacimiento. Esto se logra mediante la energía que se adiciona a los fluidos del pozo. Así mismo, los sistemas artificiales de producción se utilizan para aumentar la producción en pozos fluyentes.

En la actualidad, también se emplean métodos de recuperación secundaria como lo son la inyección de agua o gas, con los que se logra el incremento o mantenimiento de presión del yacimiento, lo que favorece la recuperación de hidrocarburos a corto plazo.

Al seleccionar un sistema artificial de producción es indispensable considerar todos los parámetros que intervienen en la producción del pozo y, dentro de los factores más importantes que deben considerarse se encuentran los factores económicos, que se concentran básicamente en la recuperación del mayor volumen de hidrocarburos al menor costo. Dentro de estos factores los más importantes son: inversión inicial, costo de operación mensual, vida del equipo, número de pozos a producir, disponibilidad del equipo y vida del pozo.

El diseño de un tipo de sistema artificial en específico se debe iniciar cuando el pozo está todavía fluyendo (o desde que se está perforando), ya que es necesario contar con toda la información confiable posible. El análisis de los factores a largo plazo dependerá tanto de las características del yacimiento como de la disponibilidad de una fuente de energía.

El ingeniero involucrado en el diseño de un sistema artificial de producción se enfrenta con la necesidad de unir la capacidad del sistema artificial y la productividad del pozo para dar por resultado una instalación de bombeo óptima.

Los sistemas artificiales de producción por bombeo hidráulico han demostrado ser muy útiles bajo ciertas condiciones. Estos sistemas están constituidos básicamente por una bomba hidrodinámica la cual opera mediante transferencia de energía.

Actualmente estos sistemas no están siendo aplicados en México pero han despertado interés debido a las ventajas que presentan sobre otros sistemas artificiales en condiciones específicas y al gran éxito con el que se han aplicado en otros países.

Dentro de los sistemas artificiales de producción mediante bombeo hidráulico existen dos tipos: el bombeo tipo jet y el tipo pistón.

El bombeo hidráulico tipo jet es flexible y duradero ya que la bomba de fondo no tiene partes móviles, por lo que tolera el manejo de fluidos sucios y corrosivos, condiciones bajo las cuales se tendrían altos costos de reparación en sistemas operando mediante bombeo hidráulico tipo pistón.

Debido a las bajas eficiencias de bombeo de las unidades de fondo tipo jet, se requieren presiones de inyección mayores comparadas con el bombeo hidráulico tipo pistón, así como presiones de succión mayores con el fin de evitar la cavitación.

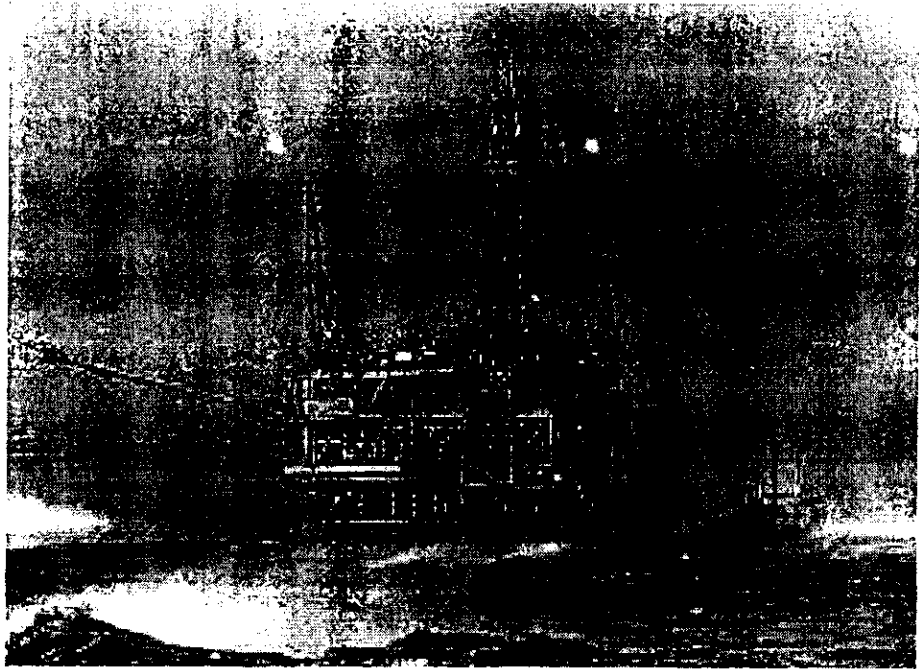
El bombeo hidráulico tipo pistón también ha sido utilizado exitosamente y es uno de los mejores sistemas para emplearse en pozos profundos hoy en día.

Para el diseño de una instalación de bombeo tipo jet se involucran una gran cantidad de variables y dado a que el método empleado es iterativo la única forma práctica de aplicación es mediante un programa de cómputo que simplifique el procedimiento de cálculo, optimice los resultados de diseño y facilite su análisis.

El programa de cómputo realizado en este trabajo se apoya en los avances en el área de computación como lo es el MS-Windows, que es un ambiente que permite un manejo fácil, rápido y óptimo de los programas de cómputo. El programa cuenta con correlaciones para obtener las propiedades de los fluidos y correlaciones de flujo multifásico en tuberías verticales con las que se logra realizar un análisis completo del sistema diseñado.

# CAPÍTULO 1

GENEALOGIA  
DE  
FED



# BOMBEO HIDRÁULICO



## CAPÍTULO 1

## GENERALIDADES DEL BOMBEO HIDRÁULICO

**1.1 Definición de un sistema artificial de producción por bombeo hidráulico**

Un sistema artificial de producción por bombeo hidráulico es aquel que genera y transmite energía al fondo del pozo mediante un fluido bajo presión que fluye desde la superficie y a través de una tubería de inyección, hasta una unidad de producción subsuperficial colocada a cierta profundidad dentro del pozo.

Al fluido inyectado bajo presión se le denomina *fluido motriz* y puede tratarse de *agua* o *aceite*.

La unidad de producción subsuperficial o bomba de fondo accionada por el fluido motriz actúa como un transformador que convierte la energía potencial del fluido motriz en una carga de presión estática, la cual es transmitida a los fluidos producidos para ser llevados hacia la superficie.

Los dos tipos de bombeo hidráulico existentes son:

- El *Tipo Pistón o Convencional* y
- El *Tipo Jet*

El tipo pistón, que es la forma más común de bombeo en cuanto al tipo de bomba se refiere, es mostrado en la **Fig. 1.1**. Éste consiste de un juego de pistones recíprocos acoplados entre sí, uno superior denominado "pistón motriz" y que es accionado por el fluido motriz al tiempo que el pistón inferior, denominado "pistón de producción", bombea los fluidos del pozo hacia la superficie.

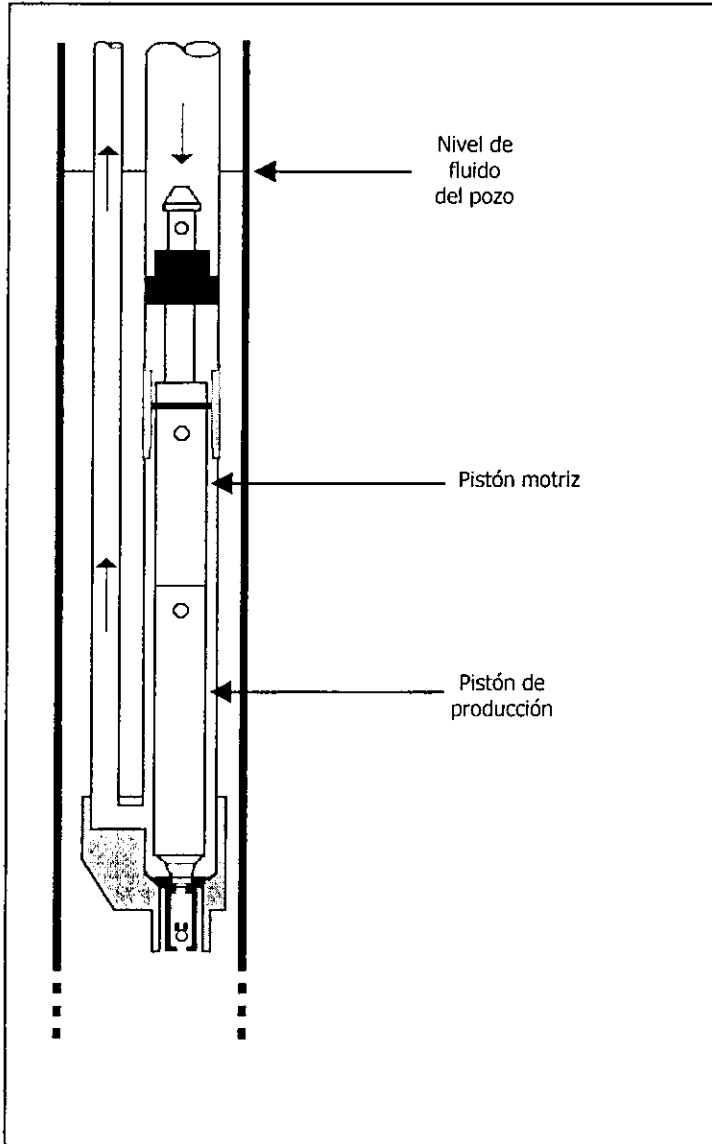


Fig. 1.1 Bomba hidráulica subsuperficial tipo pistón.

El otro tipo de bombeo hidráulico que ha llegado a ser aún más popular, es el tipo jet, el cual convierte -mediante una tobera- al fluido motriz presurizado en una alta velocidad de flujo jet que se mezcla directamente con los fluidos producidos. Ambos tipos de bombas son muy similares físicamente.

Las ventajas inherentes de los sistemas artificiales de producción por bombeo hidráulico los han llevado a vencer muchos diseños y limitaciones de otros sistemas artificiales de bombeo.

### **1.1.1 Características y capacidades de operación del bombeo hidráulico**

1. Normalmente de 2,000 hasta 4,000 lb/pg<sup>2</sup> es el rango de las presiones de operación en superficie.
2. La bomba comúnmente usada para generar este rango de presiones es una reciprocante triplex; aunque pueden utilizarse bombas del tipo dúplex o quintuplex también de desplazamiento positivo accionadas por un motor eléctrico, de gas o diesel. También han sido utilizadas bombas centrífugas multietapa.
3. ~~La potencia de las unidades en superficie está disponible en un rango de 30 a 625 hp~~ aunque generalmente sólo se utilizan entre 30 y 275 hp.
4. El rango de profundidad de colocación de la bomba tipo pistón está entre 1,500 y 15,000 pies; y el de la bomba tipo jet entre 1,500 y 10,000 pies. Aplicaciones en el sur de Luisiana con bombas tipo pistón alcanzaron exitosamente profundidades de colocación de hasta 18,000 pies por lo que el bombeo hidráulico es el método más profundo de elevación artificial hoy en día.
5. Los índices de producción pueden variar desde menos de 100 BPD hasta más de 12,000 BPD con bombeo tipo jet y de 50 BPD a 1,600 BPD con bombeo tipo pistón. Los índices de producción en ambos casos son ajustables en superficie desde un 20% hasta un 100% dependiendo del gasto de fluido deseado.
6. Puede utilizarse el aceite crudo producido o el agua de alguna fuente natural como fluido motriz. Ambos reciben tratamiento antes de ser inyectados.
7. Los sistemas son flexibles ya que el volumen de fluido motriz que se bombea por unidad de tiempo al fondo del pozo puede ser regulado sobre un amplio rango mediante controles de flujo en superficie.

8. Productos químicos para evitar y controlar la corrosión, la presencia de parafinas y emulsiones, pueden ser inyectados al fondo del pozo junto con el fluido motriz.
9. Agua fresca puede también ser inyectada para disolver depósitos de sal.
10. Cuando se bombean crudos pesados, el fluido motriz puede servir como un diluyente efectivo para reducir la viscosidad de los fluidos producidos; por ejemplo, usando como fluido motriz un aceite de menor viscosidad.
11. El fluido motriz puede también ser calentado para manejar crudos pesados o crudos con bajo punto de fluidez.
12. Los sistemas de bombeo hidráulico son adecuados para pozos direccionales, horizontales o aquellos que presentan curvatura, situaciones que causan problemas por ejemplo, en el bombeo mecánico, es decir, estos sistemas pueden manejarse bien en diferentes condiciones físicas de pozo.
13. La instalación superficial puede agruparse en una *batería central para manejar varios pozos al mismo tiempo* o en una *batería individual para servir a un solo pozo*. Esto puede ser ventajoso en sitios urbanos, en locaciones costa afuera o en áreas ambientales altamente sensibles.

### **1.1.2 Ventajas del bombeo hidráulico**

1. El costo de inversión por pozo para ser equipado con un equipo de bombeo hidráulico es normalmente menor comparándolo por ejemplo, con el costo para un equipo de bombeo mecánico.
2. Las indicaciones de presión en superficie pueden ser usadas para evaluar la operación del equipo subsuperficial.
3. Pueden añadirse pozos o adicionarse hp a la instalación original de bombeo con un costo adicional mínimo.
4. Mejoramientos en el bombeo hidráulico están siendo desarrollados más rápidamente que en otros sistemas artificiales.

## **1.2 Componentes de una instalación típica de bombeo hidráulico**

Una instalación típica de un sistema artificial de producción por bombeo hidráulico consiste de los elementos básicos siguientes:

### **A. Tanque para el fluido motriz**

Permite tratar y almacenar adecuadamente el fluido motriz antes de ser succionado por la bomba de la unidad de potencia superficial. Aquí es donde regresa el fluido motriz utilizado (si es aceite) y los fluidos del pozo.

### **B. Unidad de potencia superficial**

Es la fuente central de potencia del sistema de bombeo hidráulico. Proporciona la potencia requerida (alta presión) por el sistema para inyectar el fluido motriz y operar una o varias unidades de producción subsuperficiales. Esta unidad está constituida por una bomba accionada por un motor.

### **C. Múltiple de distribución**

El fluido motriz puede ser dirigido a un múltiple de distribución que puede ser instalado a cualquier distancia desde la unidad de potencia superficial. Este múltiple se encarga de distribuir y controlar la cantidad de fluido motriz proveniente de la bomba superficial y con dirección hacia las cabezas de pozo mediante los dispositivos con que cuenta, como son: medidores de flujo y válvulas reguladoras de presión.

### **D. Válvula de control de la cabeza del pozo**

Este dispositivo también controla la dirección del fluido así como el volumen proveniente del múltiple de distribución.

### **E. Bomba de fondo o unidad de producción subsuperficial**

Actúa como un transformador de energía ya que convierte la energía potencial del fluido motriz en una carga de presión estática suficiente para elevar los fluidos producidos hacia la superficie.

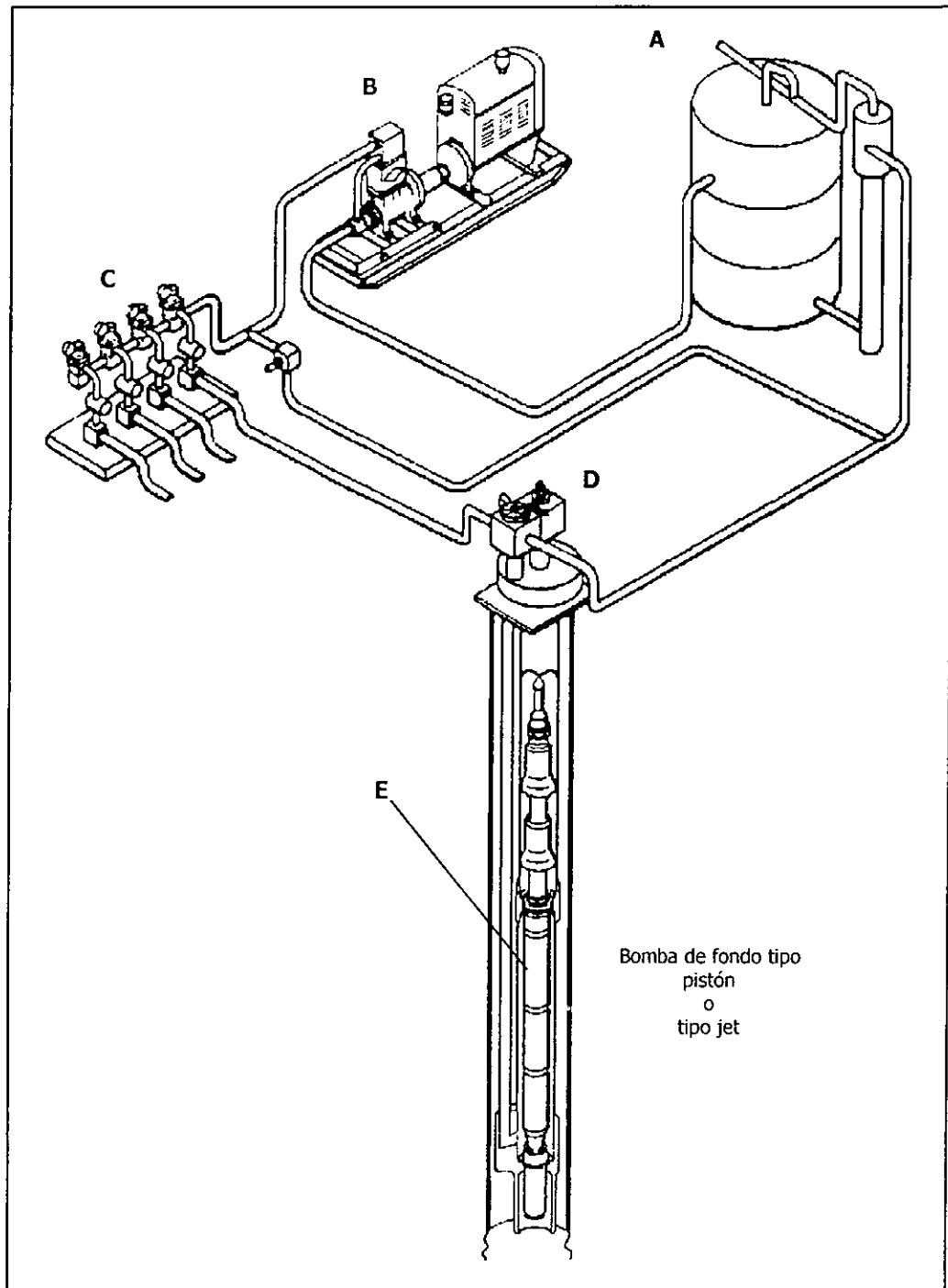


Fig. 1.2 Componentes de una instalación típica de bombeo hidráulico.

### 1.2.1 Operación general del sistema hidráulico de bombeo

El sistema de bombeo hidráulico en una batería central como se muestra en la **Fig. 1.3** y que utiliza aceite crudo como fluido motriz: **1)** Toma a éste desde la parte superior del tanque del fluido motriz para alimentar a la bomba triplex. **2)** El fluido motriz ahora bajo presión, la cual fue incrementada por la bomba triplex, es circulado hacia el múltiple de distribución y desde aquí es dirigido a cada pozo a través de líneas individuales. **3)** El fluido motriz pasa a través de la válvula de la cabeza del pozo y es dirigido a la unidad de producción subsuperficial a través de la tubería de inyección y, dependiendo del sistema de inyección o del tipo de bomba, puede mezclarse o no con los fluidos del pozo. **4)** Si el fluido motriz regresa a la superficie junto con los fluidos producidos como sucede generalmente en la mayoría de los sistemas de inyección, se le dará tratamiento antes de llegar nuevamente al tanque de almacenamiento con la finalidad de mantener un nivel de operación constante de fluido motriz limpio. **5)** El volumen de fluido excedente al inicialmente inyectado debido al volumen producido es conducido a otro tanque destinado para su almacenamiento en superficie.

Un sistema de bombeo hidráulico en una batería individual es mostrado en la **Fig. 1.4** y opera según la **Fig. 1.5**. Esta unidad con doble vasija consiste de un sistema de limpieza para el fluido motriz adaptado sobre un patín por conveniencia para el transporte e instalación. Emplea un acumulador para suministrar fluido bajo presión a un separador ciclónico centrífugo donde los sólidos son removidos. El fluido resultante es almacenado también bajo presión en un tanque horizontal el cual suministra fluido limpio a la succión de la bomba superficial.

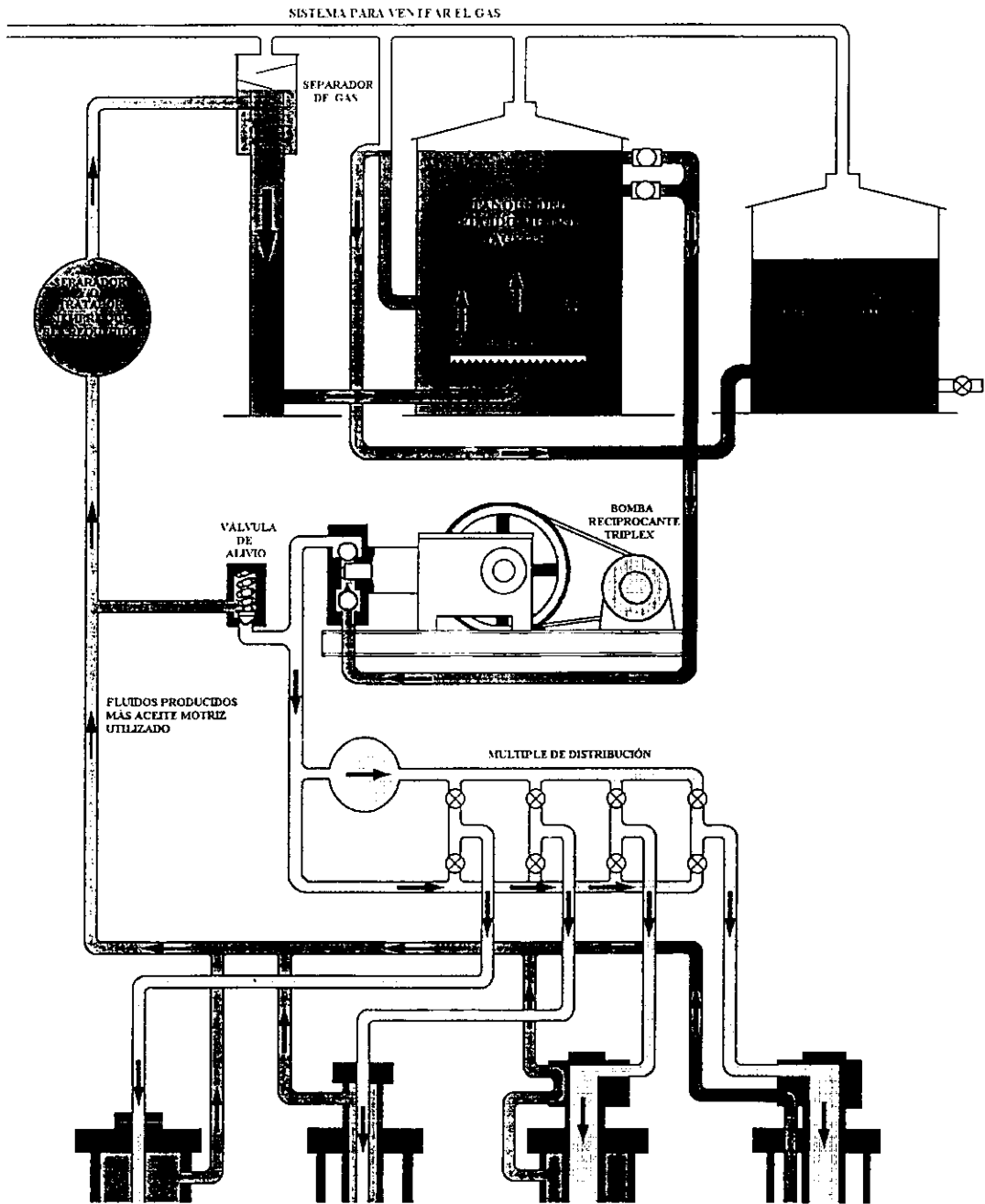


Fig. 1.3 Operación de un sistema de bombeo hidráulico en una batería central que muestra diferentes arreglos geométricos subsuperficiales.



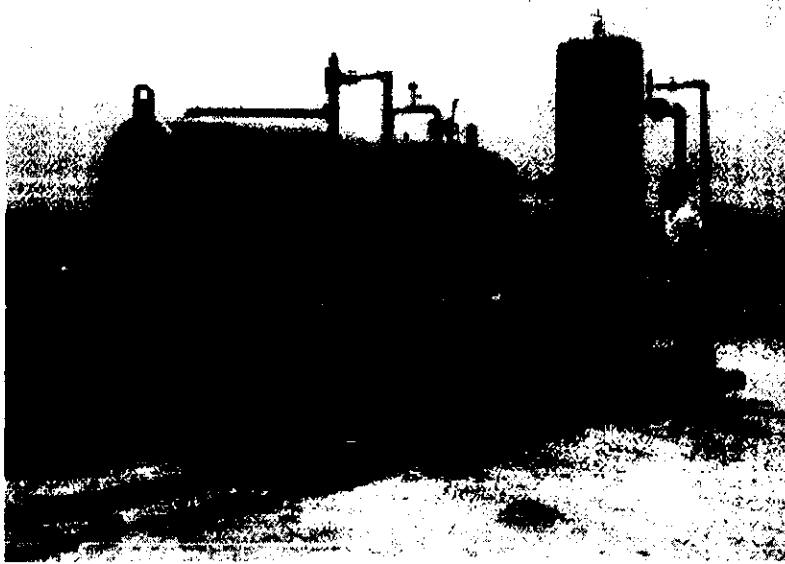


Fig. 1.4. Batería individual para el bombeo y limpieza del fluido motriz.

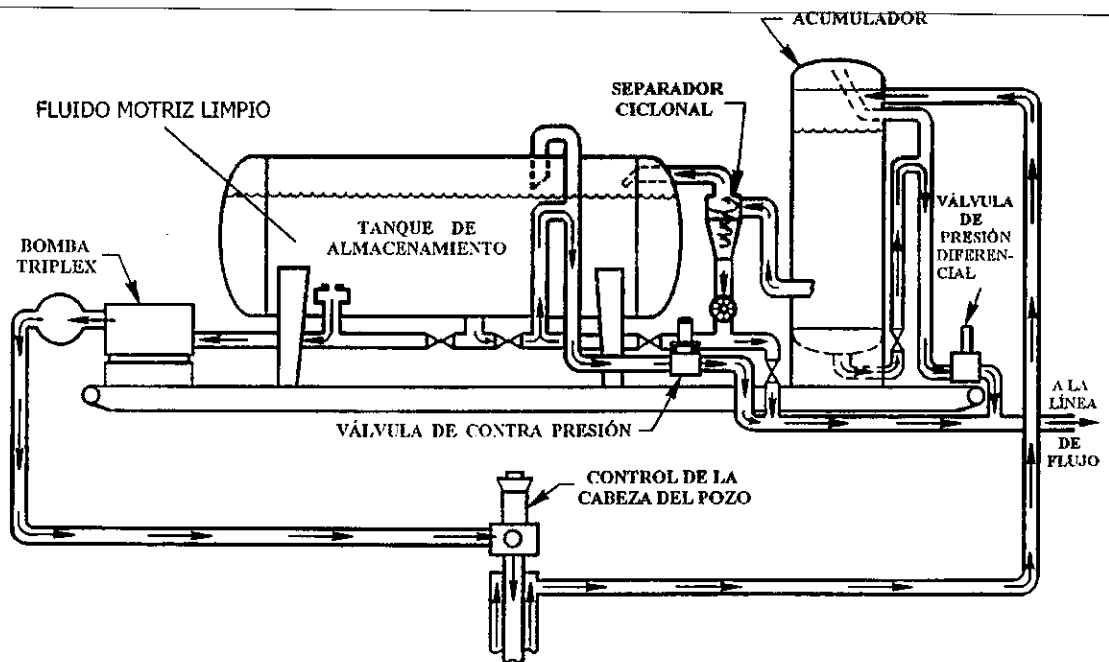


Fig. 1.5 Operación de un sistema de bombeo hidráulico en una batería individual.

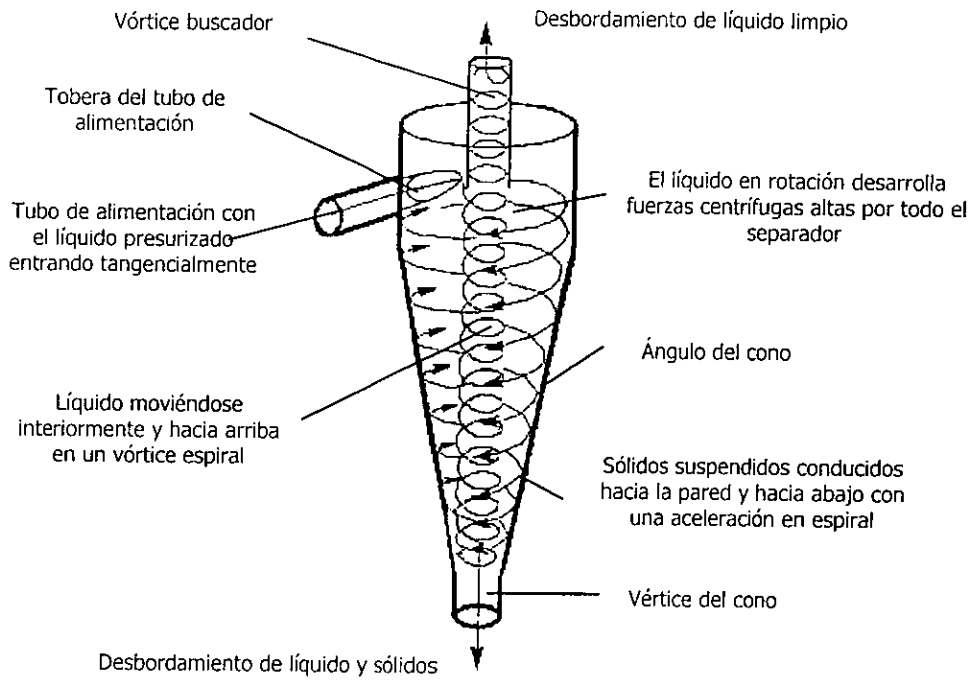


Fig. 1.6 Separador ciclónico.

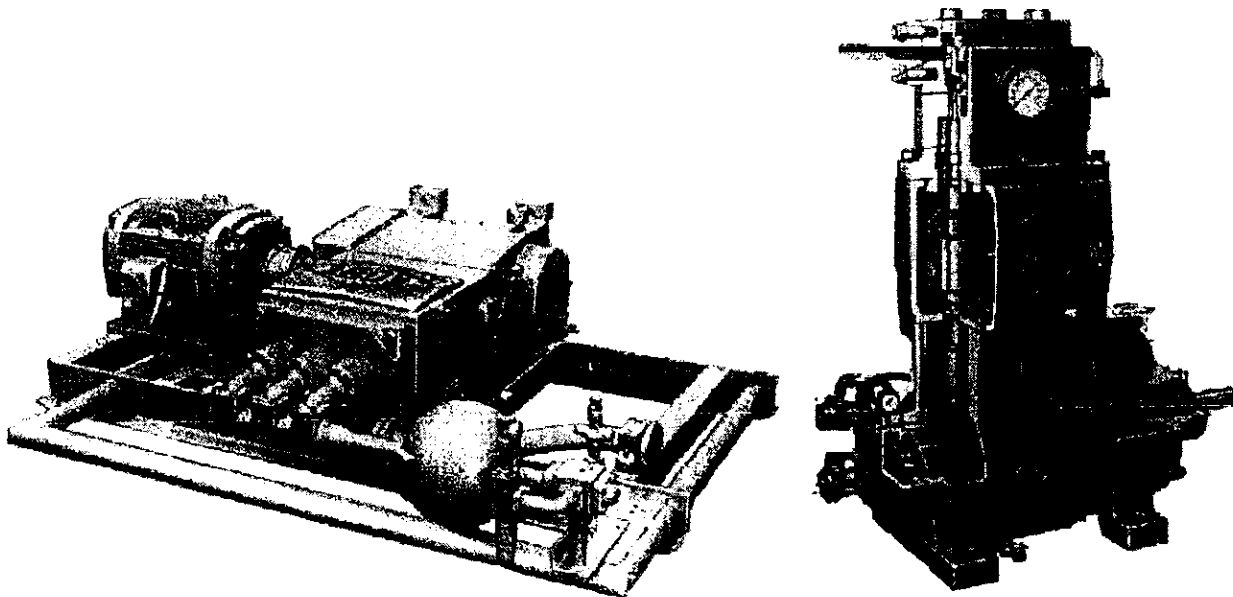


Fig. 1.7 Bomba triplex con motor eléctrico y bomba triplex vertical.

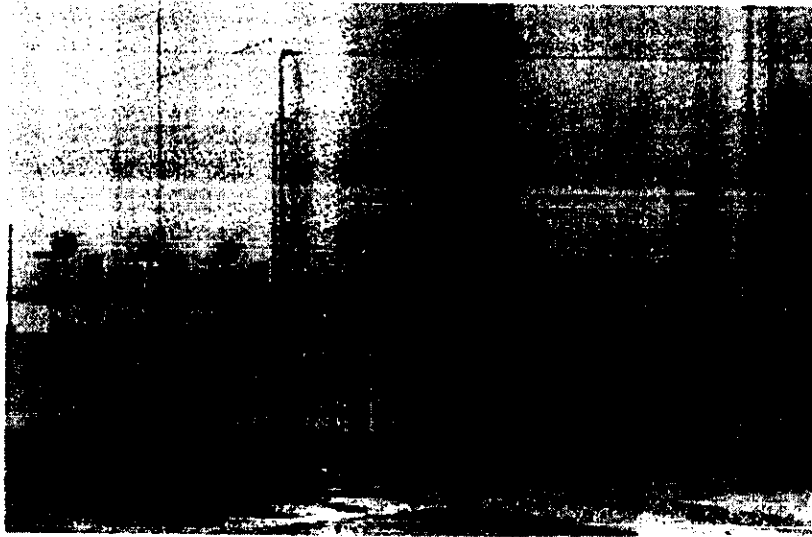


Fig. 1.8 Múltiple de distribución.

### 1.3 Tipos de instalaciones subsuperficiales

Los dos tipos básicos de instalaciones subsuperficiales son:

- **Instalación con bomba fija (o instalación convencional).** En esta instalación la bomba de fondo es fijada en la parte inferior de la tubería de inyección la cual, al ser introducida al pozo, permitirá que la bomba sea corrida también dentro de éste.
- **Instalación con bomba libre.** En esta instalación la bomba es corrida y colocada libremente dentro de la tubería de inyección, es decir, no se sujeta físicamente. Este diseño mostrado en la **Fig. 1.9**, permite circular la bomba dentro y fuera del pozo sin necesidad de extraer toda la tubería de inyección.

Las bombas de fondo también pueden ser introducidas y recuperadas mediante operaciones con líneas de acero.

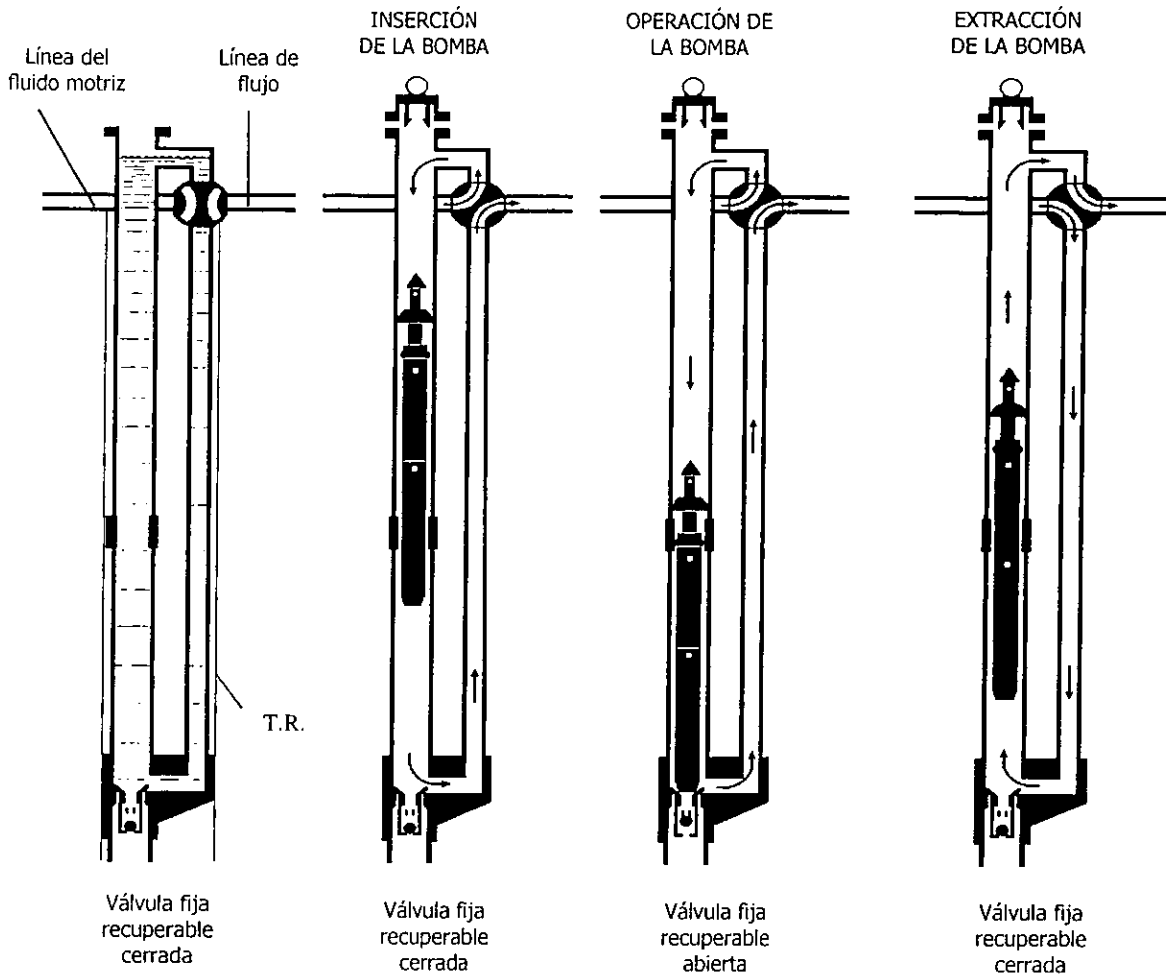
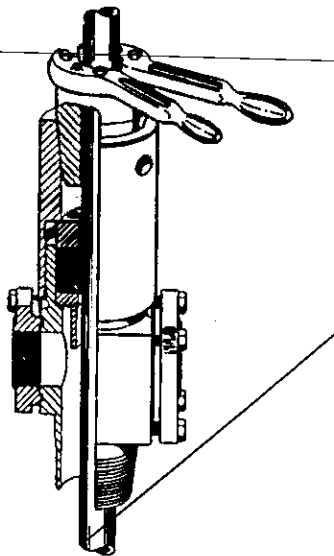


Fig. 1.9 Ciclo de bombeo en una instalación subsuperficial con bomba libre tipo pistón o jet.

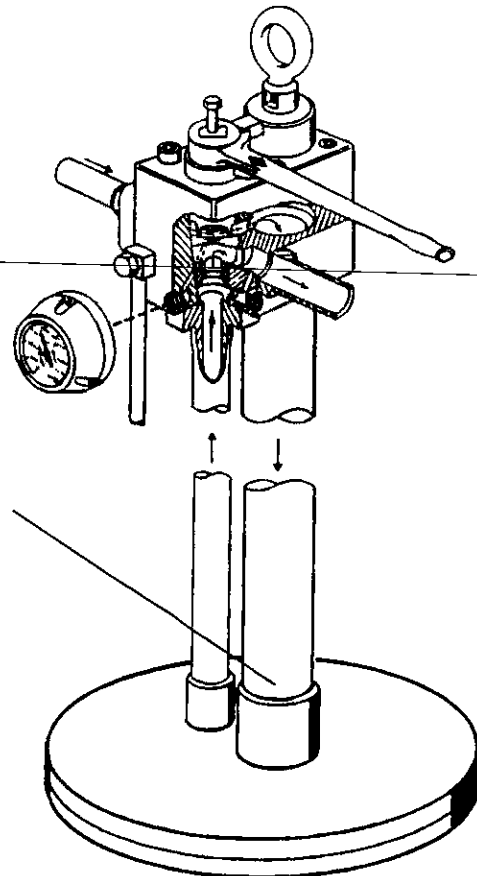
### 1.3.1 Cabezales de pozo

La cabeza del pozo en una *instalación con bomba fija* consiste de un conjunto sencillo de accesorios portadores de la tubería de inyección en combinación con empacadores. La **Fig. 1.10** muestra un cabezal de pozo de este tipo.

Con una *bomba libre* es necesario usar un arreglo más elaborado que sujete o retenga la bomba cuando ésta se encuentra en superficie, una válvula de cuatro pasos para controlar la dirección de flujo del fluido motriz y por ende el sentido de circulación de la bomba, un medidor para la presión manométrica y otros accesorios. La **Fig. 1.11** muestra la válvula de cuatro pasos comúnmente usada para estos requerimientos.



Tubería de inyección



**Fig. 1.10** Cabezal de pozo en una  
Instalación con bomba fija.

**Fig. 1.11** Cabezal de pozo en una  
instalación con bomba libre.

### 1.3.2 Arreglos geométricos subsuperficiales

Los arreglos típicos en una *instalación convencional* o *con bomba fija* son:

- *Fixed Insert* (bomba fija a tubería de inyección e introducida en T.P.).
- *Fixed Casing* (bomba fija a tubería de inyección y sujeta a T.R. mediante empacador).

En el diseño *fixed insert* la bomba es fijada a la tubería de inyección y ambos elementos son introducidos en una tubería de producción. La T.P. debe tener un D.I. mayor que el D.E. de la bomba para que ésta última pueda ser corrida. La bomba descansa sobre un asiento colocado al final de la T.P.; entonces, el fluido motriz es dirigido hacia abajo por el interior de la tubería de inyección y regresa a la superficie mezclado con los fluidos producidos por el espacio anular formado entre la tubería de inyección y la T.P. como lo muestra la **Fig. 1.12**.

El gas libre es venteado por el espacio anular existente entre la tubería de producción y la tubería de revestimiento. Para asegurar que el gas libre sea venteado por el espacio anular entre la T.R. y la T.P. y asegurar también que no sea manejado por la bomba, se recomienda que ésta última deba colocarse debajo de la profundidad de los disparos. La tubería de inyección es normalmente de  $\frac{3}{4}$ ", 1" ó 1  $\frac{1}{4}$ " de diámetro, dependiendo del tamaño de la T.P.

En el diseño *fixed casing*, la bomba es fijada en la parte final de la tubería de inyección y asentada sobre un empacador recuperable, como es mostrado en la **Fig. 1.13**. Dicho empacador permite fijar la bomba dentro de la T.R., aislando al mismo tiempo el espacio anular formado por la T.R. y la tubería de inyección, de los fluidos del pozo. Con este arreglo, el fluido motriz es dirigido hacia abajo por la tubería de inyección mientras que los fluidos del pozo entran a la unidad de bombeo a través del empacador. La unidad descarga los fluidos en el espacio anular formado entre la tubería de inyección y la T.R.; y es en este espacio donde se lleva a cabo la mezcla del fluido motriz con los fluidos producidos y desde donde dicha mezcla parte hacia la superficie.

Debido a que todo el fluido localizado debajo del empacador entra a la bomba, todo el gas libre debe ser manejado por ésta. Este tipo de arreglo es normalmente usado en pozos sin mucho gas y con bombas de alta capacidad. Si el espacio del pozo lo permite, una sarta para ventear el gas puede ser corrida desde la superficie hasta debajo del empacador. Al igual que el arreglo fixed insert, éste no es tan común y ambos han sido sustituidos en gran medida por los diversos arreglos con bomba libre.

Obsérvese que en los dos arreglos mencionados, el fluido motriz se mezcla con los fluidos producidos después de pasar a través de la bomba.

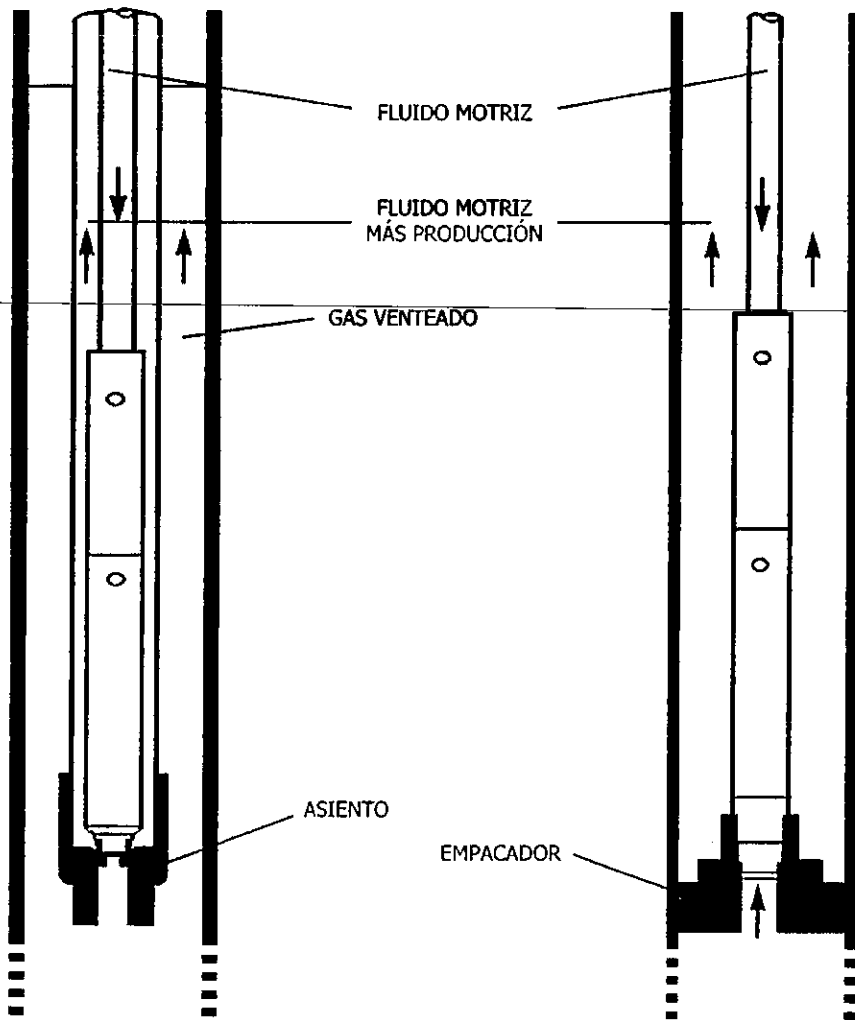


Fig. 1.12 Fixed Insert.

Fig. 1.13 Fixed Casing.

Los arreglos típicos para una *instalación con bomba libre* son:

- *Casing Free Standard* (bomba libre en arreglo estándar).
- *Casing Free Gas Vent String* (bomba libre con sarta para el venteo de gas).
- *Parallel Free* (bomba libre con tubería paralela como T.P).

La característica de *bomba libre* en una instalación es una de las más significantes ventajas de los sistemas de bombeo hidráulico. Las instalaciones con bomba libre permiten la circulación de la bomba hacia el fondo, la producción de los fluidos del pozo y la circulación de la bomba nuevamente hacia la superficie ya sea para repararla o para sustituirla. A diferencia de las instalaciones con bomba fija, las instalaciones con bomba libre sí requieren de una conexión de fondo (BHA) que servirá como receptáculo de la bomba. Las conexiones de fondo formadas por un cuerpo metálico (con orificios para permitir la circulación de los fluidos) consisten principalmente de un *anillo de asiento* y una o más *camisas sellantes* como puede observarse en la **Fig. 1.14**.

La instalación *casing free standard* es mostrada en la **Fig. 1.15**. A simple vista parece ser el mismo arreglo que se tiene en una instalación fixed casing pero difiere en la forma de colocación de la bomba ya que, en lugar de que la bomba sea fijada en la parte inferior de la sarta de inyección, es colocada libremente dentro de ésta para permitir su circulación dentro y fuera del pozo.

Para un diámetro de bomba muy grande se requerirá un diámetro muy grande de tubería de inyección con lo que se reducirá el espacio anular entre la T.R. y la tubería de inyección y por ende el volumen del fluido de retorno.

Las tuberías de inyección pequeñas como de 1 1/2" de diámetro (tubería flexible o Macaroni) pueden ser introducidas en tuberías de producción de 2 7/8" usadas como tuberías de revestimiento. Las tuberías de inyección de 1 1/2" sólo pueden ser usadas con bombas tipo jet. En cambio, las tuberías de inyección de 2 3/8" ó de mayor diámetro pueden ser usadas con ambos tipos de bombas.



Normalmente, la tubería de inyección de 2 3/8" es usada con T.R. de 4" de diámetro o mayor, la de 2 7/8" se utiliza con una T.R. de 5 1/2" ó de mayor diámetro y la de 3 1/2" se utiliza con una T.R. de 6 5/8" ó mayor.

Pocas instalaciones con bomba libre operan con tuberías de inyección de diámetros mayores o iguales a 4 1/2".

Debido a que la conexión de fondo de pozo (BHA) descansa sobre un empacador, la bomba debe manejar todo el gas además del líquido; pero si el manejo de altos volúmenes de gas limitarán el rendimiento de la bomba, una sarta para ventear el gas puede ser corrida desde la superficie hasta un punto debajo del empacador. Una instalación de este tipo es conocida como casing free gas vent string y es mostrada en la **Fig. 1.16**.

En pozos donde debe evitarse el contacto de los fluidos del pozo con la pared de la T.R. y donde además es deseado ventear gas por el espacio anular entre la T.R. y la tubería de inyección, el arreglo parallel free debe ser considerado. Este arreglo, el cual requiere dos sargas de tubería paralelas que son enroscadas en el fondo del pozo a un bloque obturador de la conexión de fondo que además las conecta, normalmente no requiere un empacador. Como se muestra en la **Fig. 1.17**, la conexión de fondo del pozo (BHA) es suspendida de la sarga de tubería de inyección y la sarga de tubería para el retorno es conectada en la conexión de fondo del pozo. Una válvula fija recuperable es colocada en la conexión de fondo para permitir el circuito de flujo requerido para introducir o recuperar la bomba. Los fluidos del pozo entran pues a la bomba a través de esta válvula fija para luego ser expulsados junto con el fluido motriz a la tubería más pequeña para posteriormente retornar mezclados a la superficie.

En la parte superior de la válvula fija recuperable se encuentra un asiento donde descansa la unidad de bombeo. Para recuperar dicha unidad, la dirección de flujo del fluido motriz es invertido y la unidad es circulada por la tubería de inyección hacia la superficie eliminando las operaciones de pesca que se tendrían que realizar para sacar la bomba del pozo. La eliminación de estas operaciones de recuperación reduce los costos inherentes a los trabajos de producción.

Durante las operaciones de introducción o extracción de la bomba, la válvula fija recuperable está cerrada haciendo posible inyectar el fluido motriz hacia abajo a través de cualquiera de las tuberías. La decisión de por cuál tubería se debe inyectar está en función del sentido de circulación que se requiera sobre la bomba.

Para lograr que la bomba llegue al fondo del pozo ésta debe introducirse en la tubería de inyección desde la superficie para luego ser forzada por el fluido motriz bajo presión hacia la parte baja hasta que quede asentada sobre la válvula fija recuperable que descansa sobre el anillo de asiento de la conexión de fondo. Al continuar con la circulación y bombeo del fluido motriz comenzará la operación de la bomba.

El D.E. de la bomba de fondo decide el diámetro de la sarta de tubería de inyección.

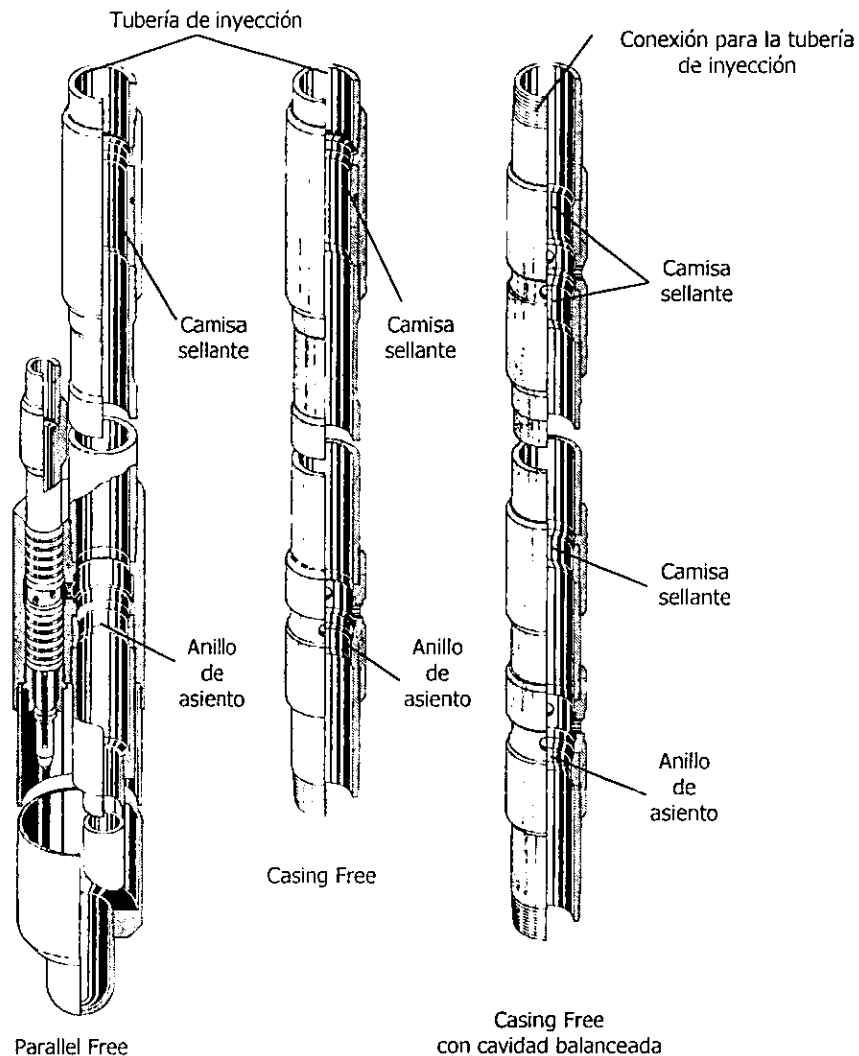


Fig. 1.14 Conexiones de fondo para instalaciones con bomba libre.

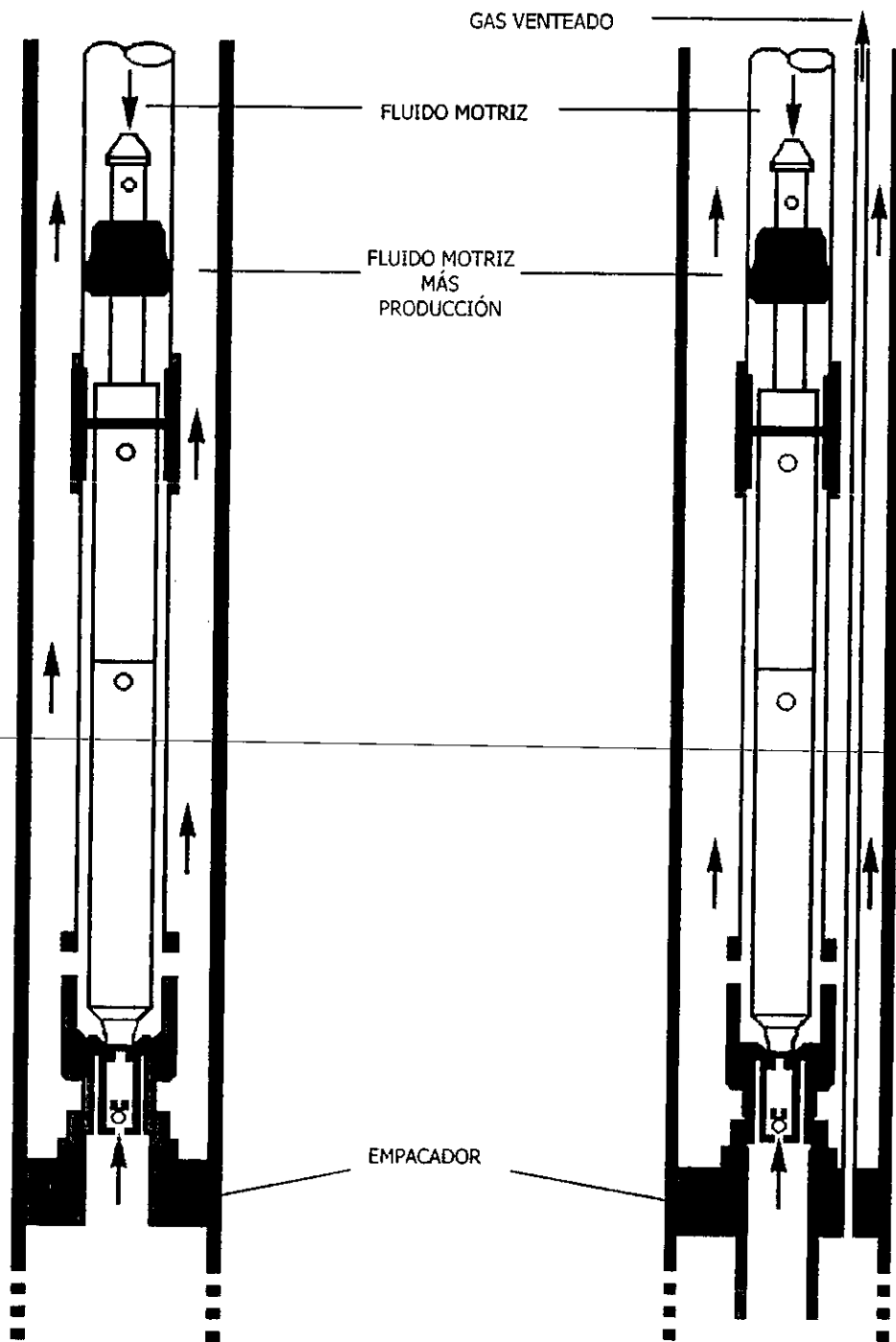


Fig. 1.15 Casing Free Standard.

Fig. 1.16 Casing Free Gas Vent String.

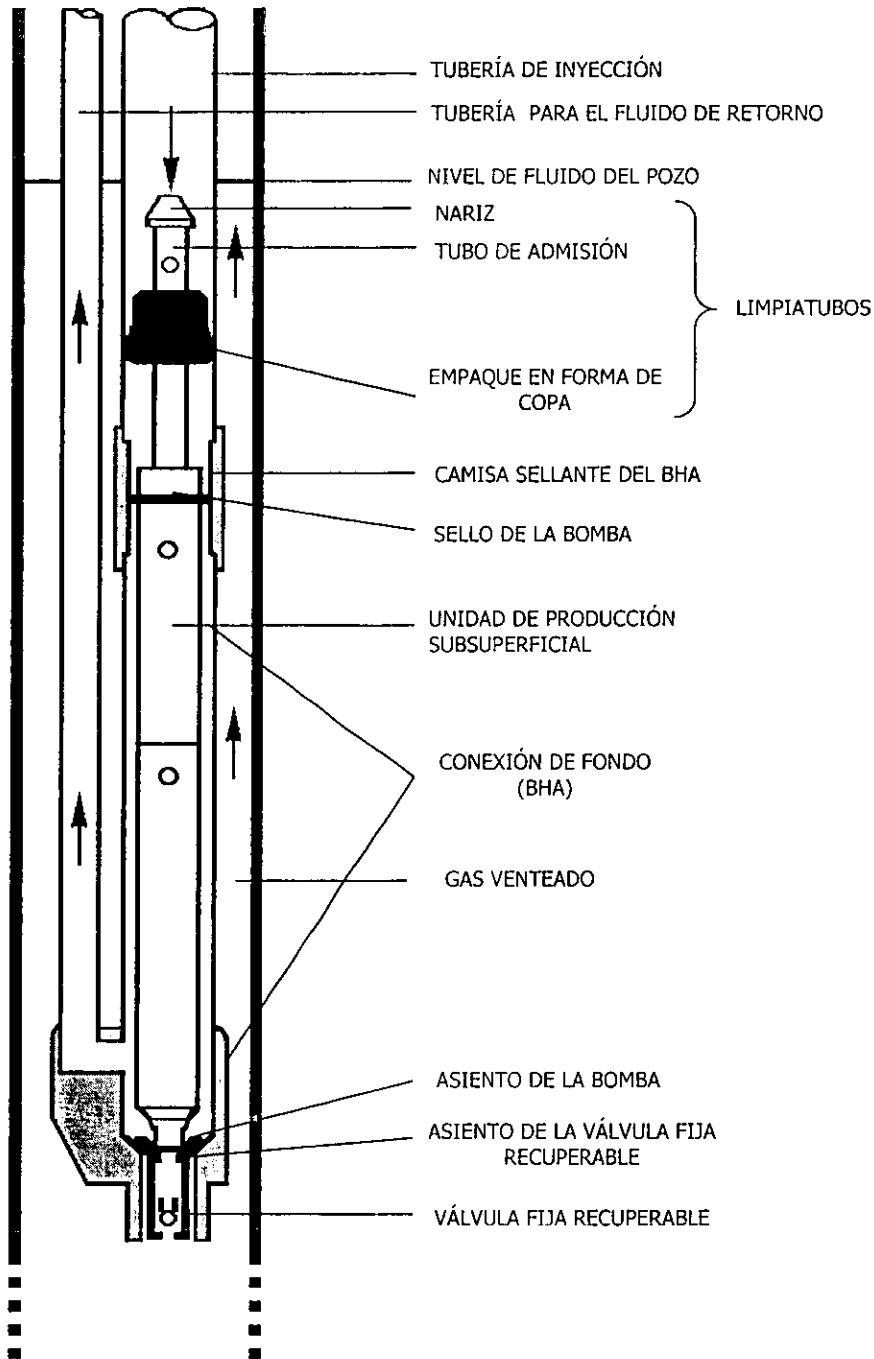
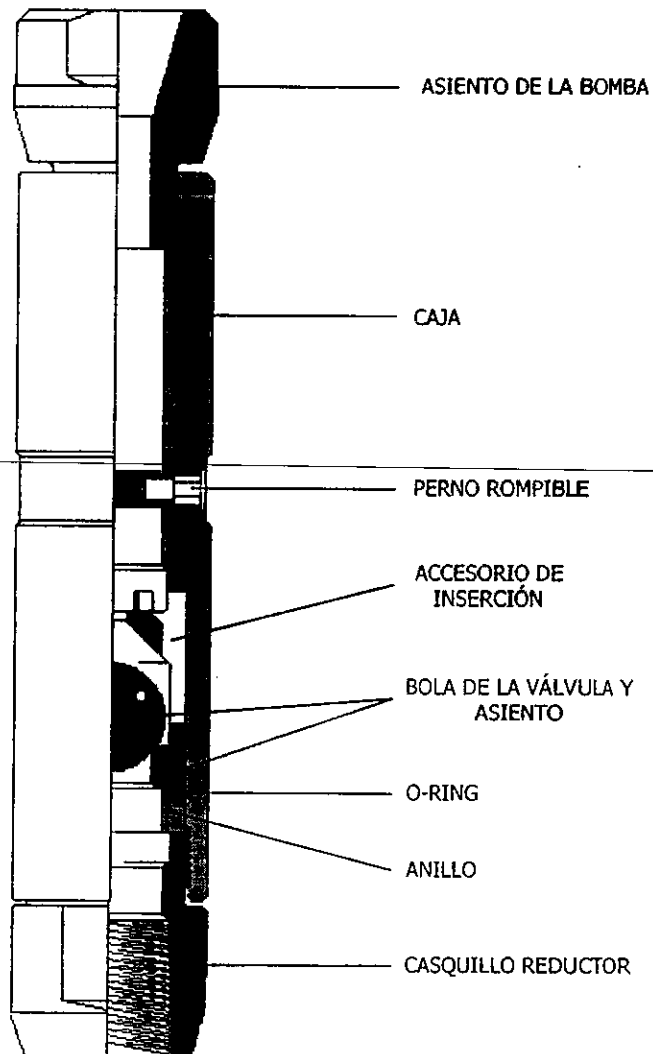


Fig. 1.17 Parallel Free.

La Fig. 1.17 también muestra el equipo auxiliar de una bomba subsuperficial compuesto por: un limpiatubos, la conexión de fondo y una válvula fija recuperable.

La válvula fija recuperable como es mostrada a detalle en la **Fig. 1.18**, es el medio de soporte para la bomba y puede ser recuperada mediante una línea de acero. Cuando la bomba está operando normalmente la válvula debe estar en posición abierta. Esta válvula antes de poder ser recuperada debe drenar el fluido de la tubería y para lograrlo cuenta con un perno rompible de seguridad.



**Fig. 1.18** Válvula fija recuperable o válvula de pie.

### 1.3.3 Accesorios

Varios mecanismos auxiliares o accesorios pueden ser incluidos en instalaciones de bombeo hidráulico tipo pistón; algunos son los siguientes:

Válvula check- Las bombas fijas son normalmente equipadas con una válvula check para impedir el flujo inverso de los fluidos del pozo a través de la bomba cuando ésta es sumergida dentro de los fluidos del pozo o cuando se presentan periodos en los cuales la bomba para.

Filtro de arranque- Para proteger a una bomba al ser corrida, por ejemplo, de incrustaciones en la tubería de inyección, arena, suciedad u otro material inusual el cual pudo haber sido introducido al halar o correr la tubería de inyección, un filtro de arranque es provisto. El fluido motriz dirigiéndose hacia el motor de la bomba pasa a través del filtro hasta que la caída de presión a través de este elemento llega a ser excesiva debido al tapón que en él puede formarse.

El siguiente accesorio se incluye en ambos tipos de instalaciones subsuperficiales.

Limpiatubos de copa- Reduce la cantidad de fluido que pasan a través de la bomba cuando dicha bomba está siendo removida del pozo. El limpiatubos está provisto de un empacador en forma de copa.



Válvula check



Limpia tubos



Filtro de arranque

Fig. 1.19 Accesorios de la bomba libre.

## 1.4 Sistemas de inyección del fluido motriz

Existen dos tipos de sistemas de inyección en el bombeo hidráulico que difieren en la *forma de inyección* del fluido motriz y en la *forma en que el fluido motriz regresa a la superficie* luego de haber operado la unidad. En lo que no difieren es en la conducción del fluido motriz desde el tanque de almacenamiento hasta la unidad de producción subsuperficial.

Estos sistemas son:

- El **sistema cerrado para fluido motriz**: Donde la forma de inyección es en un circuito cerrado y la forma en que el fluido motriz regresa a la superficie es independiente de los fluidos del pozo, es decir, no se mezcla con estos.
- El **sistema abierto para fluido motriz**: Donde el fluido motriz es inyectado en un circuito abierto y posteriormente mezclado con los fluidos del pozo por lo que en superficie se obtiene una mezcla.

Es importante recordar que en el bombeo hidráulico tipo jet el sistema de inyección utilizado es exclusivamente el *abierto para fluido motriz* ya que este fluido siempre es mezclado con los fluidos producidos.

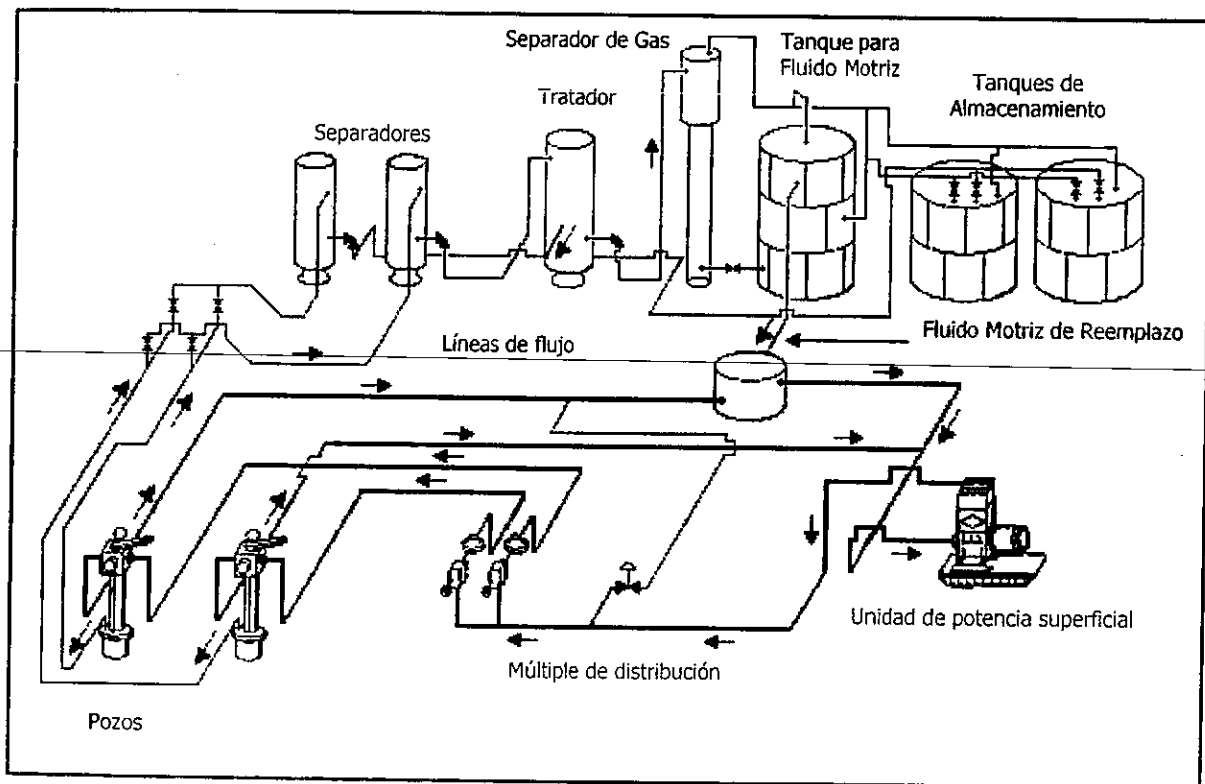
### 1.4.1 Características de los sistemas de inyección

#### a) Sistema en circuito cerrado

El sistema de inyección en circuito cerrado es el método más completo que existe en la actualidad. Sabemos que en este sistema el fluido motriz retorna a la superficie independientemente de los fluidos producidos; fluyendo nuevamente hasta el tanque del fluido motriz y formándose así un circuito cerrado.



En este sistema se utiliza un elemento de empaque en la unidad de bombeo que permite aislar el fluido motriz de los fluidos que van a ser producidos. Las principales ventajas de este sistema son: la medición exacta del volumen de fluidos producidos y la determinación del desgaste sufrido por la unidad de bombeo al incrementarse el volumen de fluido motriz utilizado en la lubricación de los pistones cuando es el caso, todo lo cual facilita la programación del mantenimiento de las unidades de fondo. Un sistema de este tipo se muestra en la **Fig. 1.20**.



**Fig. 1.20** Instalaciones superficiales de un sistema en circuito cerrado.

### b) Sistema en circuito abierto

El sistema de inyección en circuito abierto fue el primero que se utilizó y su aplicación es la más sencilla y económica.

En este sistema el fluido motriz retorna a la superficie mezclado con los fluidos del pozo ya sea a través de una tubería de descarga o por el espacio anular, dependiendo del arreglo subsuperficial que se tenga. La aplicación de este sistema presenta varias ventajas como son: la adición de fluido motriz limpio en pozos que contienen alto porcentaje de agua salada con lo que se reducen los problemas por corrosión; de la misma manera la adición de aceite ligero puede reducir la viscosidad en pozos productores de aceite pesado.

La principal desventaja de este sistema es el incremento de volumen bruto que debe ser tratado en la superficie para obtener el aceite limpio necesario para continuar con la operación de bombeo. Un sistema de este tipo se muestra en la **Fig. 1.21**.

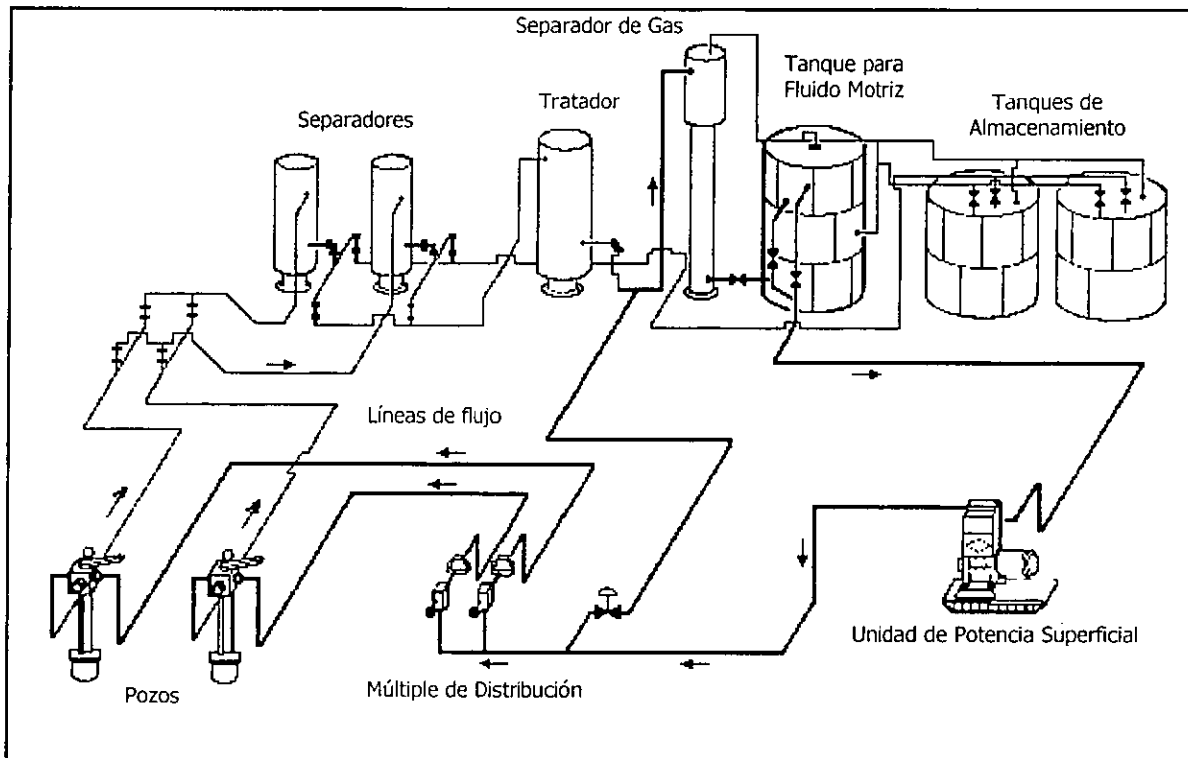


Fig. 1.21 Instalaciones superficiales de un sistema en circuito abierto.

### 1.4.2 Instalaciones con flujo inverso

Dos consideraciones -la necesidad de mantener el fluido producido de manera que no tenga contacto con las paredes de la T.R. y minimizar las pérdidas de presión por fricción del fluido- han conducido al uso de instalaciones de flujo inverso (también conocidas como instalaciones de circulación inversa) en algunos pozos. Estos sistemas son usados comúnmente con bombas jet, aunque pocas instalaciones han usado bombas reciprocantes. Una instalación de circulación inversa del tipo T.R. utiliza el espacio anular entre la T.P. y la T.R. para inyectar el fluido motriz; y la sarta de la T.P. la cual contiene o sujeta a la bomba es utilizada como conducto del fluido de retorno. Con este sistema de circulación inversa se protege a la T.R. mediante fluido motriz inhibido contra corrosión y es muy útil cuando se anticipa que existirá corrosión severa debida al agua producida. Este sistema requiere el uso de una T.R. con una pared de mayor espesor para revertir el efecto de la presión debida a la inyección del fluido motriz. Las principales ventajas de este sistema son las reducidas pérdidas de presión por fricción y la protección que se le da a la T.R. Instalaciones de circulación inversa pueden requerir un seguro mecánico para retener la bomba en su asiento durante el bombeo ya que inicialmente sólo se desea circular el fluido inversamente. Para recuperar la bomba, una herramienta de desenganche es bajada antes de que la bomba sea circulada a la superficie. Una vez que la bomba es liberada del seguro mecánico, el flujo de fluido en el modo de bombeo normal en este sistema llevará la bomba hacia la superficie.

En instalaciones de circulación inversa, la bomba puede ser insertada y recuperada mediante cable de acero.

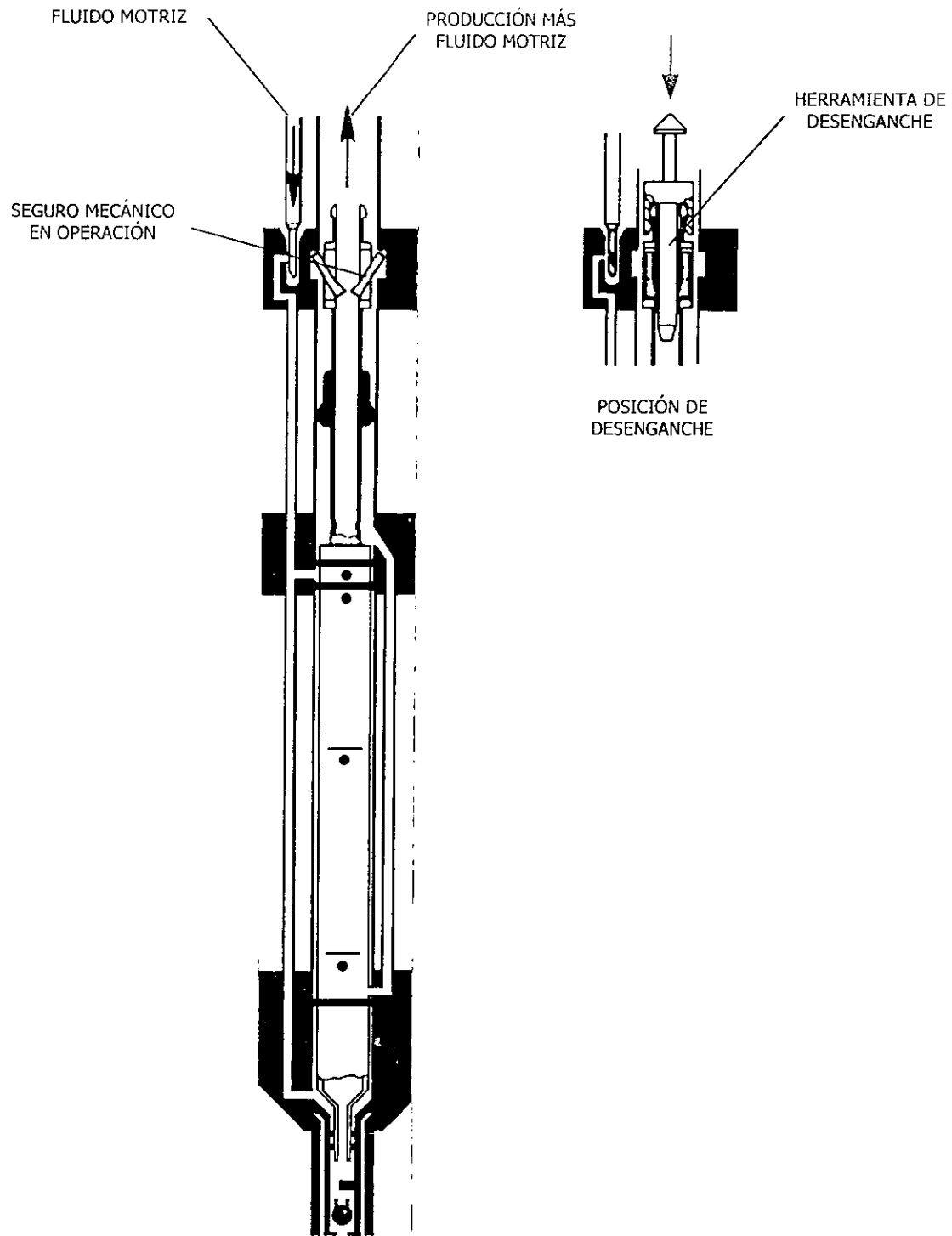


Fig. 1.22 Arreglo subsuperficial en un sistema de flujo inverso.



Fig. 1.23 Introducción de una bomba libre mediante cable de acero.

## 1.5 Acerca del fluido motriz

Se considera como *fluido motriz* al aceite o agua producidos utilizados como el medio hidráulico capaz de suministrar la energía requerida por la unidad de producción subsuperficial para elevar los fluidos producidos a la superficie. Generalmente el fluido motriz utilizado para impulsar a la unidad subsuperficial de producción es aceite crudo limpio aunque pueden conseguirse mayores eficiencias utilizando agua limpia como el medio hidráulico debido a su menor viscosidad aunque cabe recordar que es pobre en cuanto a lubricidad.

Excepto por *pérdidas de presión por fricción* y una posible *diferencia de gradientes*, no es requerida energía adicional para regresar el fluido motriz utilizado a la superficie.

La calidad del fluido motriz especialmente en cuanto a contenido de sólidos es un factor importante que afecta la vida de la bomba de manera continua. La pérdida de fluido motriz a través de la bomba es una función del desgaste causado por los sólidos abrasivos y de su viscosidad. El contenido de sólidos permisible en el fluido motriz varía dependiendo del concepto que se tenga sobre una vida aceptable de la bomba además de su viscosidad. De 10 a 15 ppm es normalmente aceptable en aceites de 30 a 40 °API. Para aceites más pesados, más desgaste y consecuentemente más sólidos pueden ser tolerados, mientras que para agua, menos desgaste y menos sólidos son normalmente la regla. El tamaño máximo de la partícula no debería exceder 15 micras. El contenido máximo de sal en el aceite motriz no debe exceder 12 lb/1000 bl.

La decisión de utilizar aceite o agua como fluido motriz se basa principalmente en los siguientes factores:

- (1) El agua es preferida por seguridad en caso de incendio y por dar protección al medio ambiente en caso de fugas.
- (2) En instalaciones con sistema cerrado la adición de productos químicos al agua motriz para lubricación y control de la corrosión no es un gran factor de costo.

- (3) En instalaciones con sistema abierto la adición de productos químicos al agua motriz es un factor de costo importante ya que el agua motriz es mezclada con la producción por lo que se requerirá la inyección continua de productos químicos al agua lo cual aumentará los costos de operación.
- (4) El tratamiento del aceite motriz es rara vez un gran factor de costo ya que casi nunca necesita aditivos químicos para lubricación. Una excepción es cuando aceites de alta densidad son usados a muy altas temperaturas del fondo del pozo. Cuando estos dos factores producen una viscosidad debajo de 1.0 centistoke, un lubricante puede ser necesario para alargar la vida de la bomba.
- (5) El mantenimiento de las bombas en superficie es menos riguroso cuando se usa aceite. También las válvulas duran más siendo normalmente del *tipo de bola y asiento* en lugar del *tipo disco* las cuales normalmente son usadas cuando se trabaja con agua. Adicionalmente, el bajo *módulo de volumen* del agua causa pulsos más grandes de presión que el aceite y estos pulsos son perjudiciales sobre las conexiones de tuberías y contribuyen a la fatiga y ruptura de los componentes de la bomba.
- (6) Las unidades subsuperficiales son sensibles a la viscosidad. Debido a que el agua ~~prácticamente no tiene habilidad de lubricación a temperaturas de fondo del pozo puede~~ -si no es tratada adecuadamente- reducir la vida de la bomba. La pérdida del fluido motriz en la bomba es una función de la viscosidad y es más grande cuando se usa agua.
- (7) La evaluación de la producción de un pozo está sujeta a una fuente de error adicional cuando el fluido motriz usado es aceite. El fluido motriz debe ser medido (dentro y fuera en un sistema cerrado) y pequeños errores en la medición pueden ser significantes cuando la relación del aceite motriz para producir aceite es grande como cuando el pozo está produciendo un gran porcentaje de agua. Por ejemplo, si la relación de aceite motriz para producir aceite es 10: 1, un error del 2% en el contador de fluido motriz se traduce en un 20% de error en el aceite producido.
- (8) Normalmente la presión de superficie requerida será menor cuando se use agua como fluido motriz.
- (9) Las bombas hidráulicas pueden manejar crudos viscosos desde 7 hasta 20 °API muy bien.

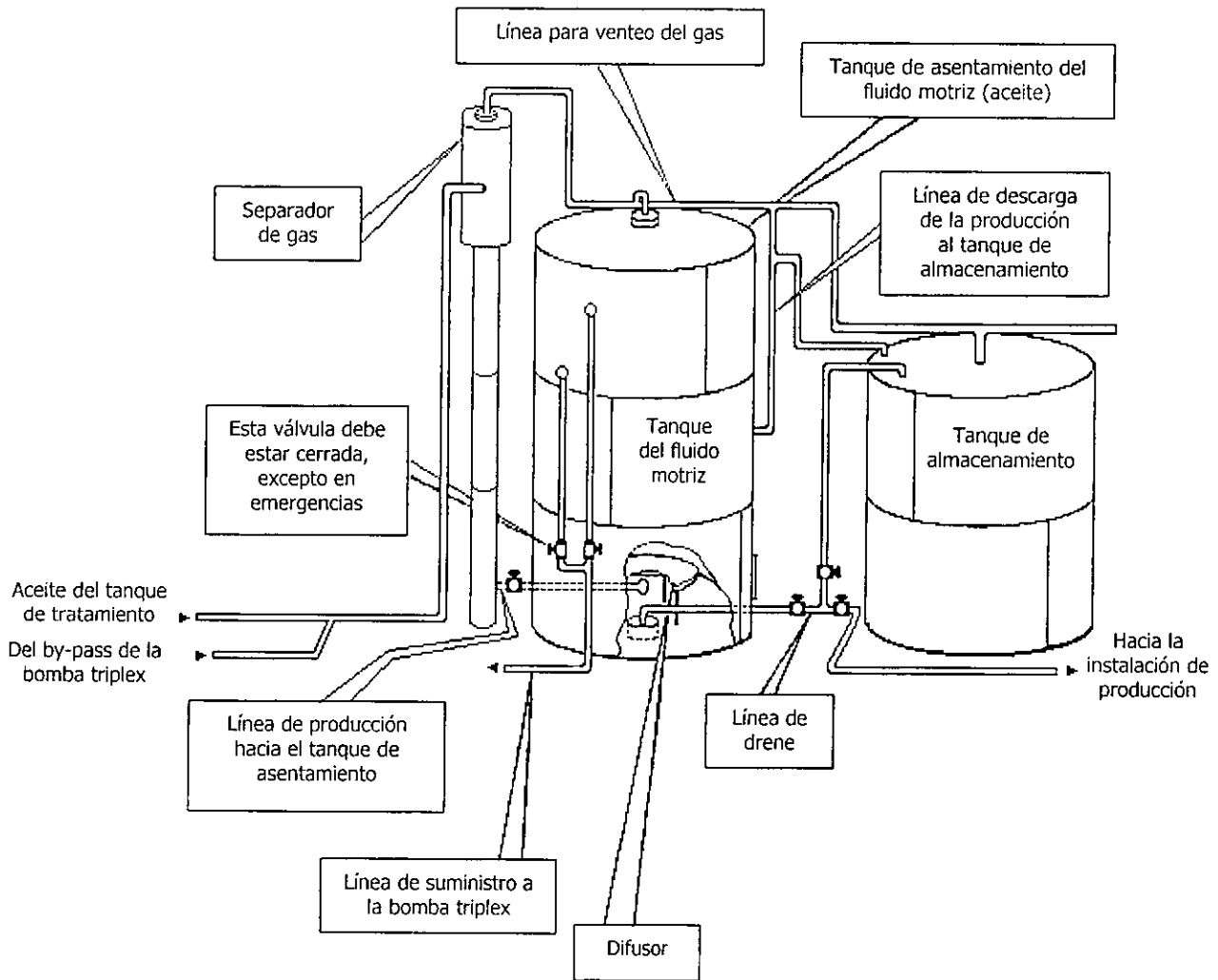


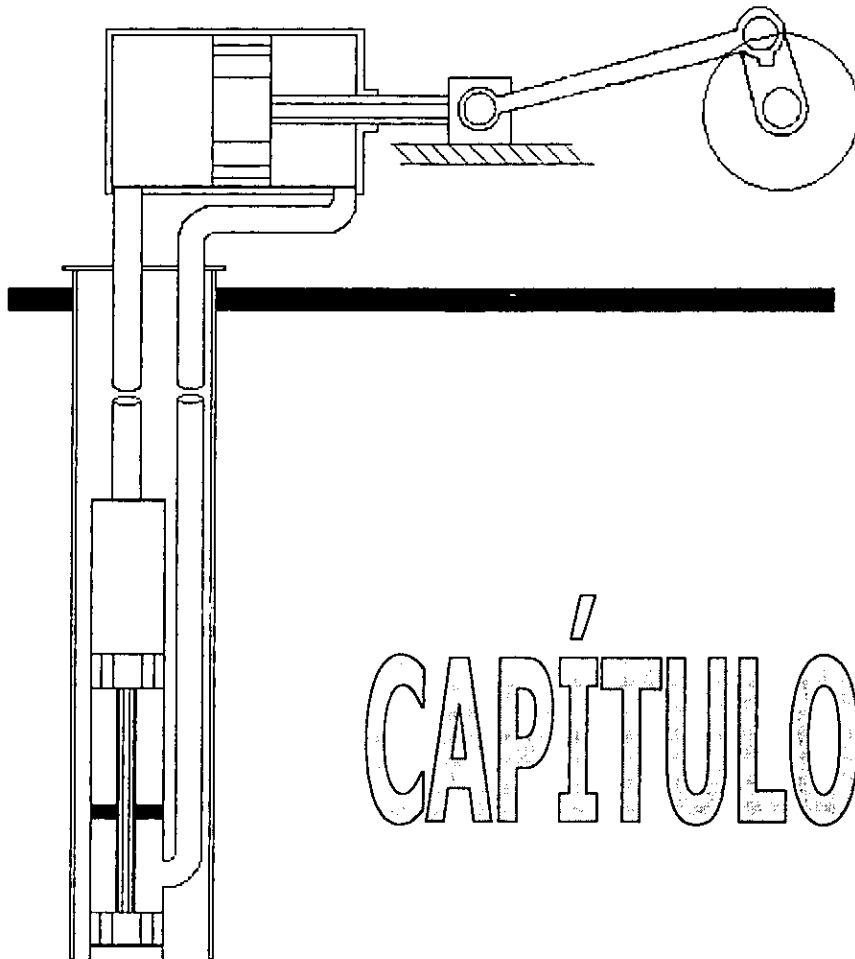
Fig. 1.24 Tanque para el fluido motriz y accesorios.





Fig. 1.25 Tanque de almacenamiento, tanque para el fluido motriz y separador de gas.

# BOMBEO HIDRÁULICO TIPO PISTÓN



## CAPÍTULO 2

## CAPITULO 2

## BOMBEO HIDRÁULICO TIPO PISTÓN

## 2.1 Definición de un sistema artificial de producción por bombeo hidráulico tipo pistón

Un sistema de producción por bombeo hidráulico tipo pistón es aquel que genera y transmite energía al fondo del pozo mediante un fluido bajo presión que fluye desde la superficie y a través de una tubería de inyección, hasta una unidad de producción subsuperficial la cual está constituida fundamentalmente de un juego de pistones reciprocantes acoplados entre sí por medio de una varilla metálica; uno superior denominado "pistón motriz" o "motor" y que es impulsado por el fluido motriz al tiempo que el pistón inferior conocido como "pistón de producción" o "bomba" impulsa los fluidos producidos hacia la superficie. Los dos pistones conforman la unidad de producción subsuperficial o bomba de fondo.

### 2.1.1 Principio hidráulico

El proceso hidráulico de generación y transmisión de energía está basado en el *Principio de Pascal* que establece que: cualquier incremento de presión ejercido sobre la superficie de un fluido contenido en un recipiente cerrado será transmitido con igual intensidad a todos los puntos del fluido y paredes del recipiente que lo contiene.

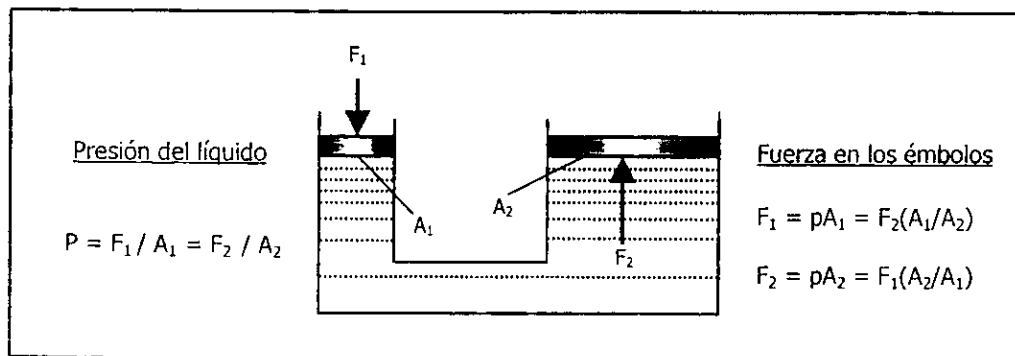


Fig. 2.1 Representación del principio de Pascal.

La aplicación de este principio hace posible transmitir la presión ejercida sobre un fluido desde una locación central en superficie hasta cualquier punto dentro de un pozo, es decir, la presión proporcionada al fluido en superficie será la misma que se aplique a los pistones de la unidad de producción subsuperficial.

## 2.2 Componentes de una unidad de fondo tipo pistón

Todos los componentes mecánicos que constituyen una unidad de bombeo hidráulico tipo pistón varían en cuanto a las condiciones de diseño bajo las cuales fueron desarrollados por cada fabricante, sin embargo, el principio básico de operación de cualquier unidad es el mismo.

En la **Fig. 2.2** se muestra esquemáticamente una unidad de bombeo tipo pistón compuesta básicamente de tres elementos: 1) un motor hidráulico o *pistón motriz* de doble acción, 2) una *válvula motriz* que regula el flujo del fluido motriz al motor y 3) una bomba hidráulica o *pistón de producción* también de doble acción. Tanto el motor hidráulico como la válvula motriz constituyen la *sección motriz* y ambos se encuentran localizados en la parte superior de la unidad; la bomba hidráulica se encuentra en la parte inferior formando la *sección de producción*. En la parte superior del pistón motriz va conectada una varilla denominada varilla de la válvula motriz o varilla superior 4), que es la que opera dicha válvula motriz. También en la parte inferior del pistón motriz va conectada otra varilla denominada varilla media de igual diámetro 5), y que une los dos pistones. En la parte inferior del pistón de producción se encuentra una tercer varilla denominada varilla inferior 6) que se aloja en un tubo cerrado en su extremo inferior denominado tubo de balance 7). Tanto las varillas como los pistones están huecos lo que permite el paso del fluido motriz a lo largo de la unidad hasta el tubo de balance con la finalidad de igualar las presiones para que la unidad queda totalmente balanceada; además, en la parte media de los pistones existe un orificio 8) a través de los cuales se lubrican las paredes de los cilindros contenedores de ambos pistones. Los pistones llevan una serie de anillos que permiten un mayor ajuste con la camisa, reducen las pérdidas de fluido por escurrimiento y el desgaste excesivo de las piezas.

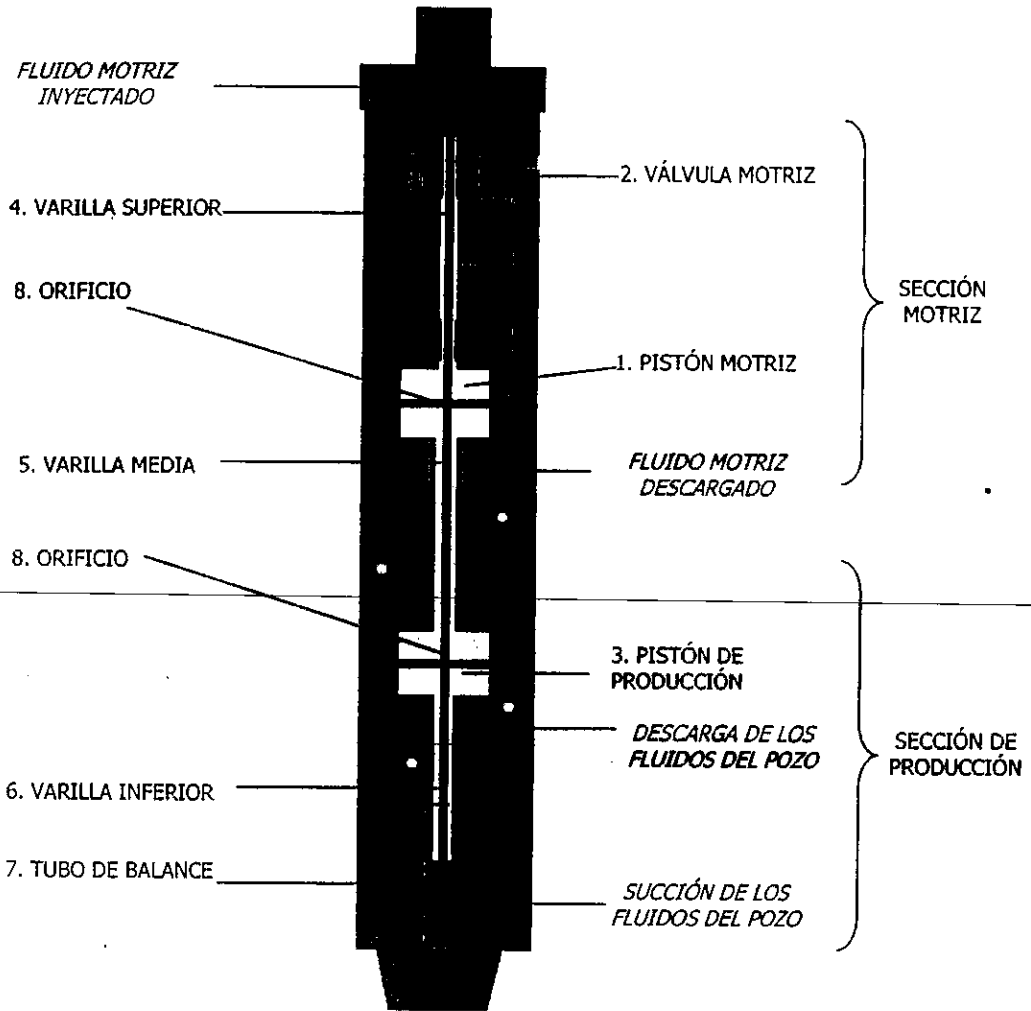


Fig. 2.2 Componentes de una unidad de fondo de doble-acción.

### 2.2.1 Operación de la sección motriz de la unidad de fondo tipo pistón

La operación de la sección motriz **Fig. 2.3** puede ser descrita de la siguiente manera: el fluido motriz entra por la parte superior de la unidad hasta el cilindro motriz, impulsando al pistón motriz hacia abajo; cuando el pistón termina su carrera descendente, la válvula motriz, accionada hidráulicamente por la varilla superior sube, cambiando automáticamente el sentido de flujo del fluido motriz.

Con el cambio en la dirección del flujo, el fluido se sigue enviando al cilindro del motor, pero ahora con la finalidad de impulsar al pistón motriz hacia arriba, lo que invierte el sentido del sistema varilla-émbolo y permitir la salida del fluido motriz utilizado inicialmente por un extremo, todo lo anterior se realiza de manera alternativa.

Debido a que la distancia de acoplamiento entre el motor y la bomba en la unidad de producción es corta, la carrera puede ser controlada exactamente. La válvula motriz y sus mecanismos de cambio de posición normalmente proveen una reversa suave y limitan la velocidad del émbolo cuando no existen condiciones de carga en alguna de sus caras. De esta forma, los golpes por carga son minimizados, logrando la reducción de esfuerzos e incrementando la vida útil de la bomba.

El movimiento del pistón motriz es transmitido al pistón de la sección de producción, provocando que éste último desplace los fluidos del pozo hacia la superficie.

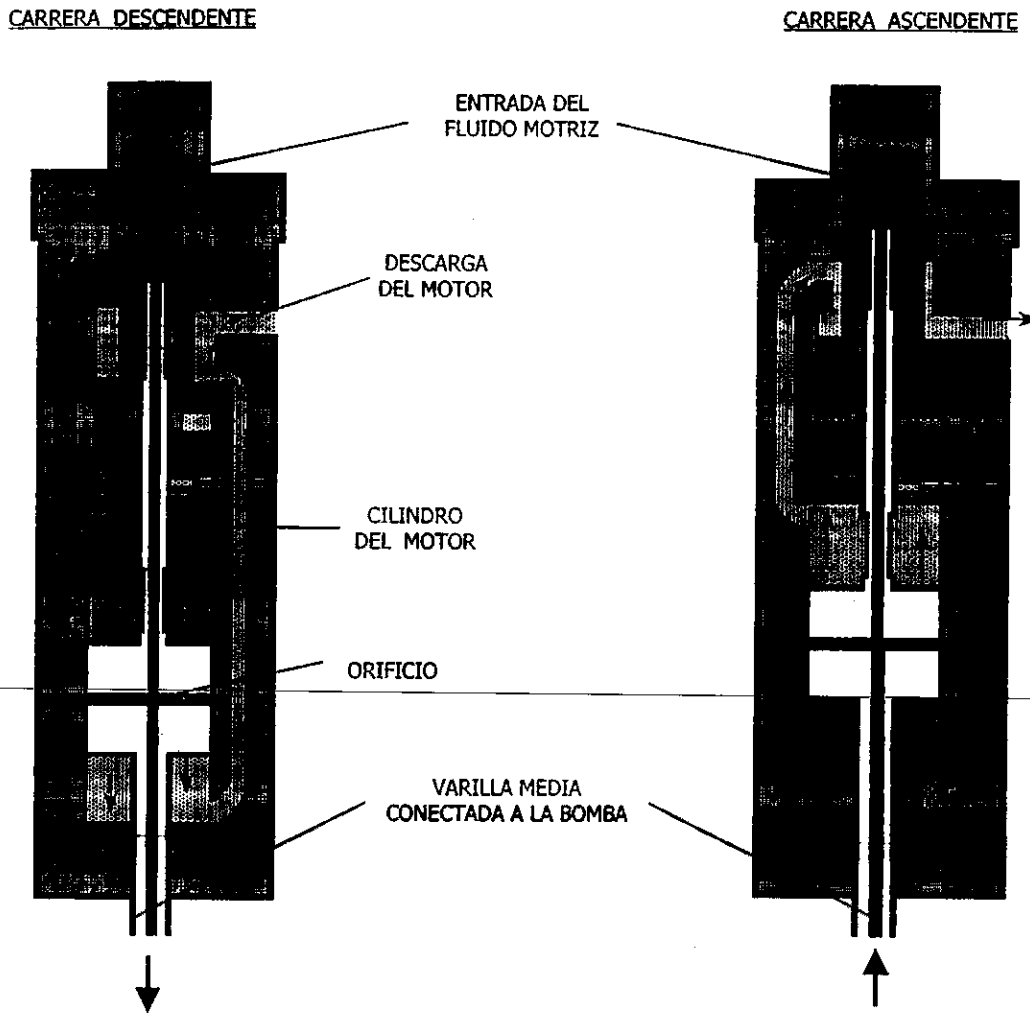


Fig. 2.3 Operación de la sección motriz.

### 2.2.2 Operación de la sección de producción de la unidad de fondo tipo pistón

La operación del pistón de la sección de producción de una bomba hidráulica es similar al de la varilla de succión utilizada en el bombeo mecánico, pues dicho pistón es accionado también por una varilla y dos o más válvulas check. La bomba hidráulica o pistón de producción puede ser de simple o de doble acción.

La **Fig. 2.4** muestra una bomba o pistón de producción de doble acción con válvulas de succión y de descarga en ambos lados. Un pistón de producción de simple acción sigue un diseño apegado al usado en la varilla de succión del bombeo mecánico y es llamado de simple acción porque desplaza fluido hacia la superficie en alguna de sus carreras, ya sea ascendente o descendente, pero no en ambas. Un ejemplo es mostrado esquemáticamente en la **Fig. 2.7**.

Tanto en las unidades de fondo de simple acción como en las de doble acción, al moverse el pistón de producción lejos de la válvula de succión, reduce la presión que la mantiene cerrada, permitiendo la entrada de los fluidos del pozo al cilindro de producción. Al final de la carrera, el movimiento del émbolo se invierte, forzando el cierre de la válvula de succión la apertura de la válvula de descarga.

En una instalación de bombeo mecánico, la varilla se extiende hasta la superficie. En bombas hidráulicas sin embargo, la varilla por ser de corta longitud se extiende sólo hasta donde el pistón motriz se lo permite.



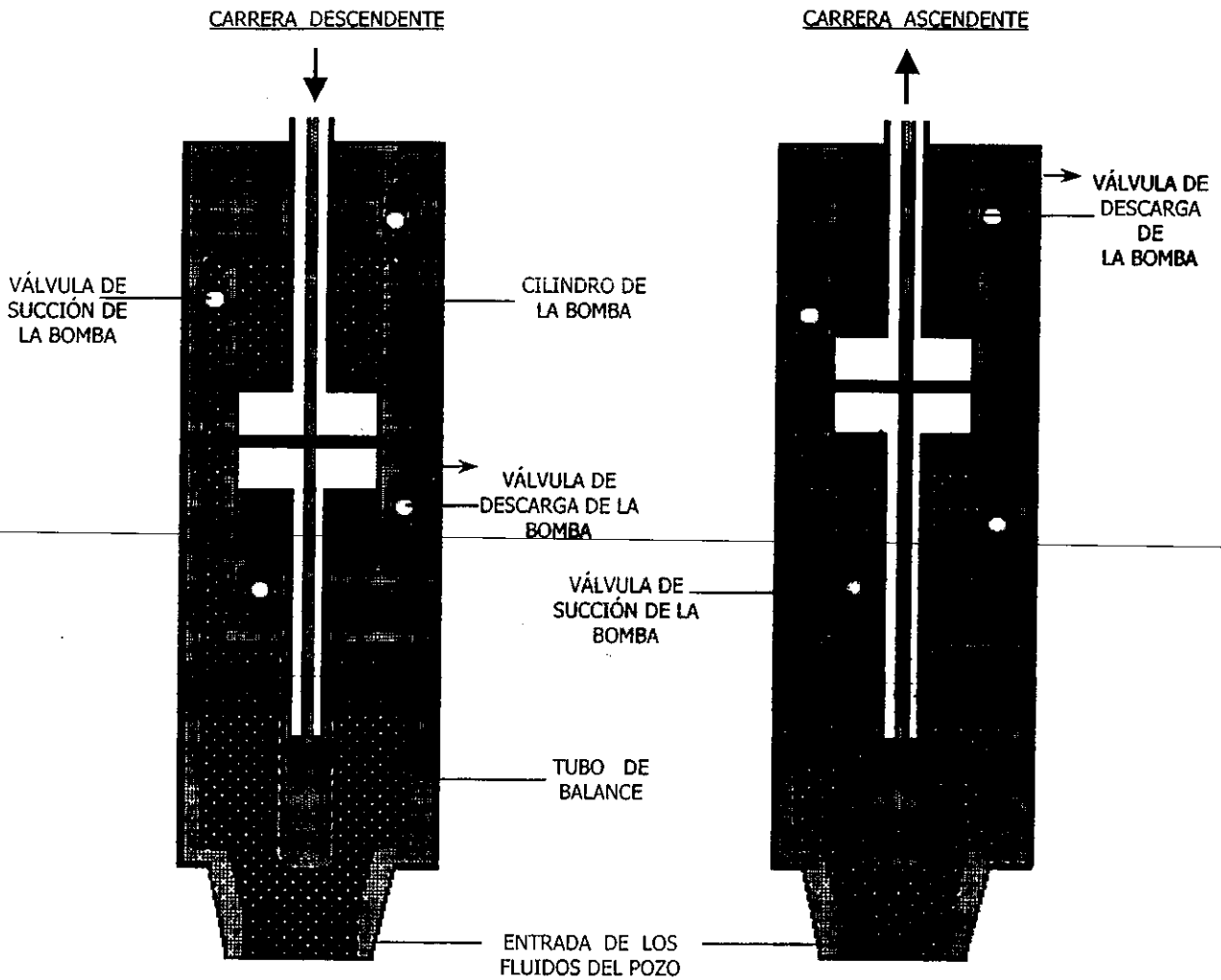


Fig. 2.4 Operación de la sección de producción.

La *válvula motriz de cuatro-pasos* es usada con motores que cambian la alta presión del fluido motriz a una baja presión de descarga en ambas caras del pistón motriz alternadamente. Estas válvulas que invierten el flujo son usadas generalmente (depende del diseño) cuando el pistón de producción de una unidad de fondo es de doble-acción para ejercer igual fuerza tanto en el desplazamiento de la carrera ascendente como de la descendente. Un ejemplo de este tipo de válvula motriz instalada en una unidad de fondo de doble acción fue ilustrado en la **Fig. 2.2**.

La *válvula motriz de tres-pasos* es usada cuando las áreas entre el pistón motriz y el pistón de producción son diferentes. Este tipo de válvula para invertir el flujo del fluido es común con bombas de simple acción ya que no requieren fuerza en la carrera que no desplaza fluido a la superficie aunque existen diseños de este tipo de bombas con válvulas de cuatro pasos. Un ejemplo de este tipo de válvula instalada en una unidad de fondo de simple-acción es ilustrado en la **Fig. 2.6**.



**Fig. 2.5** Sección de una válvula motriz.

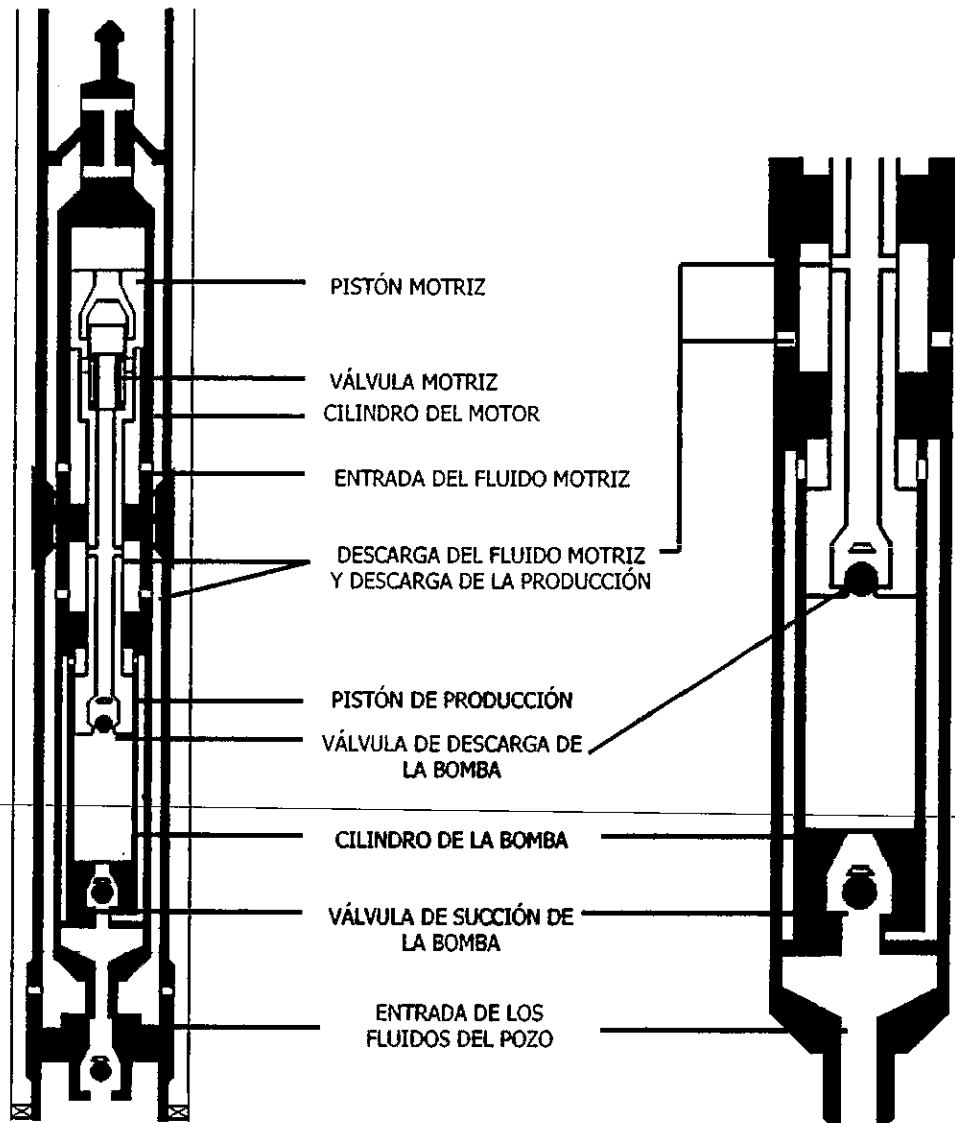


Fig. 2.6 Unidad de fondo de simple-acción.

Fig. 2.7 Pistón de producción de simple-acción.

Note que los dos diseños ilustrados anteriormente (Figs. 2.2 y 2.6) no agotan las posibilidades de diseño que pueden ofrecer los fabricantes de bombas. Lo común en todos los diseños sin embargo, es el concepto de *válvula motriz* o *válvula de reversa* que causa a un pistón motriz reciprocarse de un lado a otro. Son estos movimientos del pistón motriz los que permiten al pistón de producción elevar los fluidos del pozo.

### 2.3 Presiones y fuerzas involucradas en bombas reciprocantes

Las bombas hidráulicas reciprocantes son mecanismos hidráulicos, lo que significa que la operación de la unidad depende de presiones actuando contra las caras del pistón para generar fuerzas. Sabemos que un fluido presurizado ejerce una fuerza contra las paredes del recipiente que lo contiene. Esta fuerza es perpendicular a dichas paredes sin importar su orientación.

Si el recipiente presurizado consistiera de un cilindro con dos extremos; uno cerrado al ambiente y el otro tapado sólo con un émbolo móvil como se muestra en la **Fig. 2.8**, una fuerza tendrá que ser aplicada al émbolo para resistir la fuerza ejercida por el fluido presurizado. Una fuerza de 1,000 lb<sub>f</sub> será requerida para contener un émbolo cuya cara tiene un área de 1 pg<sup>2</sup>, si la presión en el cilindro es de 1,000 lb/pg<sup>2</sup>.

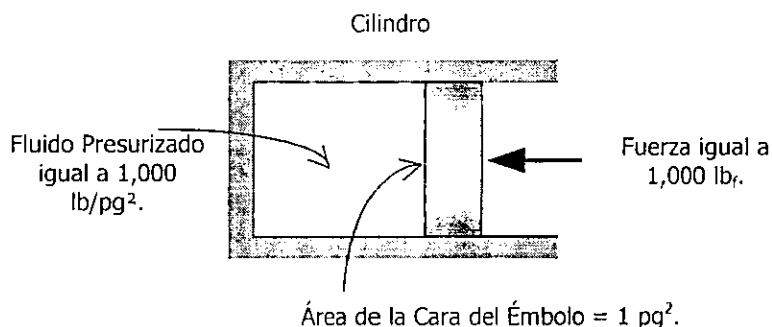
$$F = PA \quad (2.1)$$

Donde:

$F$  = fuerza, lb<sub>f</sub>

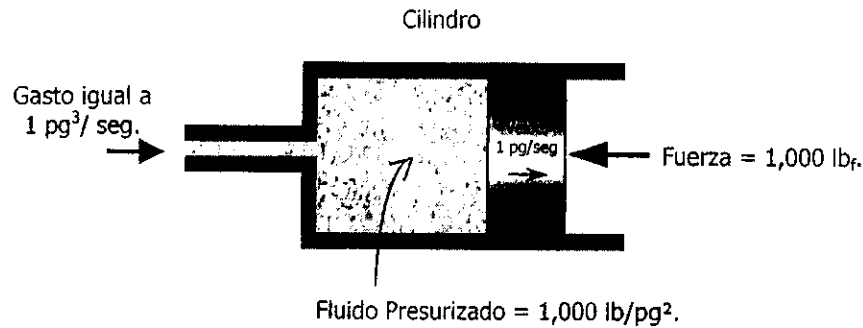
$P$  = presión, lb/pg<sup>2</sup> y

$A$  = área, pg<sup>2</sup>



**Fig. 2.8.** Condición de equilibrio estático para el émbolo cuando todas las fuerzas están equilibradas y el movimiento no se está llevando a cabo.

Suponer posteriormente que una línea de suministro es conectada al extremo cerrado del cilindro, como es mostrado en la **Fig. 2.9**, y que una bomba suministra fluido a un gasto de  $1 \text{ pg}^3/\text{seg}$  mientras mantiene una presión de  $1,000 \text{ lb/pg}^2$ . Esto causará que el émbolo se mueva en el cilindro a una velocidad constante de  $1 \text{ pg}/\text{seg}$  contra las  $1,000 \text{ lb}_f$  de fuerza.



**Fig. 2.9** Condición de equilibrio dinámico.

En esta condición de equilibrio dinámico el trabajo puede ser hecho por el sistema ya que *trabajo* es definido como: fuerza por distancia.

$$W=FL \quad (2.2)$$

Donde:

$W$  = trabajo,  $\text{pg}\cdot\text{lb}_f$  y

$L$  = distancia,  $\text{pg}$ .

Si el émbolo se mueve  $12 \text{ pg}$  hará  $12,000 \text{ pg}\cdot\text{lb}_f$  de trabajo (ó  $1,000 \text{ pie}\cdot\text{lb}_f$  de trabajo). Debido a que el émbolo está moviéndose a  $1 \text{ pg}/\text{seg}$ , le tomará  $12$  segundos completar su viaje.

*Potencia* es definida como: trabajo realizado por unidad de tiempo.

$$P = W/t \quad (2.3)$$

Donde:

$P$  = potencia, pie-lbf/seg.

$t$  = tiempo, seg. y

$W$  = trabajo, pie-lbf.

En este ejemplo, la potencia es 1,000 pie-lbf de trabajo en 12 segundos, ó 83.3 pie-lbf/seg. *Caballo de fuerza* es definido como: 550 pie-lbf/seg. (ó 6,600 pg-lbf/seg.), lo que significa que los caballos de fuerza de este sistema pueden ser representados como,

$$P_h = P/550 \quad (2.4)$$

Donde:

$P_h$  = Caballo de fuerza, hp.

En nuestro ejemplo, 83.3 pie-lbf/seg corresponden a 0.15 hp. Si fuéramos a suministrar el fluido presurizado a 2 pg<sup>3</sup>/seg, el émbolo se movería las 12 pg en 6 segundos. El trabajo logrado sería el mismo pero realizado en la mitad del tiempo; los hp se duplicarían.

Note que hemos interpretado los hp en términos del trabajo realizado por el émbolo por unidad de tiempo. Esta potencia es suministrada por la bomba que está presurizando al fluido. El equivalente hidráulico de 0.15 hp es un índice de flujo de 1 pg<sup>3</sup>/seg a 1,000 lb/pg<sup>2</sup>. Si el índice de flujo en pg<sup>3</sup> por segundo es multiplicado por la presión en lb<sub>f</sub> por pg<sup>2</sup>, el producto tendrá unidades de lb-pg por segundo, las cuales son las dimensiones de potencia. La conversión de unidades mostrará que 1 pg<sup>3</sup>/seg es igual que 8.905 b/d. Si 8.905 b/d a 1,000 lb/pg<sup>2</sup> es 0.15 hp, resulta que:

$$P_h = q \times p \quad (2.5)$$

Donde:

$q$  = índice de flujo, bpd y  $p$  = presión, lb/pg<sup>2</sup>.

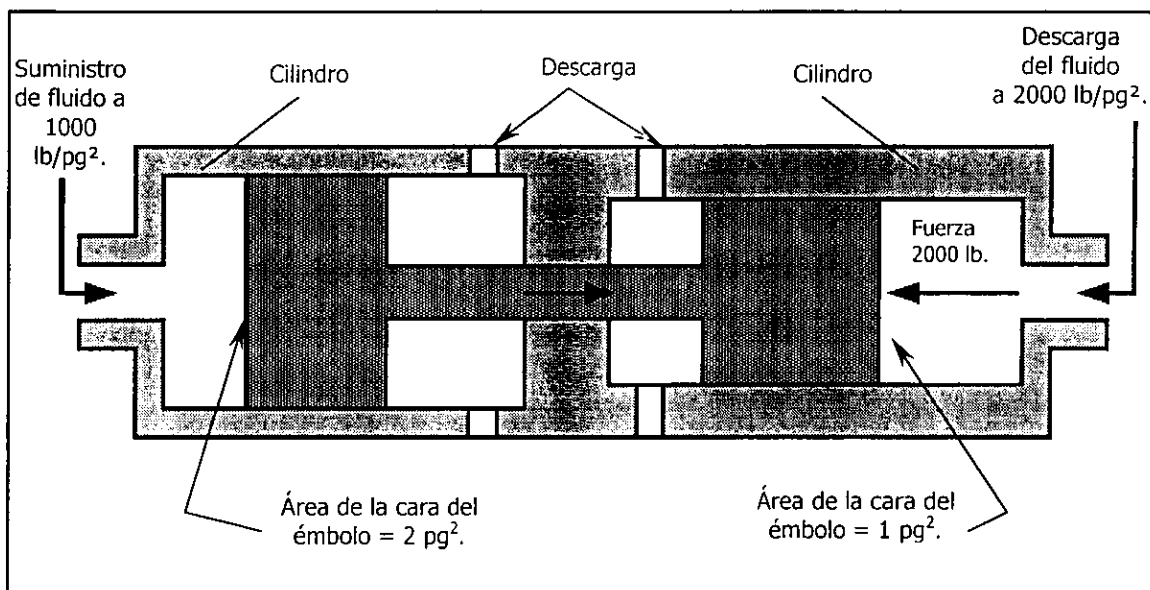
La Ecuación 2.5 muestra que la misma potencia puede ser obtenida con altos índices de flujo a baja presión, o con índices de flujo más bajos a más alta presión. Ésta es una característica muy útil de transmisión de potencia hidráulica. Sólo el flujo y la presión ingresan en esta relación; la densidad, o gravedad específica del fluido no lo hacen.

El proceso descrito puede ser invertido. Una fuerza de 1,000 lb<sub>r</sub> aplicada al émbolo en la **Fig. 2.9** puede forzar al fluido fuera de la línea a una presión de 1,000 lb/pg<sup>2</sup>.

Una consecuencia útil de la relación expresada en la Ecuación 2.1 es mostrada en la **Fig. 2.10**, la cual muestra dos émbolos de diámetros diferentes conectados por una varilla. La sección de conexión ocupada por la biela es donde se lleva a cabo la descarga. El área de la cara del émbolo más grande es de 2 pg<sup>2</sup> y la cara del émbolo más pequeño tiene un área de 1 pg<sup>2</sup>. El fluido a una presión de 1,000 lb/pg<sup>2</sup> es suministrado al cilindro que contiene el émbolo más grande. Esto causa que el émbolo empuje mediante la varilla al émbolo más pequeño con una fuerza de 2,000 lb<sub>r</sub>. Para contener el movimiento del sistema varilla-émbolo, una fuerza contraria de 2,000 lb<sub>r</sub> debe ser aplicada al émbolo más pequeño. ~~Esto puede ser conseguido con fluido en el cilindro más pequeño a 2,000 lb/pg<sup>2</sup>. Si estas~~ Si estas presiones son mantenidas y el fluido es suministrado al cilindro más grande a un gasto constante, el sistema varilla-émbolo se moverá en el momento oportuno a un gasto constante. El fluido será forzado hacia afuera del cilindro más pequeño a la mitad del gasto que es suministrado al cilindro más grande, pero con el doble de presión. En los dos casos, el suministro y la salida de hp son las mismas porque no han sido consideradas pérdidas.

La característica de un sistema varilla-émbolo puede ser usado como ventaja en bombas hidráulicas. En pozos someros donde los requerimientos de presión de la bomba son bajos, un émbolo de *pistón de producción* grande puede ser usado conjuntamente con un pequeño *pistón motriz* sin requerir altas presiones para ser suministrada al motor. En pozos más profundos, donde la presión de descarga de la bomba será alta, un *pistón de producción* pequeño es usado conjuntamente con un *pistón motriz* grande para reducir el requerimiento de presión del fluido motriz.

El émbolo más pequeño del *pistón de producción* producirá, sin embargo, menos fluido al mismo índice de emboladas que el del émbolo del *pistón motriz* que es más grande. Los fabricantes de bombas hidráulicas ofrecen una variedad de combinaciones *motor* y *bomba* para encontrar los requerimientos de diferentes índices de flujo y diferentes profundidades de colocación.



**Fig. 2.10** Sistema varilla-émbolo para un pozo profundo.



## 2.4 Balance de fuerzas en bombas hidráulicas de fondo tipo pistón

Para examinar las presiones y fuerzas en una bomba hidráulica de fondo, una ecuación generalizada puede ser desarrollada para predecir la presión de operación requerida en un pozo particular. Dos bombas son analizadas para mostrar la generalidad de la solución. La **Fig. 2.11** muestra una bomba de doble-acción identificando las diversas áreas y presiones para condiciones de carrera ascendente y descendente. En este diseño, la varilla superior e inferior son expuestas a la presión del fluido motriz,  $P_{pf}$ . En el inicio y final de cada media carrera, la velocidad es máxima y la aceleración es cero, pero el desplazamiento en su mayoría es a velocidad constante. Para la condición de *velocidad constante*, la suma de las fuerzas actuando hacia abajo debe igualar la suma de las fuerzas actuando hacia arriba.

En el balance de fuerzas se asigna un signo (+) para las fuerzas que actúan hacia arriba.

Para la **carrera descendente**, las fuerzas actuando hacia abajo son:

$$F_d = P_{pf}A_{er} + P_{pf}(A_{ep} - A_{er}) + P_{ps}(A_{pp} - A_{pr}) \quad (2.6)$$

Donde:

$F_d$  = fuerza actuando hacia abajo,  $lbf$ .

$P_{pf}$  = presión del fluido motriz,  $lb/pg^2$ .

$A_{er}$  = área de la sección transversal de la varilla del motor,  $pg^2$ .

$A_{ep}$  = área de la sección transversal del motor,  $pg^2$ .

$P_{ps}$  = presión de succión de la bomba,  $lb/pg^2$ .

$A_{pp}$  = área de la sección transversal del émbolo de la bomba,  $pg^2$ .      y

$A_{pr}$  = área de la sección transversal de la varilla de la bomba,  $pg^2$ .

Las fuerzas actuando hacia arriba son:

$$F_u = P_{ed} (A_{ep} - A_{er}) + P_{pd} (A_{pp} - A_{pr}) + P_{pf} (A_{pr}) \quad (2.7)$$

Donde:

$F_u$  = fuerza actuando hacia arriba, lb<sub>f</sub>.

$P_{ed}$  = presión de descarga del motor, lb/pg<sup>2</sup>. y

$P_{pd}$  = presión de descarga de la bomba, lb/pg<sup>2</sup>.

Igualando las fuerzas hacia arriba y hacia abajo y resolviendo para la presión del fluido motriz tenemos:

$$P_{pf} = P_{ed} + P_{pd}(A_{pp} - A_{pr}) / (A_{ep} - A_{er}) - P_{ps}(A_{pp} - A_{pr}) / (A_{ep} - A_{er}) \quad (2.8)$$

Si  $P_{ed} = P_{pd}$  como es el caso en sistemas "abiertos de fluido motriz", entonces:

$$P_{pf} = P_{pd}(1 + (A_{pp} - A_{pr}) / (A_{ep} - A_{er})) - P_{ps}(A_{pp} - A_{pr}) / (A_{ep} - A_{er}) \quad (2.9)$$

La Ecuación 2.8 puede ser también escrita como:

$$P_{pf} = P_{ed} + (P_{pd} - P_{ps})(A_{pp} - A_{pr}) / (A_{ep} - A_{er}) \quad (2.10)$$

El análisis para la **carrera ascendente** daría la misma respuesta pero con signos contrarios, ya que esta bomba de doble acción es completamente simétrica.

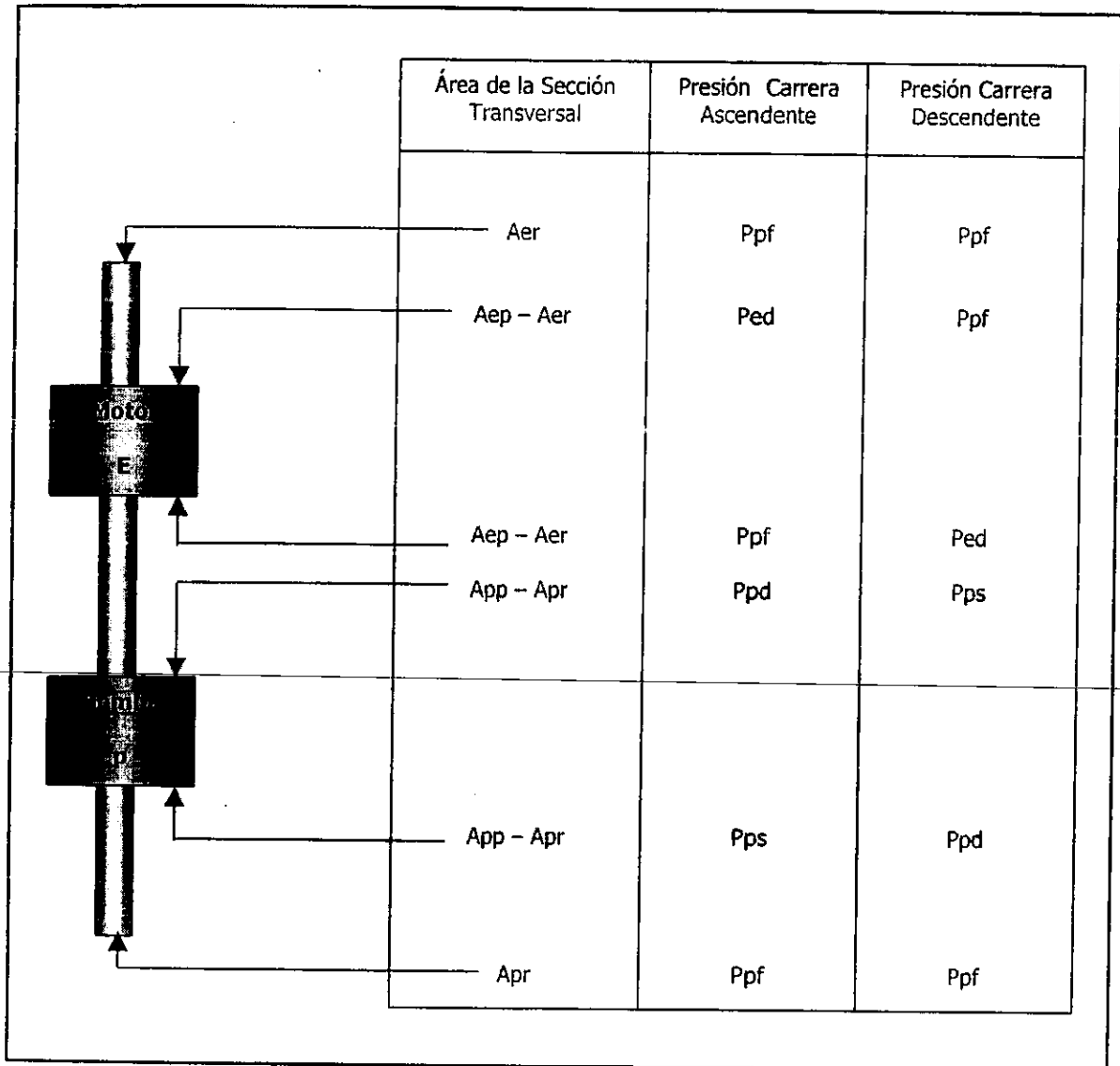


Fig. 2.11 Presiones actuando en una unidad de fondo de doble-acción.

La **Fig. 2.12** muestra una unidad de fondo de simple-acción. Para la **carrera descendente**, las fuerzas actuando hacia abajo son:

$$F_d = P_{pf}(A_{ep}) + P_{ps}(A_{pp} - A_{pr}) \quad (2.11)$$

y las fuerzas hacia arriba son:

$$F_u = P_{pf}(A_{ep} - A_{er}) + P_{pd}(A_{er} - A_{pr}) + P_{pd}(A_{pp}) \quad (2.12)$$

En esta bomba, el área de la varilla del motor y el área de la varilla de la bomba son la mitad que la de sus respectivos pistones.

$$A_{er} = A_{ep}/2 \quad (2.13)$$

$$A_{pr} = A_{pp}/2 \quad (2.14)$$

Igualando las fuerzas hacia arriba y hacia abajo, sustituyendo las Ecuaciones. 2.13 y 2.14 y resolviendo para la presión del fluido motriz,  $P_{pf}$ , tenemos que:

$$P_{pf} = P_{pd} (1 + A_{pp}/A_{ep}) - P_{ps} (A_{pp}/A_{ep}) \quad (2.15)$$

Al evaluar el balance de fuerzas para la **carrera ascendente** se tiene:

$$F_d = P_{ed}(A_{ep}) + P_{ps}(A_{pp} - A_{pr}) \quad (2.16)$$

$$F_u = P_{pf}(A_{ep} - A_{er}) + P_{pd}(A_{er} - A_{pr}) + P_{ps}(A_{pp}) \quad (2.17)$$

Las Ecuaciones. 2.13, 2.14, 2.16 y 2.17 conducen a:

$$P_{pf} = 2P_{ed} - P_{pd}(1 - A_{pp}/A_{ep}) - P_{ps}(A_{pp}/A_{ep}) \quad (2.18)$$

Note que si  $P_{ed} = P_{pd}$ , situación que se presenta en la instalación "abierta de fluido motriz"; las Ecuaciones 2.15 y 2.18 llegan a ser las mismas:

$$P_{pr} = P_{pd}(1 + A_{pp}/A_{ep}) - P_{ps}(A_{pp}/A_{ep}) \quad (2.19)$$

La Ecuación 2.19 para la bomba de simple-acción mostrada en la Fig. 2.12 puede ser hecha idéntica a la Ecuación 2.9 para la bomba de doble-acción mostrada en la Fig. 2.11 al observar que, debido a las Ecuaciones 2.13 y 2.14,

$$A_{pp}/A_{ep} = (A_{pp} - A_{pr}) / (A_{ep} - A_{er}) \quad (2.20)$$

Ya que el término  $(A_{pp} - A_{pr}) / (A_{ep} - A_{er})$  se presenta frecuentemente en cálculos de presión con bombas hidráulicas, éste es simplificado a la forma P/E. Esta es una relación del área neta del émbolo de la bomba al área neta del émbolo del motor. Con esta nomenclatura, la Ecuación 2.8 para una instalación "cerrada de fluido motriz" llega a ser:

$$P_{pr} = P_{ed} + P_{pd}(P/E) - P_{ps}(P/E) \quad (2.21)$$

Donde:

$$P/E = (A_{pp} - A_{pr}) / (A_{ep} - A_{er})$$

La Ecuación 2.9 para una instalación "abierta de fluido motriz" llega a ser:

$$P_{pr} = P_{pd}(1 + (P/E)) - P_{ps}(P/E) \quad (2.22)$$

Esta aproximación ha encontrado aceptación generalizada entre los fabricantes de bombas de fondo y la relación P/E es incluida en todas sus especificaciones de bomba.

Valores de P/E mayores a 1.0 indican que el pistón de producción es más grande que el pistón motriz. Esto sería apropiado para pozos someros.

Valores de P/E menores que 1.0 son típicos de bombas usadas en pozos más profundos. En algunas bombas, el valor P/E es también la relación *del desplazamiento de la bomba al desplazamiento del motor*. A dicha relación se le hacen correcciones debido a los volúmenes de fluido necesarios para accionar las válvulas del motor. Teniendo referencias para especificar los valores de desplazamiento para el motor y la bomba, se asegura la determinación apropiada de los gastos, tanto del motor como de la bomba.

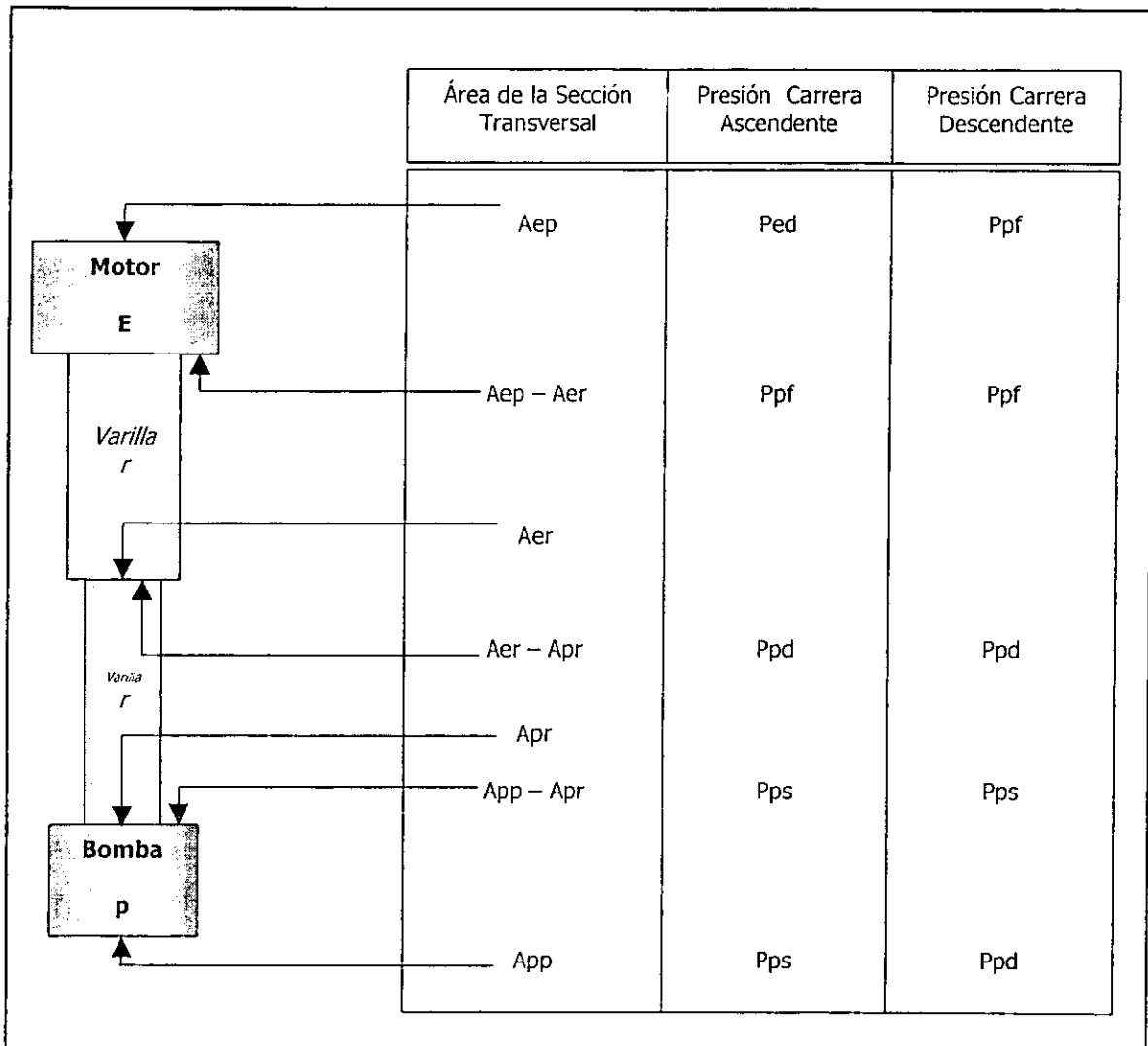


Fig. 2.12 Presiones actuando en una unidad de fondo de simple-acción.

## 2.5 Pérdidas de presión por fricción en bombas hidráulicas de fondo tipo pistón

En la derivación de las Ecuaciones. 2.9 y 2.19, suponemos que no hay fricción del fluido en la unidad de fondo, pero en la práctica, para mantener la acción de desplazamiento de la unidad de fondo, una presión adicional a los valores de  $P_{pr}$  calculados con estas ecuaciones es necesaria. Esta presión extra es requerida debido a las pérdidas de presión por fricción del fluido en el motor y la bomba de la unidad de fondo. Esta pérdida de presión por fricción va creciendo conforme se incrementa la velocidad de la bomba ya que a índices más grandes de desplazamiento del fluido, se requieren velocidades del fluido también más elevadas.

Debido a que del 75 al 80% de las pérdidas de presión son en el motor de la unidad de fondo, las correcciones de gravedad específica y viscosidad son necesarias para diferentes fluidos motrices (crudos con densidades variables o agua con diferentes concentraciones de sal). Para corregir por diferencias de densidad, el valor de  $P_r$  debe ser multiplicado por la gravedad específica del fluido motriz,  $\gamma$ . Entonces, aproximadamente el 25% de la fricción total es del fluido bombeado por el pistón de producción. Este valor no está bien documentado para todas las bombas, pero puede usarse para estimar la reducción de la fricción en la bomba debido al bombeo real de los fluidos. Una ecuación para la estimación de la pérdida de presión total es,

$$\Delta P = F_{EE} + F_{PE} \quad (2.23)$$

Donde:

$$F_{EE} = \text{Fricción en el motor} = 0.75\Delta P$$

$$F_{PE} = \text{Fricción en la bomba} = 0.25\Delta P$$

## 2.6 Desplazamiento de fluido en bombas hidráulicas de fondo tipo pistón

La capacidad normal de una bomba de fondo se fija normalmente por su *desplazamiento teórico* de fluido (cilindrada) por embolada por minuto en el motor y en la bomba. El desplazamiento teórico es el área neta del émbolo por la distancia recorrida en una carrera de trabajo.

Hay también un índice de velocidad máxima para cada bomba. Debido a la tendencia de inconsistencia de la válvula de operación del motor a más bajos índices de emboladas, y debido a la vida más corta de la bomba a más altos índices de emboladas, unidades de fondo se escogen normalmente para operar entre 20 y 80% de sus velocidades máximas asignadas.

Eficiencias en motores nuevos de cerca del 95% pueden declinar a 80% con el desgaste. Un valor de 90% se usa para propósitos de diseño. Eficiencias de bombas nuevas son típicamente altas, pero un desgaste en la bomba (pistón de producción) puede tener una eficiencia volumétrica tan alta como 70%. Las especificaciones para bombas superficiales y bombas subsuperficiales de algunos de los mayores fabricantes están dadas en el **Apéndice 4.A** y **4.B** respectivamente. No hay tablas estándar API para bombas hidráulicas. Consecuentemente, hay una variación considerable en diseños, tamaños, longitudes de embolada e índices de velocidad y las partes no son intercambiables entre las diferentes marcas.

A condiciones de fondo de pozo, sin embargo, las fases de aceite, agua y gas ocupan volúmenes diferentes que en la superficie donde se hacen las mediciones de flujo. Sistemas con venteo permiten que porciones significantes del gas libre sean venteadas a la superficie, mientras que en los sistemas de no venteo todo el gas libre pasa a través de la bomba. El volumen ocupado por el gas libre y el volumen de aceite con gas disuelto en el fondo del pozo dependen de varios factores, incluyendo la densidad del aceite crudo, la densidad del gas, temperatura y presión.



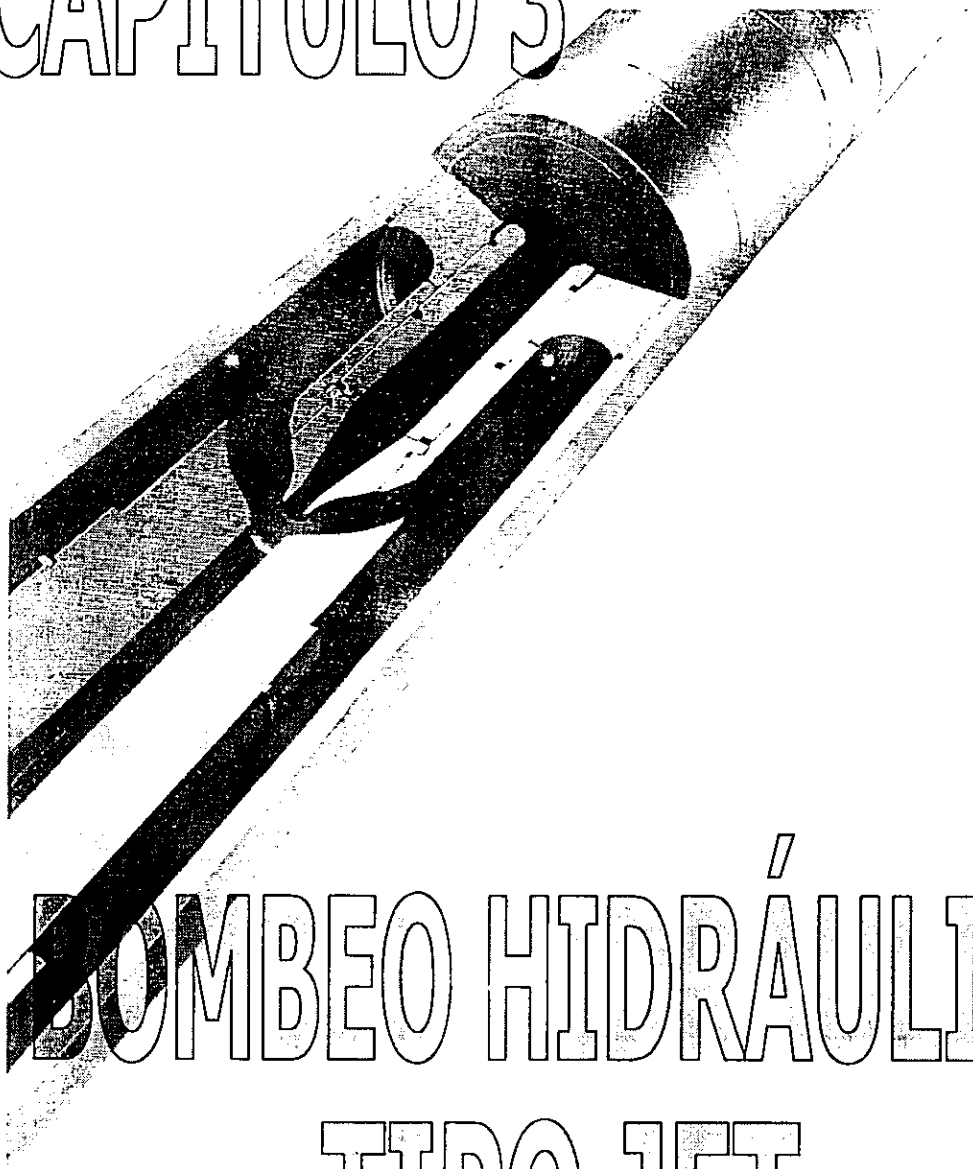
El término "*interferencia de gas*" ha sido usado para describir el fenómeno del decremento de desplazamiento de fluido cuando las fases gas y líquido son bombeadas al mismo tiempo. El fluido gasificado es tomado por la succión de la bomba a una baja presión y es enviado por la descarga a una alta presión. El émbolo de la bomba, sin embargo, no purga completamente de fluido el cilindro de la bomba.

El volumen no barrido es conocido como *clearance volume* (volumen remanente en el espacio libre). El *clearance volume* contiene líquido y gas a la presión de la descarga de la bomba al final de la embolada de descarga. Como el émbolo regresa y se mueve en la embolada de succión, el *clearance volume* de gas se expande y su presión declina. La válvula de succión no abrirá hasta que la presión del *clearance volumen* de gas caiga debajo de la presión de la succión de la bomba. Este fenómeno claramente reduce la embolada efectiva de la bomba y en diversos casos, las válvulas de succión no abrirán por uno o más ciclos de la bomba. Este caso extremo es referido como "*gas locking*" o "*candado de gas*".



Fig. 2.13 Revisión de las dimensiones de los pistones (motor y bomba).

# CAPÍTULO 3



# BOMBEO HIDRÁULICO

## TIPO JET

## CAPÍTULO 3

### BOMBEO HIDRÁULICO TIPO JET

#### 3.1 Definición de un sistema artificial de producción por bombeo hidráulico tipo jet

Un sistema de producción por bombeo hidráulico tipo jet es aquel que genera y transmite energía al fondo del pozo mediante un fluido bajo presión que fluye desde la superficie y a través de una tubería de inyección, hasta una unidad de producción subsuperficial la cual está constituida fundamentalmente de una tobera, una cámara de mezclado y un difusor, y en donde la alta presión del fluido motriz pasa a través de la tobera para ser convertida en una alta velocidad jet (chorro) de fluido la cual se transfiere a los fluidos producidos para ser impulsados hacia la superficie.

Las ventajas potenciales de este sistema de bombeo son numerosas. Entre estas ventajas la principal es la ausencia de componentes mecánicos recíprocos colocados estrechamente, lo cual le permite a la bomba jet tolerar fluidos de menor calidad, ya sea fluido motriz o del pozo, que aquellos normalmente requeridos para no reducir la vida útil de la bomba de fondo. Otra ventaja de la bomba jet resulta de lo compacto de la sección de trabajo. Esto le permite a la bomba jet ser adaptada a casi cualquier conexión de fondo, incluyendo instalaciones con "bomba libre" submarinas.

Generalmente, mayores índices de flujo de líquido (y gas) pueden ser obtenidos con una bomba jet en comparación a una bomba hidráulica convencional al utilizar un mismo tamaño de tubería.

Debido a estas ventajas las bombas subsuperficiales jet están incrementando su aplicación, particularmente en pozos con altos volúmenes o gasificados. No son, sin embargo, aplicables a todos los pozos. Las dos características principales de la bomba subsuperficial jet que limitan su empleo son su necesidad por una relativa alta presión de succión para evitar la cavitación y su menor eficiencia mecánica, requiriendo por ello más altos hp en la entrada que una bomba hidráulica convencional. Un ejemplo típico de una bomba jet subsuperficial es mostrado en la **Fig. 3.1**.

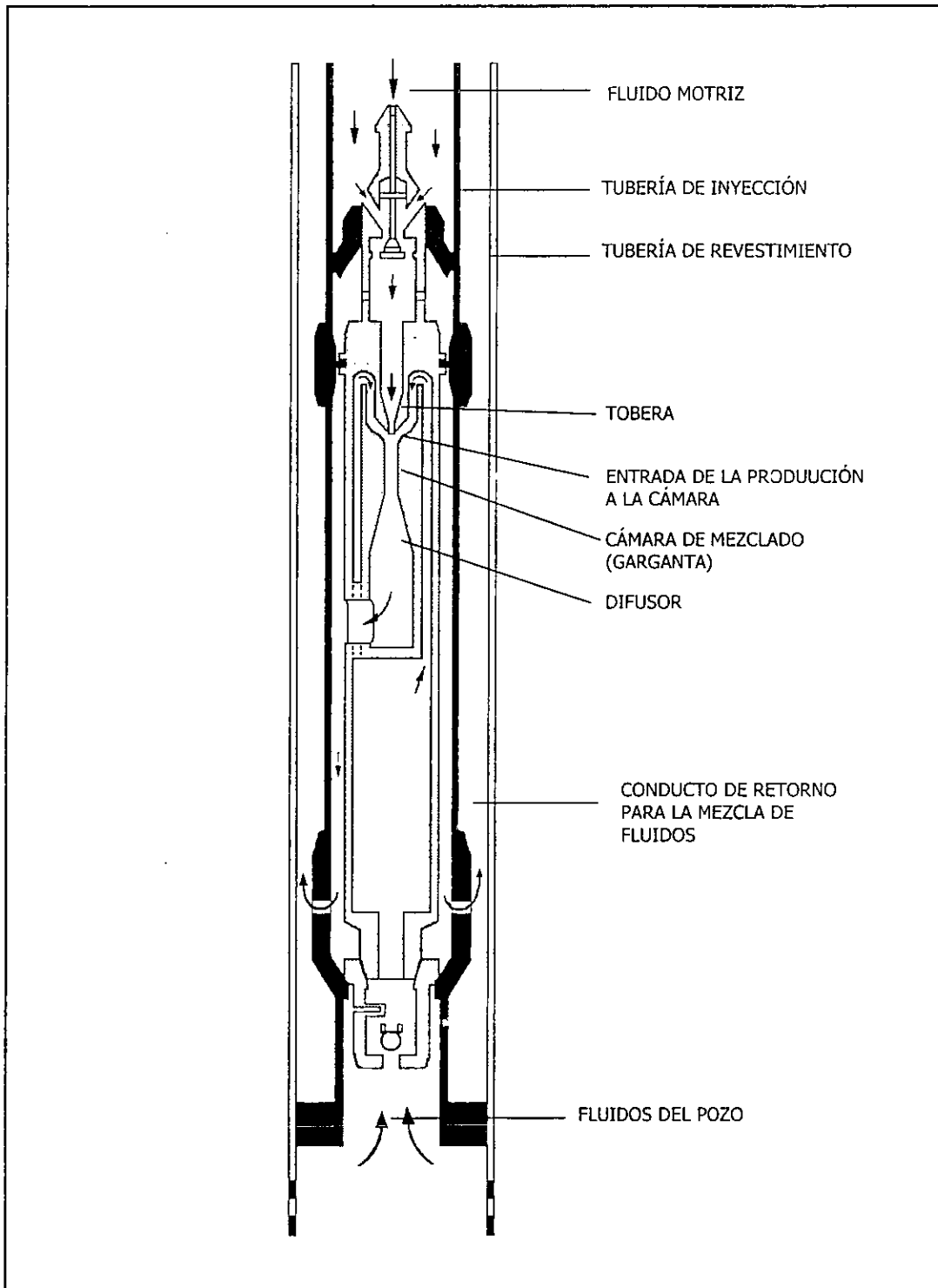


Fig. 3.1 Ejemplo de una bomba subsuperficial tipo jet.

### 3.1.1 Principio hidráulico

El proceso hidráulico de generación y transmisión de energía está basado en *La Ecuación de Flujo de Bernoulli* que establece que: las velocidades  $v$  son inversamente proporcionales al área de la sección transversal  $A$  por la que el líquido fluye.

$$\text{Gasto} = Q = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 = \dots [m^3 / s]$$

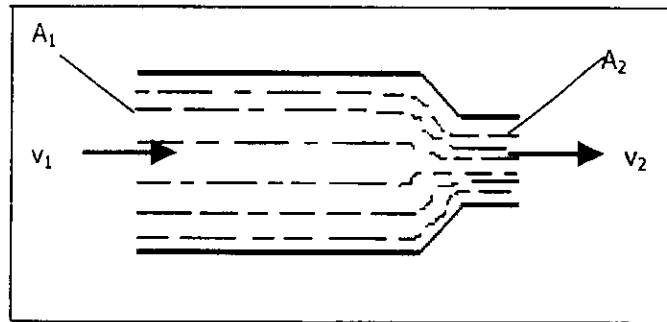


Fig. 3.2 Representación de la ecuación de flujo de Bernoulli.

### 3.2 Componentes de una unidad de fondo tipo jet

Las geometrías básicas de las secciones de trabajo de las bombas jet son muy similares. Todos los componentes mecánicos que constituyen una unidad de bombeo hidráulico de este tipo varían en cuanto al diseño realizado por cada fabricante, sin embargo, el principio básico de operación en cualquier unidad es el mismo.

Los componentes básicos de una unidad de fondo tipo jet son:

- Tobera
- Cámara de mezclado (garganta) y
- Difusor

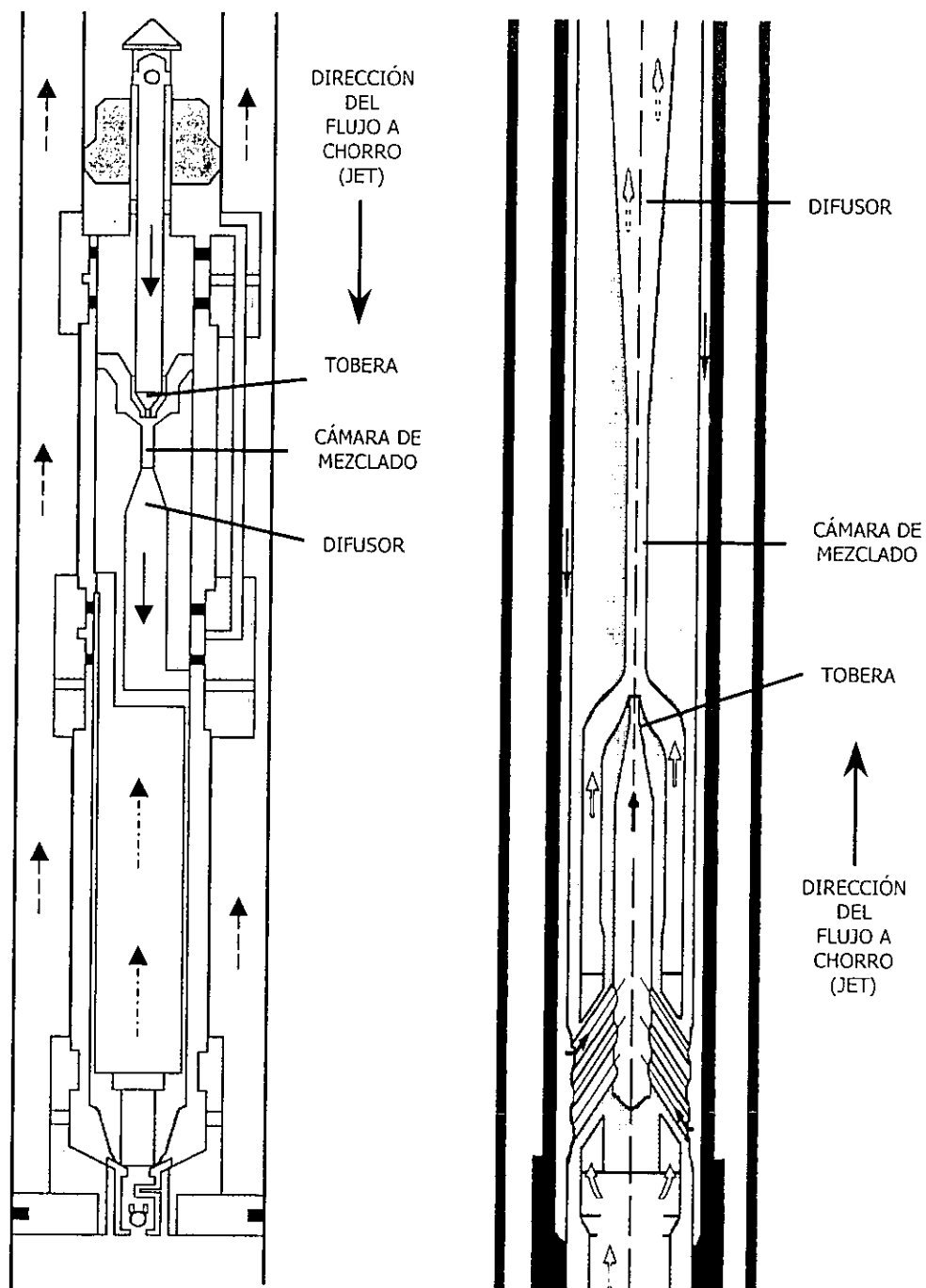


Fig. 3.3 Bomba jet marca Kobe y bomba jet marca Oilmaster.

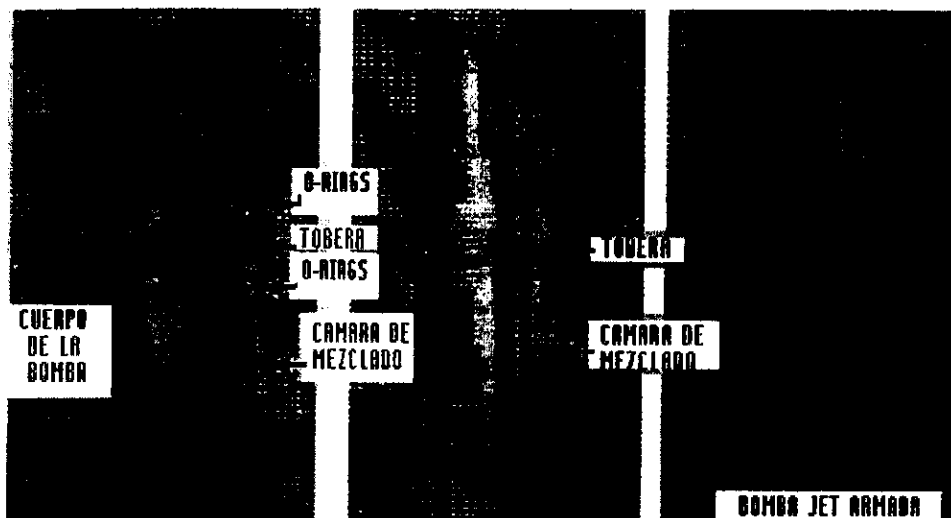


Fig. 3.4 Dimensiones que guardan la tobera y cámara de mezclado en una bomba tipo jet.

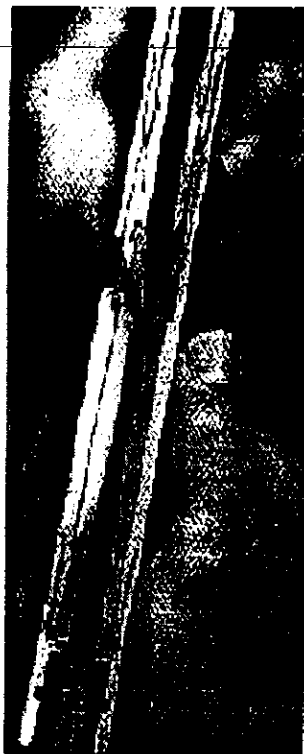


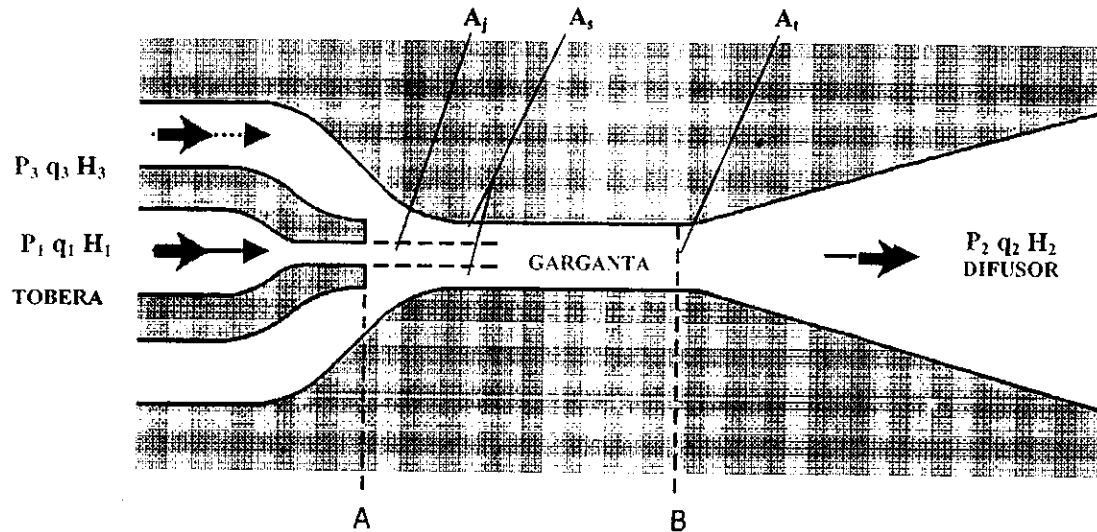
Fig. 3.5 Bomba jet marca Trico de 1 1/4".

### 3.2.1 Operación general de una unidad de fondo tipo jet

La operación de la unidad es descrita a continuación y mostrada en la **Fig. 3.6**. El fluido motriz conducido por la tubería de inyección es bombeado a un gasto dado ( $q_1$ ), hacia la parte superior de la bomba jet de fondo donde alcanza una tobera con una presión total designada como  $P_1$ . Este fluido a alta presión es entonces dirigido a través de la tobera la cual convierte el flujo del fluido a una alta velocidad y baja presión estática. La baja presión ( $P_3$ ) permite a los fluidos fluir dentro del pozo y de la bomba a un gasto o índice de producción deseado ( $q_3$ ). El fluido motriz a alta velocidad es entonces mezclado con la baja velocidad de los fluidos entrando a la bomba (producción), en un tubo de mezclado (garganta) de área constante y mayor al área de la tobera; este tubo está conectado a la formación. Es en este proceso de mezclado donde la energía es transferida del fluido motriz a la producción. Cuando los fluidos combinados alcanzan el final del tubo de mezclado están a una baja presión y alta velocidad. El fluido entonces sale de la bomba a través de un difusor el cual convierte el fluido a una alta presión estática y a un estado de baja velocidad. Esta alta presión de descarga ( $P_2$ ) debe ser suficiente para elevar el gasto o índice de flujo de la mezcla resultante ( $q_2$ ) hacia la superficie.

Los componentes clave de la bomba jet son la tobera y el tubo de mezclado. El área de apertura en estas partes determina la característica de eficiencia de la bomba. Estas áreas son designadas como  $A_j$  y  $A_t$  en la **Fig. 3.6**. La razón de estas áreas,  $A_j/A_t$ , es conocida como *la razón de área*. Bombas con las mismas razones de área tienen la misma curva de eficiencia. El volumen de fluido motriz utilizado será proporcional al tamaño de la tobera. El área que debe alojar el gasto de producción en la bomba es el área anular  $A_s$  entre la tobera y el tubo de mezclado. Las características de cavitación de la bomba son sensitivas a esta área.





$A_3$  = ÁREA DE FLUJO NETA DE LA CÁMARA DE MEZCLADO

$A_t$  = ÁREA DE FLUJO TOTAL DE LA CÁMARA DE MEZCLADO

$A_j$  = ÁREA DE FLUJO DE LA TOBERA

$q_2$  = ÍNDICE DE FLUJO EN LA DESCARGA

$P_2$  = PRESIÓN DE DESCARGA

$q_1$  = ÍNDICE DE FLUJO DEL FLUIDO MOTRIZ

$P_1$  = PRESIÓN DE INYECCIÓN

$P_3$  = PRESIÓN DE SUCCIÓN

$q_3$  = ÍNDICE DE FLUJO EN LA SUCCIÓN

$H_1$  = CARGA TOTAL DEL FLUIDO MOTRIZ

$H_2$  = CARGA TOTAL DEL FLUIDO DE DESCARGA

$H_3$  = CARGA TOTAL DEL FLUIDO DE SUCCIÓN

Fig. 3.6 Nomenclatura fundamental de las unidades de fondo tipo jet.

### 3.2.2 Variación de presiones y velocidades que presentan los fluidos en la trayectoria de una unidad de fondo tipo jet

El fluido motriz a alta presión (baja velocidad) es convertido a una baja presión (alta velocidad) jet por la tobera. La presión a la entrada de la garganta llegará a ser más baja mientras el índice de fluido motriz sea incrementado. Cuando esta presión llega a ser más baja que la presión en el conducto de succión, el fluido es arrastrado desde el pozo. El fluido en la succión llega a ser ingresado por la alta velocidad jet y es en este momento cuando la acción del bombeo comienza. Después de mezclarse en la garganta, el fluido motriz y la producción reducen su velocidad en el difusor. Debido a que la velocidad es reducida, la presión aumenta a un valor suficiente como para bombear el fluido a la superficie. Un rango de tamaños de tobera y garganta están disponibles para permitirle al índice de flujo del fluido motriz y a la presión ser variados para satisfacer diferentes requerimientos.

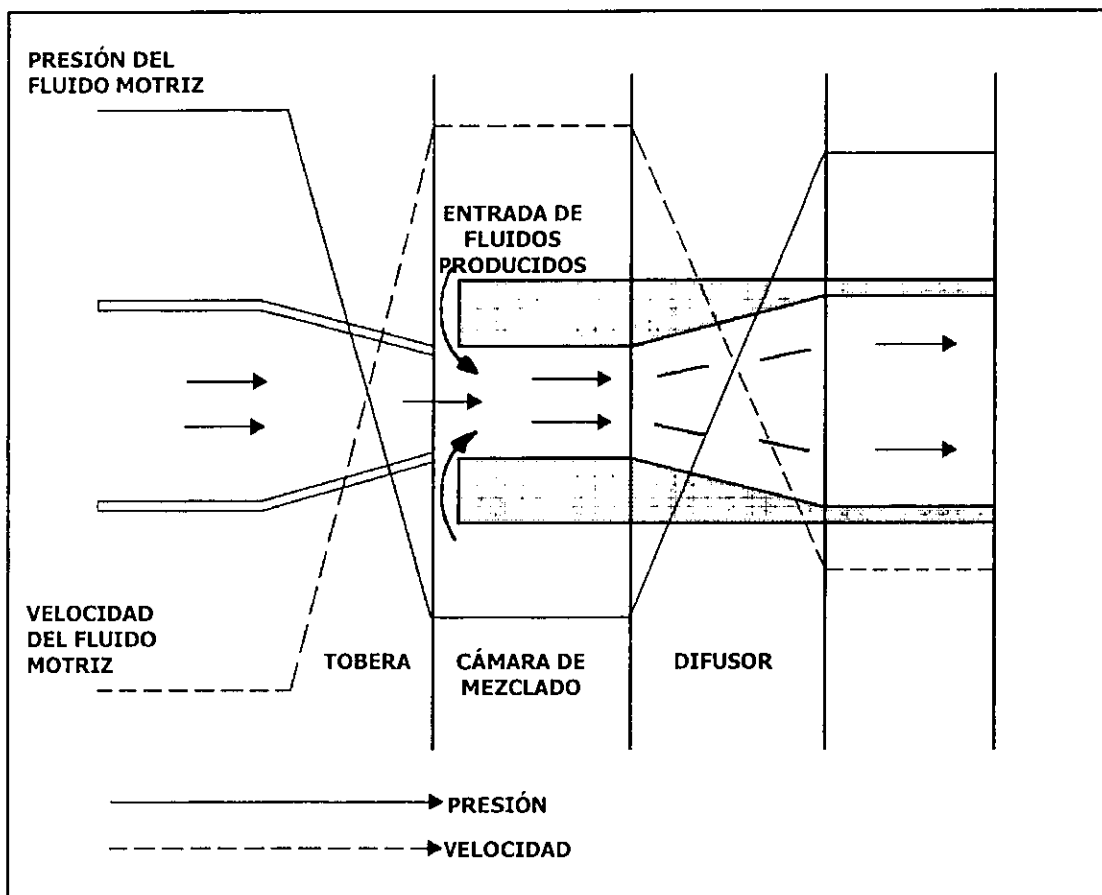


Fig. 3.7 Perfil que muestra la variación de presiones y velocidades en la trayectoria de una unidad de bombeo tipo jet.

### 3.3 Teoría general

La siguiente discusión usa el formato de Gosline y O'Brien, y se refiere a la **Fig. 3.6.** mostrada anteriormente.

Términos definidos son:

$$\frac{q_3}{q_1} = M \quad (3.1)$$

$$q_1 = \frac{q_3}{M} \quad (3.1a)$$

$$\frac{A_j}{A_t} = R \quad (3.2)$$

Las relaciones de continuidad son:

$$q_1 = A_j v_j \quad (3.3)$$

$$q_3 = A_s v_s \quad (3.4)$$

$$q_3 + q_1 = A_t v_t = q_2 \quad (3.5)$$

$$A_s + A_j = A_t \quad (3.6)$$

Las Ecs. 3.5 y 3.6 conducen a:

$$v_t = \frac{q_3 + q_1}{A_s + A_j} = \frac{q_3 + q_1}{A_t} \quad (3.7)$$

$$\frac{A_s}{A_j} = \frac{A_t - A_j}{A_j} = \frac{\frac{1}{A_t}(A_t - A_j)}{A_j / A_t}$$

$$\frac{A_s}{A_j} = \frac{1 - \frac{A_j}{A_t}}{A_j / A_t} = \frac{1 - R}{R} \quad (3.8)$$

El modelo de Lorenz de pérdida de carga asociada con el mezclado plantea que la pérdida de carga será proporcional al cuadrado de la diferencia en velocidades entre los flujos al mezclarse. Como una pérdida de energía por unidad de tiempo en la zona de mezclado de la garganta, se expresa como:

$$L = q_1 \rho \frac{(v_i - v_t)^2}{2g} + q_3 \rho \frac{(v_s - v_t)^2}{2g} \quad (3.9)$$

La energía suministrada por la tobera por unidad de tiempo es:

$$E_j = q_1 \rho (H_1 - H_2) \quad (3.10)$$

La energía por unidad de tiempo adicionada al fluido de producción es:

$$E_s = q_3 \rho (H_2 - H_3) \quad (3.11)$$

La pérdida de energía por unidad de tiempo debida a la resistencia friccional en los límites de la cámara de mezclado es aproximadamente:

$$F_t = \rho K_t (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} \quad (3.12)$$

donde  $v_t$  es la velocidad promedio de 3.7 y  $K_t$  es un factor de resistencia calculado como para flujo en tuberías.

Similarmente, en el difusor, circuito de succión y tobera:

$$F_d = \rho K_d (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} \quad (3.13)$$

$$F_s = \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} \quad (3.14)$$

$$F_j = \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (3.15)$$

La pérdida de energía total por fricción por unidad de tiempo es, por eso:

$$F_f = \rho (K_t + K_d) (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} + \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (3.16)$$

Utilizando 3.9, 3.10, 3.11 y 3.16, la energía suministrada se iguala con el trabajo hecho por unidad de tiempo más las pérdidas por mezclado más las pérdidas por fricción.

$$q_1 \rho (H_1 - H_2) = q_3 \rho (H_2 - H_3) + q_1 \rho \frac{(v_j - v_t)^2}{2g} + q_3 \rho \frac{(v_s - v_t)^2}{2g} + \rho (K_t + K_d) (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} + \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (3.17)$$

Es deseado expresar  $v_s$  y  $v_t$  en términos de la velocidad de la tobera. De 3.4 y 3.1

$$v_s = \frac{q_3}{A_s} = \frac{M q_1}{A_s} \quad (3.18)$$

3.3, 3.18 y 3.8 conducen a

$$v_s = \frac{Mv_j A_j}{A_i} = Mv_j \left( \frac{R}{1-R} \right) \quad (3.19)$$

De 3.7 y 3.1

$$v_i = \frac{q_1 \left( \frac{q_1}{q} + 1 \right)}{A_i} = \frac{q_1 (1+M)}{A_i} = \frac{v_j A_j}{A_i} (1+M)$$

$$v_i = v_j R (1+M) \quad (3.20)$$

Considerar posteriormente las ecuaciones de Bernoulli para la energía, circuitos de succión y circuitos de descarga:

$$\text{Energía, } H_1 = \frac{P_a}{\rho} + \frac{v_j^2}{2g} + K_j \frac{v_j^2}{2g}$$

$$H_1 = \frac{P_a}{\rho} + (1+K_j) \frac{v_j^2}{2g} \quad (3.21)$$

$$\text{Succión, } H_3 = \frac{P_a}{\rho} + \frac{v_s^2}{2g} + K_s \frac{v_s^2}{2g}$$

$$H_3 = \frac{P_a}{\rho} + (1+K_s) \frac{v_s^2}{2g} \quad (3.22)$$

$$\text{Descarga, } \frac{P_b}{\rho} + \frac{v_i^2}{2g} = H_2 + K_d \frac{v_i^2}{2g} \quad (3.23)$$

Tomando la diferencia entre 3.21 y 3.22 da,

$$H_1 - H_3 = (1+K_j) \frac{v_j^2}{2g} - (1+K_s) \frac{v_s^2}{2g} \quad (3.24)$$

3.24 y 3.19 llevan a:

$$H_1 - H_3 = (1+K_j) \frac{v_j^2}{2g} - (1+K_s) \frac{v_j^2}{2g} M^2 \left( \frac{R}{1-R} \right)^2 \quad (3.25)$$

Resolviendo 3.25 para  $\frac{v_j^2}{2g}$ ,

$$\frac{v_j^2}{2g} = \frac{(H_1 - H_3)}{(1 + K_i) - (1 + K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \quad (3.26)$$

Sustituir 3.26 en la ecuación resultante de sustituir 3.19 y 3.20 en 3.17 y eliminando  $\rho$ ,

$$(H_1 - H_2) = M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1 + K_i) - (1 + K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ K_i + K_s M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + \right. \\ \left. (K_i + K_d)(1 + M)^3 R^2 + [1 - R(1 + M)]^2 + M \left[ M \left(\frac{R}{1-R}\right) - R(1 + M) \right]^2 \right\}$$

Simplificando,

$$(H_1 - H_2) = M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1 + K_i) + (1 + K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ (1 + K_i) + (1 + K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + \right. \\ \left. (1 + K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (1 + K_i + K_d)(1 + M)^3 R^2 - 2R(1 + M) - 2 \frac{R^2}{1-R} M^2 (1 + M) \right\} \quad (3.27)$$

La Ec. 3.27 está ahora en la forma de:

$$(H_1 - H_2) = M(H_2 - H_3) + N(H_1 - H_3) \quad (3.28)$$

Donde

$$N = \frac{\left[ (1 + K_i) + (1 + K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (1 + K_i + K_d)(1 + M)^3 R^2 - 2R(1 + M) - 2 \frac{R^2}{(1-R)} M^2 (1 + M) \right]}{\left[ (1 + K_i) - (1 + K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 \right]} \quad (3.29)$$

Reordenando la Ec. 3.28 da:

$$1 = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} M + \frac{N(H_1 - H_3)}{H_1 - H_2} \quad (3.30)$$

Note que

$$\frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} + 1 = \frac{H_1 - H_3}{H_1 - H_2} \quad (3.31)$$

Sustituyendo 3.31 en 3.30 da:

$$1 = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} M + \left( \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} + 1 \right) N \quad (3.32)$$

Definir

$$H = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2}$$

Entonces

$$1 = HM + (H + 1)N = HM + HN + N$$

$$H = \frac{1 - N}{M + N} = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} \quad (3.33)$$

Donde M es definido por la Ec. 3.1 y N es definido por la Ec. 3.29.

Una revisión de la Ec. 3.29 muestra que los parámetros  $K_j$ ,  $K_s$ ,  $K_v$ ,  $K_d$  y R son todas características geométricas de la bomba, mientras que el parámetro restante, M, está en función de los flujos en la bomba ya que,

$$M = \frac{q_3}{q_1} \text{ de 3.1}$$

La Ec. 3.33, por eso, es una función sólo de M para una bomba dada. Además, con respecto a la Ec. 3.33, la carga total es muy cercana por la presión estática en la aplicación de bomba hidráulica, así que

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{1 - N}{N + M} = f(M) \quad (3.34)$$

Desde ahora, la carga total  $H_i$  será asumida igual a la presión estática  $P_i$ . El significado físico del parámetro H puede ser visto como la razón de carga o incremento de presión experimentada por el fluido de producción en la bomba a la carga o pérdida de presión sufrida por el fluido motriz en la bomba. Debería ser aparente que para altas cargas de descarga, como en un pozo profundo, la geometría de la bomba (descrita por R) y la razón de flujo M debe ser escogida para dar un valor alto de H.

### 3.3.1 Eficiencia

La eficiencia de una bomba jet es definida como la razón de la energía añadida al fluido producido a la energía perdida por el fluido motriz.

La energía añadida al fluido producido del pozo es:

$$(HP)_{q_3} \propto q_3(P_2 - P_3) \quad (3.35)$$

Y la energía perdida por el fluido motriz es:

$$(HP)_{q_1} \propto q_1(P_1 - P_2) \quad (3.36)$$

Las Ecs. 3.35 y 3.36 llevan a la eficiencia:

$$E = \frac{(HP)_{q_3}}{(HP)_{q_1}} = \frac{q_3(P_2 - P_3)}{q_1(P_1 - P_2)} \quad (3.37)$$

Note que de 3.37:

$$M \times H = \frac{q_3}{q_1} \times \frac{(P_2 - P_3)}{(P_1 - P_2)}$$

Por eso:

$$\text{Eficiencia} = E = MH = \frac{q_3(P_2 - P_3)}{q_1(P_1 - P_2)} \quad (3.38)$$

### 3.3.2 Curvas de eficiencia adimensionales

La eficiencia de bombas jet geoméricamente similares operando al mismo Número de Reynolds es descrita por ecuaciones 3.29, 3.34 y 3.38. Una representación gráfica de estas ecuaciones mostrando H contra M para varios valores de R está contenida en la **Fig. 3.8**. Las eficiencias respectivas son también trazadas como una función de M. Estas curvas fueron trazadas usando los siguientes coeficientes de pérdida encontrados para ser típicos por Gosline y O'Brien:

$$K_j = 0.15 \quad K_s = 0 \quad K_t = 0.28 \quad K_d = 0.10$$

Las razones de área seleccionadas cubren el rango desde una carga relativamente alta, bajo índice de flujo en la bomba (razón A,  $R = 0.410$ ) a una carga relativamente baja, alto índice de flujo de la bomba (razón E,  $R = 0.168$ ). Hacer referencia a la **Tabla 3.1** para las varias áreas y diámetros de tobera y garganta.



La alta carga en la bomba sería típicamente empleada en un pozo profundo con un alto índice de levantamiento de fluidos. Note que el punto de eficiencia máximo para la razón A ocurre a  $M = 0.5$ . Esto quiere decir que para cada barril de producción ( $q_3$ ), dos barriles de fluido motriz ( $q_1$ ) deben ser suministrados. El alto índice de flujo de la bomba, sería típicamente aplicado en un pozo poco profundo con un bajo índice de levantamiento y requeriría sólo aproximadamente 0.7 de barril de fluido motriz por cada barril de producción al punto de eficiencia máximo de  $M = 1.45$ .

Debe ser enfatizado que las curvas presentadas en la Fig. 3.8 muestran los únicos puntos permisibles de operación para una bomba jet sin cavitación con los coeficientes de pérdida particulares y razones de área listadas.

### 3.3.3 Flujo en la tobera

La Ec. 3.26 puede ser arreglada para dar la velocidad del fluido emitido desde la tobera

$$v_j = \frac{\sqrt{2g(H_1 - H_3)}}{\sqrt{(1 + K_j) - (1 + K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2}} \quad (3.39)$$

desde la cual:

$$q_1 = v_j A_j = A_j \frac{\sqrt{2g(H_1 - H_3)}}{\sqrt{(1 + K_j) - (1 + K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2}} \quad (3.40)$$

La Ec. 3.40 indica que el índice de flujo a través de la tobera es una función no sólo de la diferencial de carga ( $H_1 - H_3$ ) pero también del índice de flujo en la succión reflejado en el denominador conteniendo M.

Pruebas por Cunningham, sin embargo, indican que virtualmente ninguna dependencia en el índice de flujo en la succión es observada para bombas reales con la tobera retirada uno o dos diámetros de tobera desde la entrada de la garganta.

Una representación adecuada del índice de flujo de tobera es, por eso:

$$q_1 = A_j \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_3)}{\rho(1 + K_j)}} \quad (3.41)$$

donde las cargas totales han sido cambiadas de lugar por las presiones estáticas como antes. Note que la carga en la descarga,  $P_2$ , no entra en la Ec. 3.41.

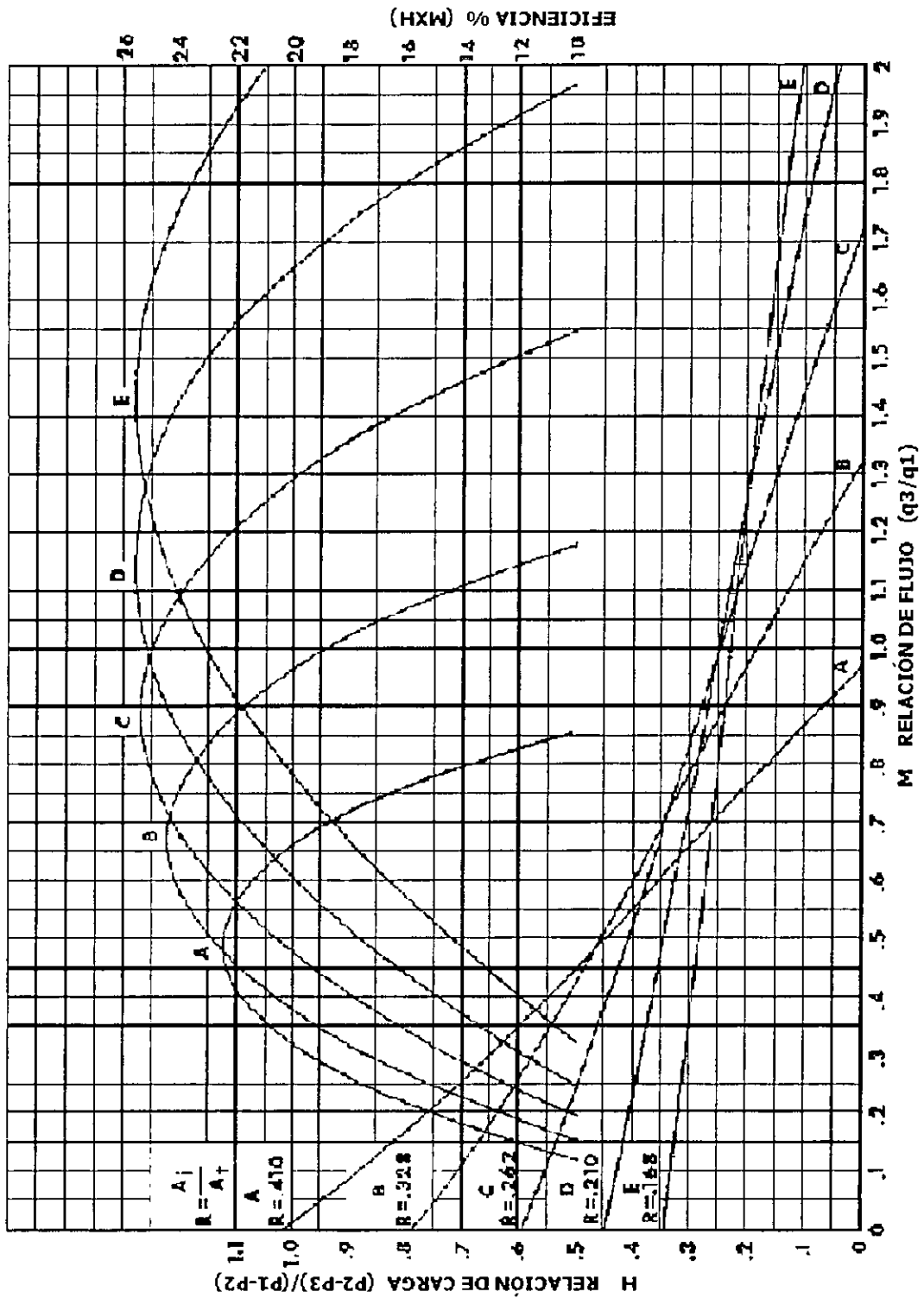


Fig. 3.8 Gráfica de H vs M para diferentes valores de R.

**TABLA 3.1**

Rango de áreas de tobera y cámara de mezclado empleado por Gosline y O'Brien.

No.	Área de tobera	Diámetro	No.	Área de cámara de mezclado	Diámetro
1	0.00371	0.06869	1	0.00905	0.10733
2	0.00463	0.07680	2	0.01131	0.12000
3	0.00579	0.08587	3	0.01414	0.13416
4	0.00724	0.09600	4	0.01767	0.15000
5	0.00905	0.10733	5	0.02209	0.16771
6	0.01131	0.12000	6	0.02761	0.18750
7	0.01414	0.13416	7	0.03451	0.20963
8	0.01767	0.15000	8	0.04314	0.23438
9	0.02209	0.16771	9	0.05393	0.26204
10	0.02761	0.18750	10	0.06741	0.29297
11	0.03451	0.20963	11	0.08426	0.32755
12	0.04314	0.23438	12	0.10533	0.36621
13	0.05393	0.26204	13	0.13166	0.40944
14	0.06741	0.29297	14	0.16458	0.45776
15	0.08426	0.32755	15	0.20572	0.51180
16	0.10533	0.36621	16	0.25715	0.57220
17	0.13166	0.40944	17	0.32144	0.64974
18	0.16458	0.45776	18	0.40180	0.71526
19	0.20572	0.51180	19	0.50225	0.79968
20	0.25715	0.57220	20	0.62782	0.89407
			21	0.78477	0.99960
			22	0.98096	1.11759
			23	1.22620	1.24950
			24	1.53275	1.39698

**ESTA TESIS NO SALE  
DE LA BIBLIOTECA**

**TABLA 3.2**  
Áreas de tobera y cámara de mezclado ofrecidas por algunos fabricantes.

KOBE				NATIONAL				GUIBERSON			
TOBERA		CAMARA DE MEZCLADO		TOBERA		CAMARA DE MEZCLADO		TOBERA		CAMARA DE MEZCLADO	
NUMERO	AREA	NUMERO	AREA	NUMERO	AREA	NUMERO	AREA	NUMERO	AREA	NUMERO	AREA
1	0.0024	1	0.0065	1	0.0024	1	0.0054	DD	0.0016	CC	0.0044
2	0.0031	2	0.0077	2	0.0031	2	0.0081	CC	0.0028	CC	0.0071
3	0.0040	3	0.0100	3	0.0039	3	0.0104	BB	0.0038	3	0.0104
4	0.0052	4	0.0129	4	0.0050	4	0.0131	A	0.0055	1	0.0143
5	0.0067	5	0.0167	5	0.0064	5	0.0167	B	0.0095	2	0.0189
6	0.0086	6	0.0215	6	0.0081	6	0.0212	C	0.0123	3	0.0241
7	0.0111	7	0.0278	7	0.0103	7	0.0271	D	0.0177	4	0.0314
8	0.0144	8	0.0359	8	0.0131	8	0.0346	E	0.0241	5	0.0380
9	0.0186	9	0.0464	9	0.0167	9	0.0441	F	0.0314	6	0.0452
10	0.0240	10	0.0599	10	0.0212	10	0.0562	G	0.0452	7	0.0531
11	0.0310	11	0.0774	11	0.0271	11	0.0715	H	0.0661	8	0.0661
12	0.0400	12	0.1000	12	0.0346	12	0.0910	I	0.0855	9	0.0804
13	0.0517	13	0.1292	13	0.0441	13	0.1159	J	0.1257	10	0.0962
14	0.0668	14	0.1668	14	0.0562	14	0.1476	K	0.1590	11	0.1195
15	0.0863	15	0.2154	15	0.0715	15	0.1879	L	0.1963	12	0.1452
16	0.1114	16	0.2783	16	0.0910	16	0.2392	M	0.2463	13	0.1772
17	0.1439	17	0.3594	17	0.1159	17	0.3046	N	0.3117	14	0.2165
18	0.1858	18	0.4642	18	0.1476	18	0.3878	P	0.3848	15	0.2606
19	0.2400	19	0.5995	19	0.1879	19	0.4938			16	0.3127
20	0.3100	20	0.7743	20	0.2392	20	0.6287			17	0.3750
		21	1.0000							18	0.4513
		22	1.2916							19	0.5424
		23	1.6681							20	0.6518
		24	2.1544								

### 3.3.4 Cavitación

Como puede deducirse de la Ec. 3.22, la presión  $P_a$  a la entrada de la garganta es siempre menor que la carga de succión  $H_3$  para índices mayores a cero. Si  $P_a$  es reducido debajo de  $P_v$ , la presión de vapor del fluido que está siendo bombeado, la cavitación resultará. Ya que  $P_v$  es la presión mínima que puede ser obtenida a la entrada de la garganta, el flujo de succión en este punto es el máximo que puede ser obtenido con el valor particular de succión de carga  $H_3$ . Intentos para bajar más  $P_a$  debajo de  $P_v$  incrementando el índice de flujo en la tobera conducirá simplemente a volúmenes de vapor más grandes a  $P_v$  en el fluido de succión. Además, el colapso de las burbujas en la garganta de la bomba causa daño severo debido a las ondas de choque resultantes del colapso de las burbujas. Por esta razón la predicción del punto de cavitación es importante en las bombas jet.

Cunningham y Brown han mostrado que el valor límite de  $M$  en el punto de cavitación puede ser predecido por

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{I_c H_v}} \quad (3.42)$$

donde  $H_v$  es la carga por velocidad del fluido motriz de la Ec. 3.26 e  $I_c$  es un índice de cavitación determinado experimentalmente.

Por lo tanto

$$H_v = \frac{P_1 - P_3}{(1 + K_j) - (1 + K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \quad (3.43)$$

de Ec. 3.26

Sustituyendo 3.43 en 3.42 y simplificando da

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{1+K_j} \sqrt{\frac{(P_3 - P_v)/(P_1 - P_3)}{I_c + (P_3 - P_v)/(P_1 - P_3)}} \quad (3.44)$$

Si  $P_v = 0$ , entonces

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{1+K_j} \sqrt{\frac{P_3}{I_c(P_1 - P_3) + P_3}} \quad (3.45)$$

donde  $K_s$  ha sido tomado para ser igual a cero, como resultado de pruebas. Numerosas pruebas por diferentes investigadores han posicionado el valor de  $I_c$  entre 0.8 y 1.67, con 1.35 siendo un valor de diseño conservador.

Si se trabaja a valores  $M$  menores a  $M_c$  será sin cavitación. Intentos para incrementar  $M$  más allá de  $M_c$  llevarán a cavitación a la entrada de la garganta y la eficiencia de la bomba se desviará de la curva de eficiencia  $H$ - $M$  esperada.

### 3.3.5 Efecto de la contrapresión en la descarga de la bomba de fondo

Note en la **Fig. 3.8** que las curvas de eficiencia adimensionales para las diferentes razones se cruzan. Por ejemplo, a: valor  $M$  de 0.7 y un valor  $H$  de 0.265, las eficiencias de las razones A y E son idénticas. Ha sido mostrado previamente sin embargo que en tal caso las características de cavitación de las dos bombas no serían las mismas. Similarmente, las respuestas a un cambio en la presión de descarga serán diferentes para las dos razones de las diferentes bombas.

Considerar la razón A y razón E de las bombas operando a las siguientes presiones:

$$P_1 = 6000 \text{ lb/pg}^2 \quad P_2 = 3000 \text{ lb/pg}^2 \quad \text{y} \quad P_3 = 2205 \text{ lb/pg}^2$$

De la Ec. 3.34

$$H = \frac{3000 - 2205}{6000 - 3000} = 0.265 \quad \text{por lo tanto } M = 0.7$$

para ambas razones de bombas.

Incrementando  $P_2$  por 5% conduce a

$$H = \frac{3150 - 2205}{6000 - 3150} = 0.332$$

Para  $H = 0.332$  la razón A operará a un valor  $M$  de 0.64 mientras la razón E operará a un valor  $M$  de aproximadamente 0.16. En el caso de la razón A, un incremento de 5% en la presión de descarga ha llevado a un 9% de decremento en  $M$  y por eso el índice de flujo de producción,  $q_3$ . Con la razón E, sin embargo, el incremento en flujo de producción fue 77% para el mismo 5% de incremento en la presión de descarga.

En la práctica, sin embargo, un operador incrementaría  $P_1$  en un esfuerzo para recuperar la producción perdida. Por esta razón, una manera más apropiada para examinar el efecto de la contrapresión de las varias relaciones es preguntar cuánta presión del fluido motriz superficial extra tendrá que ser suministrada para recuperar la producción luego de algún incremento en la contrapresión.

### 3.4 Tipos de bomba jet

Las diferencias principales en el diseño de las bombas son: la forma en la cual el fluido es encaminado dentro y fuera de las secciones de trabajo. Además, los componentes básicos de una bomba jet (tobera, garganta y difusor) son ensamblados en una variedad de arreglos y de materiales para adaptarse a los requerimientos de producción y a las condiciones de fondo del pozo.

La variedad de arreglos de dichos componentes permite que el uso de las bombas sea en aplicaciones de producción específicas. Las bombas (Trico) según el tipo de arreglo interno son:

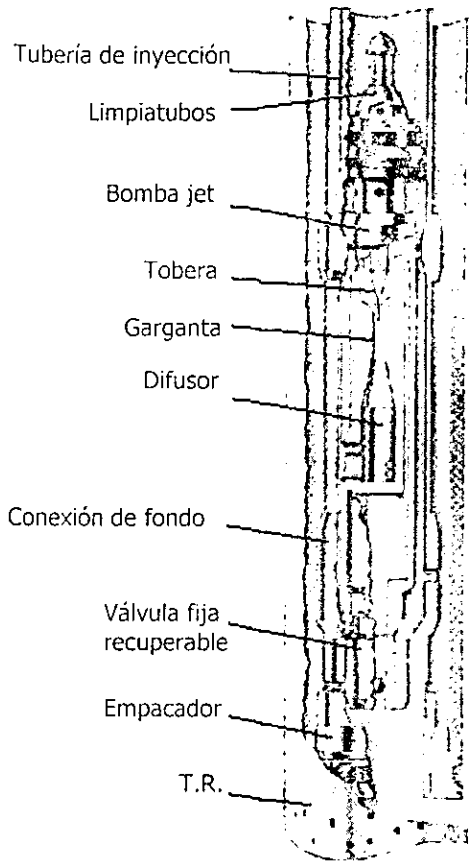
- *Bomba jet estándar con un solo sello (Standard Single Seal Jet Pump)*

Puede asentarse en conexiones de fondo diseñadas para bombas del tipo pistón. Este diseño permite su adaptación en una amplia variedad de conexiones de fondo de varios fabricantes. Como "bomba libre" la unidad puede ser recuperada invirtiendo el flujo del fluido motriz, es decir, inyectándose ahora por el espacio anular de la T.R. desasentando la bomba y regresándola a la superficie. La característica de bomba libre elimina los costos relacionados con la extracción de la sarta al querer recuperar la bomba del fondo del pozo.

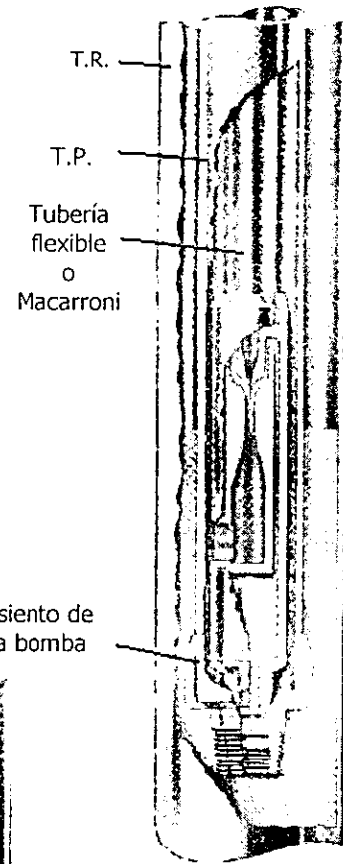
- *Bomba jet fija a tubería de inyección e introducida en T.P. y bomba jet fija a tubería de inyección y sujeta a T.R. mediante empacador (Fixed Insert and Fixed Casing Jet Pump)*

Fueron diseñadas para ser corridas dentro de tubería de producción o de revestimiento según sea el caso. La bomba fija insertada se corre normalmente a través de una T.P. al tiempo que es sujeta a una tubería Macaroni o tubería flexible (menores a 2" D.E.). La bomba descansa sobre un asiento. El fluido producido y el fluido motriz utilizado fluyen hacia la superficie por el espacio anular existente entre la T.P y la tubería de inyección.

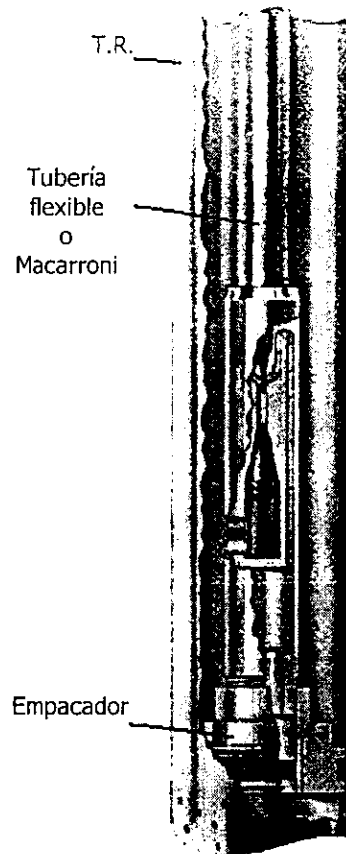
En el diseño de bomba fija a T.R., la bomba también es corrida mediante una tubería Macaroni a la que va sujeta y es asentada en un empacador de la T.R. Los fluidos producidos y fluido motriz retornan mezclados hacia la superficie por el espacio anular de la T.R.



**Fig. 3.9** Bomba jet estándar con un solo sello.



**Fig. 3.11** Bomba jet fija a tubería de inyección e introducida en T.P.



**Fig. 3.10** Bomba jet fija a tubería de inyección y sujeta a T.R. mediante empacador.



- *Bomba jet de alto volumen (High Volume Jet Pump)*

Presenta también la característica de "bomba libre", es decir, puede también ser corrida mediante circulación inversa. Debido a la amplitud de los conductos para el paso de los fluidos, esta bomba requiere una conexión de fondo especial.

También puede presentar el diseño de flujo inverso pero no referido a una bomba libre sino a la posición invertida de sus componentes internos. En este caso se asegura la bomba mediante un sujetador mecánico en su parte superior para que no presente la característica de bomba libre. Este tipo de bomba es fácilmente instalada y recuperada utilizando línea de acero convencional.

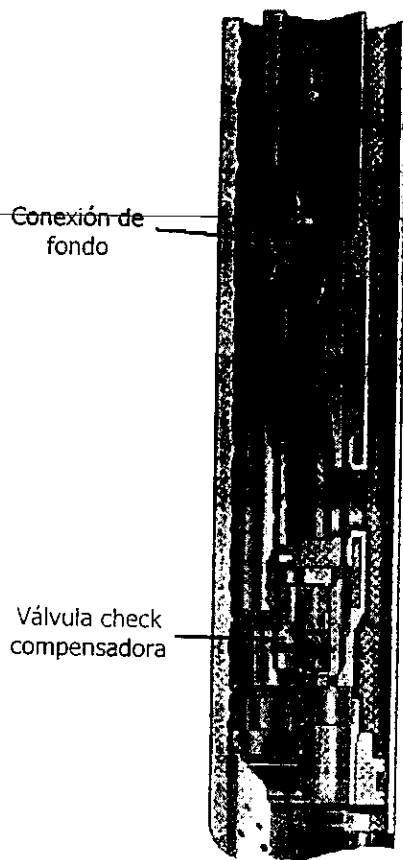


Fig. 3.12 Bomba jet de alto volumen.



Fig. 3.13 Bomba jet de alto volumen con posición invertida de sus componentes.

- *Bomba jet con obturador en la tubería de producción (Tubing/Packer Jet Pump)*

Puede instalarse en el pozo mediante línea de acero sin tener que halar la tubería de producción. Este diseño presenta empaques en la cima y en el fondo de la bomba y un mandril. La circulación del fluido puede ser de manera invertida.

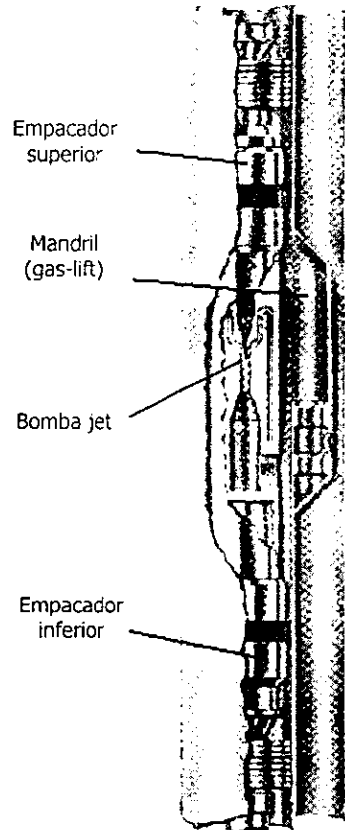
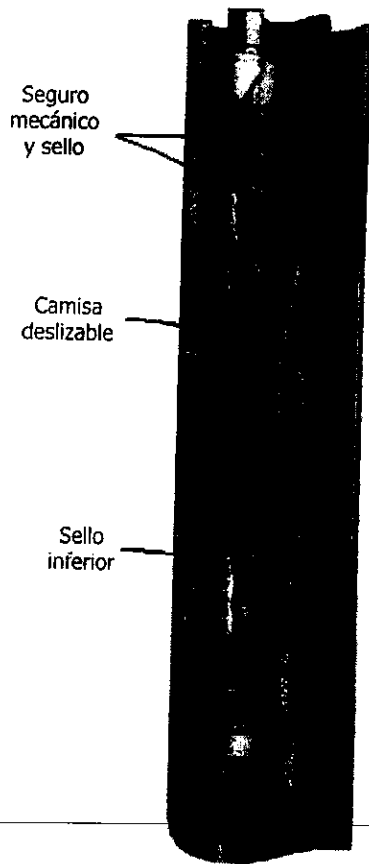


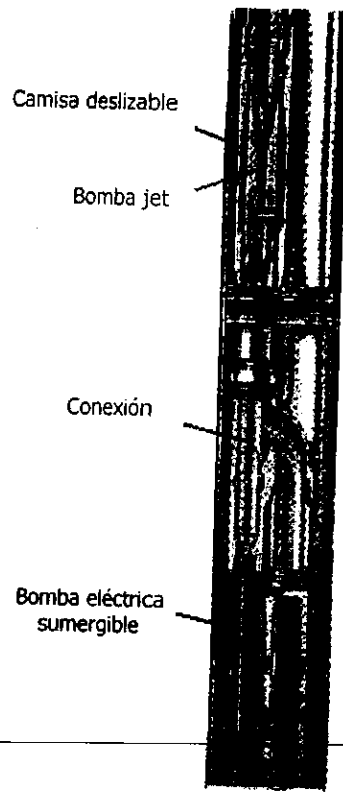
Fig. 3.14 Bomba jet con obturador en la T.P.

- *Bomba jet de camisa deslizante (Sliding Sleeve Jet Pump)*

Este diseño ha llegado a ser popular principalmente en instalaciones costa afuera. Presenta a sus componentes internos de manera invertida por lo que la circulación del fluido motriz es a través del espacio anular de la T.R. Por lo anterior requiere un sujetador mecánico en la parte superior de la bomba. Los operadores de plataforma usando bombas eléctricas sumergibles han encontrado que la bomba jet de camisa deslizante puede ser utilizada cuando se desea que un pozo siga produciendo cuando el BEC ha parado. Estas bombas han sido ampliamente aceptadas y son especialmente adecuadas para examinar pruebas del contenido de la formación cuando la producción del pozo es incierto.



**Fig. 3.15** Bomba jet de camisa deslizable



**Fig. 3.16** Instalación típica costa afuera

### 3.5 Aplicaciones especiales del bombeo hidráulico

#### 3.5.1 Instalaciones TFL

Las instalaciones *Through Flow Line* (a través de la tubería de producción) han sido desarrolladas para locaciones costa afuera para permitir la circulación de varias herramientas de fondo al fondo de pozos remotos desde una plataforma central. Una instalación típica es mostrada en la **Fig. 3.17**. De las varias herramientas de elevación artificial, sólo las válvulas para BN y bombas jet hidráulicas son suficientemente compactas para ser compatibles con el sistema. Circular la bomba dentro y fuera, sin embargo, es más complejo que en instalaciones en tierra por lo que deben seguirse procedimientos específicos para instalaciones TFL.

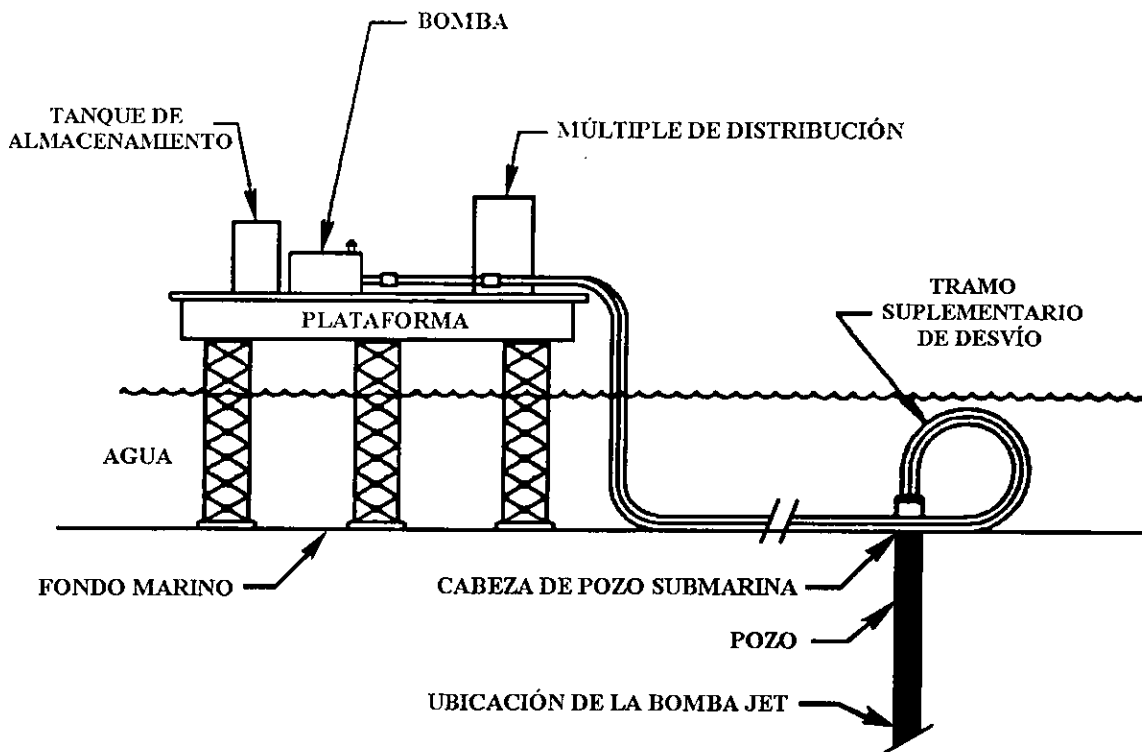
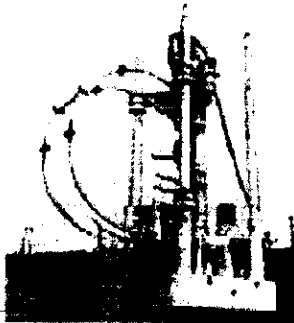


Fig. 3.17 Instalación TFL

Un importante avance en la tecnología petrolera fue el diseño y operación exitosa de la primera bomba jet libre **Fig. 3.18** capaz de ser circulada a través de un cabezal de pozo submarino **Fig. 3.19**.



**Fig. 3.18.**



**Fig. 3.19.**

### 3.5.2 Bombas en tandem

Cuando el volumen de fluidos del pozo excede la capacidad (BPD) de producción que puede ser manejada por una bomba simple, es posible instalar dos en *tandem* para duplicar el desplazamiento de fluidos del equipo de fondo. Las bombas son físicamente conectadas para formar una unidad simple **Fig. 3.20**, pero cada bomba está libre para retornar independientemente.

Históricamente, las instalaciones de bombas tandem han usado bombas reciprocantes. Es posible usar bombas jet en la misma manera, pero esto es raramente hecho ya que normalmente es posible obtener suficiente capacidad de producción con tan solo una bomba jet simple.

También puede combinarse una bomba hidráulica con un sistema de extracción artificial mediante gas (bombeo neumático) **Fig. 3.21**.

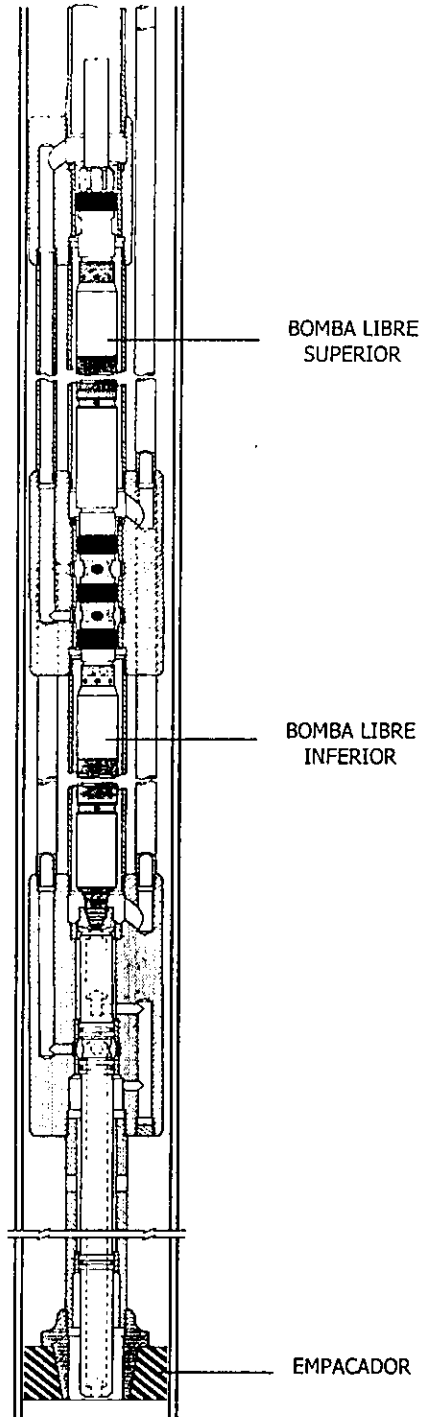


Fig. 3.20

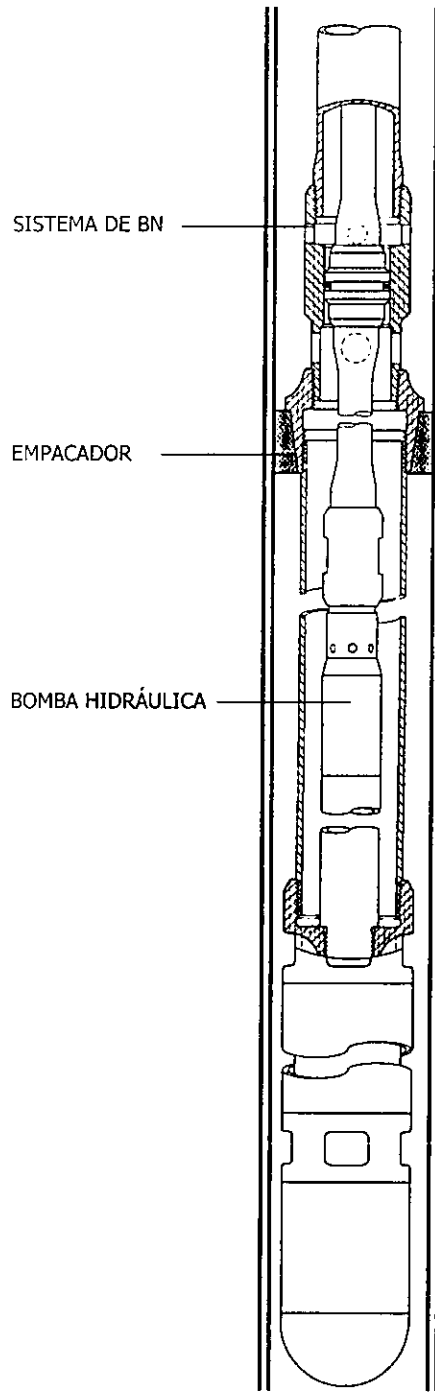


Fig.3.21

### 3.5.3 Instalación para producir dos intervalos separados (terminación doble)

Las bombas hidráulicas se prestan para el problema complejo de la producción de dos zonas separadas en un pozo simple. Cuando las dos zonas tienen diferentes presiones de yacimiento, no es práctico permitir comunicación entre ellos porque la zona de presión más alta fluiría en la zona de presión más baja. Para conocer los requerimientos de elevación artificial de las dos zonas distintas, dos bombas de fondo son normalmente requeridas **Fig. 3.22**. Sería mayormente inusual si la misma presión del fluido motriz e índice fueran requeridos para cada zona, consecuentemente, una línea separada del fluido motriz para cada bomba es normalmente requerida. En algunos casos, zonas dobles han sido producidas separadamente por uso de pistones de producción dobles con un pistón motriz en común.

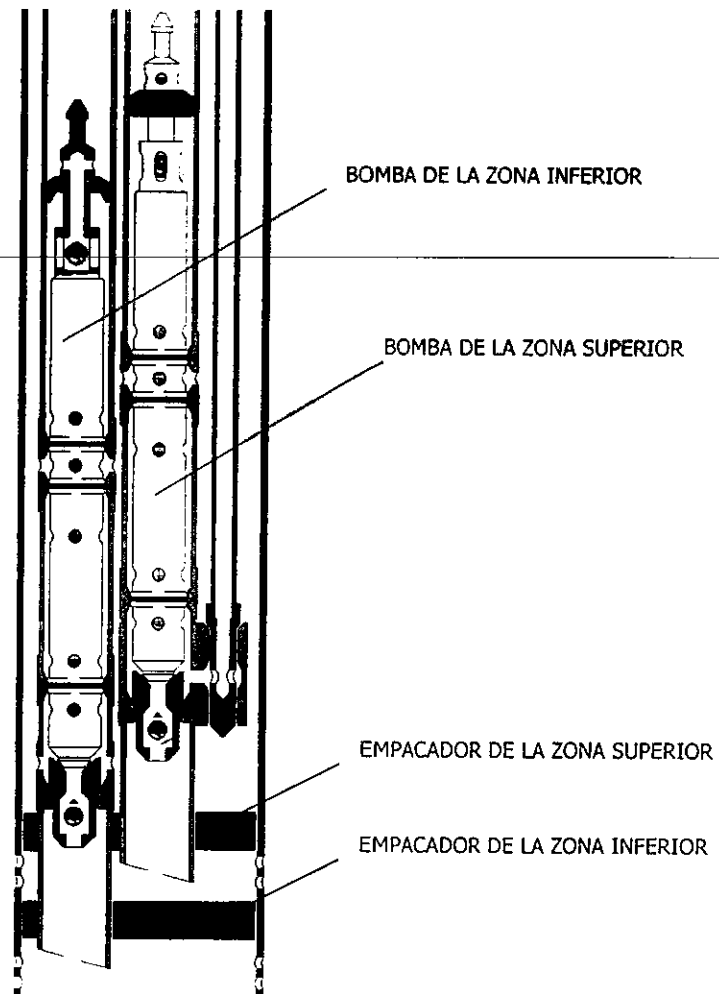


Fig. 3.22

# DISEÑO DE INSTALACIONES ARTIFICIALES DE PRODUCCIÓN

COLCHIPAC  
4



DE  
BOMBEO HIDRÁULICO



## CAPÍTULO 4 DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO HIDRÁULICO PARA LA PRODUCCIÓN ARTIFICIAL DE POZOS PETROLEROS

### 4.1 Consideraciones generales para el diseño de instalaciones de producción para bombeo hidráulico

Cuando se diseña una instalación para bombeo hidráulico deberán tomarse en cuenta las siguientes consideraciones:

1. Decidir si la inyección del fluido motriz se hará en circuito abierto o en circuito cerrado (sólo para el bombeo tipo pistón).
2. Decidir si el gas producido será venteado o manejado por la bomba.
3. Elegir un arreglo subsuperficial adecuado a los requerimientos de producción, a las características de los fluidos producidos (producción de sólidos abrasivos y/o elementos corrosivos) y en base a los tamaños de tuberías disponibles.
4. Seleccionar a la bomba subsuperficial adecuada para: el arreglo subsuperficial elegido, requerimientos de producción y condiciones de fondo del pozo (temperatura). Cabe recordar que el tamaño de la tubería de inyección en una instalación con bomba libre es elegido en base al D.E. de la bomba de fondo.
5. Elegir el empleo de una batería central de inyección de fluido motriz o prescindir de ella, empleando una batería individual de inyección para cada pozo.
6. Seleccionar la bomba superficial adecuada para proporcionar la potencia (alta presión) requerida por el sistema para inyectar el fluido motriz.
7. Diseñar el sistema de limpieza del fluido motriz.

A continuación se explican brevemente los factores más importantes que deben tomarse en cuenta para que los resultados del diseño sean óptimos.

a) Características de producción.

Las características del yacimiento que se necesitan incluir en el diseño son: el comportamiento de afluencia o índice de productividad, el gasto de producción, el porcentaje de agua y la relación gas-líquido.

*Porcentaje de agua.*- Influye directamente en la producción total; por ejemplo, algunos pozos deben producir 2000 BPD o más de agua para obtener 100 BPD o menos de aceite. Altos porcentajes de agua afectan el comportamiento de afluencia debido a los efectos de permeabilidad relativa.

b) Propiedades de los fluidos.

Las propiedades que mayor influencia tienen en el diseño son: viscosidad del aceite, factor de volumen del aceite y densidad del aceite; siendo también importantes pero de menor influencia la viscosidad del agua, su tensión superficial y solubilidad.

*Viscosidad del aceite.*- El bombeo hidráulico tipo jet puede levantar aceites muy viscosos empleando aceite de menor viscosidad como fluido motriz, reduciendo así las pérdidas de presión en la tubería de producción. Sin embargo, se requerirá de equipo adicional para tratar el aceite, lo que incrementará los costos de operación.

*Densidad.*- La densidad de los fluidos producidos es otro factor, ya que mientras mayor sea la densidad del fluido mayores serán las pérdidas de presión, por lo tanto, empleando un fluido motriz de baja densidad se reducirán dichas pérdidas.

c) Características del pozo.

Las características que se toman en cuenta son las siguientes: profundidad, diámetro de las tuberías, tipo de terminación y desviación del pozo.

*Profundidad.*- Las bombas hidráulicas tienen buen funcionamiento a grandes profundidades (15,000 pies).

*Diámetro de la tubería.*- Cuando el diámetro de la tubería de producción es pequeño, se puede anticipar un gasto de producción menor que con un diámetro grande; si el diámetro es grande, esto causará un exceso de contrapeso al manejar un gasto de

producción menor. Además diámetros grandes ocasionarán grandes pérdidas por resbalamiento, las cuales reducirán la eficiencia volumétrica de las bombas hidráulicas.

*Tipo de terminación.*- El bombeo hidráulico tipo jet opera eficientemente en pozos con terminaciones múltiples.

*Pozos desviados.*- Grandes desviaciones no afectan el diseño de este sistema, ya que no se reduce la eficiencia, sin embargo, se requiere de energía adicional.

d) Equipo superficial.

El equipo superficial es un factor importante que debe tomarse en cuenta en el diseño de una instalación de bombeo tipo jet.

*Líneas superficiales de flujo.*- Los parámetros que afectan la magnitud con que las líneas superficiales pueden influir sobre la selección del equipo son: diámetro, longitud, tipo de terreno, la contrapresión en la cabeza del pozo y los índices de flujo. Además, la producción de arena o parafina puede causar problemas ya que reduce el diámetro interior de las líneas de flujo e incrementa la contrapresión, teniéndose que las altas contrapresiones en la cabeza del pozo afectan adversamente la eficiencia de la bomba hidráulica.

*Presión de separación.*- La presión de separación tiene una influencia directa sobre la presión en la cabeza del pozo.

e) Localización.

Puede ser un factor inicial determinante en la utilización de una planta central o de un sistema integral para la inyección del fluido motriz.

f) Fuente de energía.

Es necesario determinar en el diseño cuál será el fluido motriz a utilizar (aceite o agua), tomando en cuenta los costos de almacenamiento, tratamiento y transportación.

g) Problemas en la operación.

Los problemas más comunes se presentan cuando hay presencia de: arena, parafina, incrustaciones, emulsiones, corrosión o altas temperaturas de fondo del pozo.

*Arena.*- La producción de abrasivos tales como la arena causan problemas de erosión en los componentes de la bomba, principalmente en la tobera.

*Parafina.*- La acumulación de parafina en la tubería de producción, en la cabeza del pozo o en las líneas de flujo superficiales, causa una contrapresión y reduce la eficiencia de la bomba. La ventaja con el bombeo hidráulico tipo jet es que al presentarse esta situación se pueden circular inmediatamente fluidos a altas temperaturas para contrarrestar este problema.

*Incrustaciones.*- La depositación de incrustaciones también reduce el diámetro interior de la tubería de producción y afecta la eficiencia de la bomba.

*Emulsiones.*- Las emulsiones tienden a formarse a medida que se incrementan los porcentajes de agua producida.

*Corrosión.*- La corrosión en el interior del pozo puede ser causada por electrólisis entre diferentes tipos de metal, por H<sub>2</sub>S o CO<sub>2</sub> contenidos en los fluidos producidos, por alta salinidad o por oxigenación de los metales.

*Temperatura de fondo.*- Altas temperaturas reducen la vida operativa de las unidades de fondo.

## **4.2 DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO HIDRÁULICO TIPO PISTÓN PARA LA PRODUCCIÓN ARTIFICIAL DE POZOS PETROLEROS**

### **4.2.1 Fluido motriz en circuito abierto o en circuito cerrado**

Si el espacio en superficie para la batería es limitado, como en una locación urbana, o una plataforma marina o si el medio ambiente es muy sensible a algún daño en su ecología, es conveniente elegir un sistema de inyección de fluido motriz en circuito cerrado. Al usar agua como fluido motriz en un sistema cerrado puede reducirse el riesgo de contaminación por fugas o derrames y el de incendio en la instalación superficial, pero normalmente suele ser más costoso por requerir considerables volúmenes de aditivos. Si ninguno de los factores antes mencionados se presentan, es conveniente elegir el sistema de inyección en circuito abierto.

Generalmente se deberá usar tanto para el sistema abierto como para el sistema cerrado aceite limpio como fluido motriz ya que a diferencia del agua la adición de agentes ~~inhibidores es mínima y la característica lubricante es continua.~~

### **4.2.2 Gas venteado o bombeado**

Las instalaciones de costo más bajo son aquellas donde el gas no es venteado, es decir, cuando todo el fluido producido es manejado por la bomba (aceite y gas), pero estas instalaciones son inconvenientes en pozos que producen con una baja presión de fondo y una alta relación gas-líquido.

Normalmente, una instalación en donde el gas es venteado por el espacio anular o por alguna tubería adicional incrementa su costo por el hecho de requerir un conducto adicional (tubería) en la sarta de producción (ya sea para ventear el gas o para conducir a los fluidos de retorno mientras el espacio anular de la T.R. conduce al gas). Una instalación subsuperficial con alguna de estas características es recomendable sólo cuando la relación gas líquido es mayor de 500 pie<sup>3</sup>/ bl y la presión de fondo es menor de 400 lb/pg<sup>2</sup>.

La eficiencia de flujo en la instalación subsuperficial no debe ser menor de un 50% para que el diseño sea rentable y confiable. Esta eficiencia puede ser mejorada venteando el gas liberado por el espacio anular. Normalmente un mayor volumen de gas será venteado a través del espacio anular de la T.R. que a través de una tubería adicional con el mismo fin.

Cuando se desea saber si la bomba de fondo podrá manejar todo el gas libre bajo ciertas condiciones de RGA y presión de fondo puede consultarse la **Fig. 4.1** que muestra el desplazamiento teórico de líquido para diferentes relaciones gas-aceite y presiones de fondo. Si el desplazamiento indicado está abajo del (30% - 50%) el gas deberá ser venteado en lugar de ser bombeado. Para conocer la presión de fondo debe consultarse la curva IPR.

#### 4.2.3 Selección de la bomba subsuperficial

En el **Apéndice B** se muestran las tablas con las especificaciones de las bombas subsuperficiales. Algunas de estas unidades subsuperficiales tienen tanto motores como bombas con uno o dos pistones de igual o diferente diámetro y las válvulas motrices de los motores se localizan en la parte superior en algunas bombas y en la parte media en otras

En la mayoría de los casos la bomba para un pozo puede ser seleccionada directamente de las tablas de especificaciones antes mencionadas. En dichas tablas la primera columna enlista el diámetro externo de la bomba, que también representa el diámetro interno de la tubería en que podrá ser colocada (si se trata de una instalación para bomba libre). La segunda columna indica los valores de la relación  $P/E$ . Estos valores están relacionados a la presión superficial requerida para una altura de elevación dada de fluido. Para limitar la presión superficial a un máximo aceptable de 5000 lb/pg<sup>2</sup> se utiliza la siguiente regla práctica:

$$P/E_{\text{máximo}} = \frac{10,000}{\text{Prof. de coloc. de la bomba}} \quad (4.1)$$

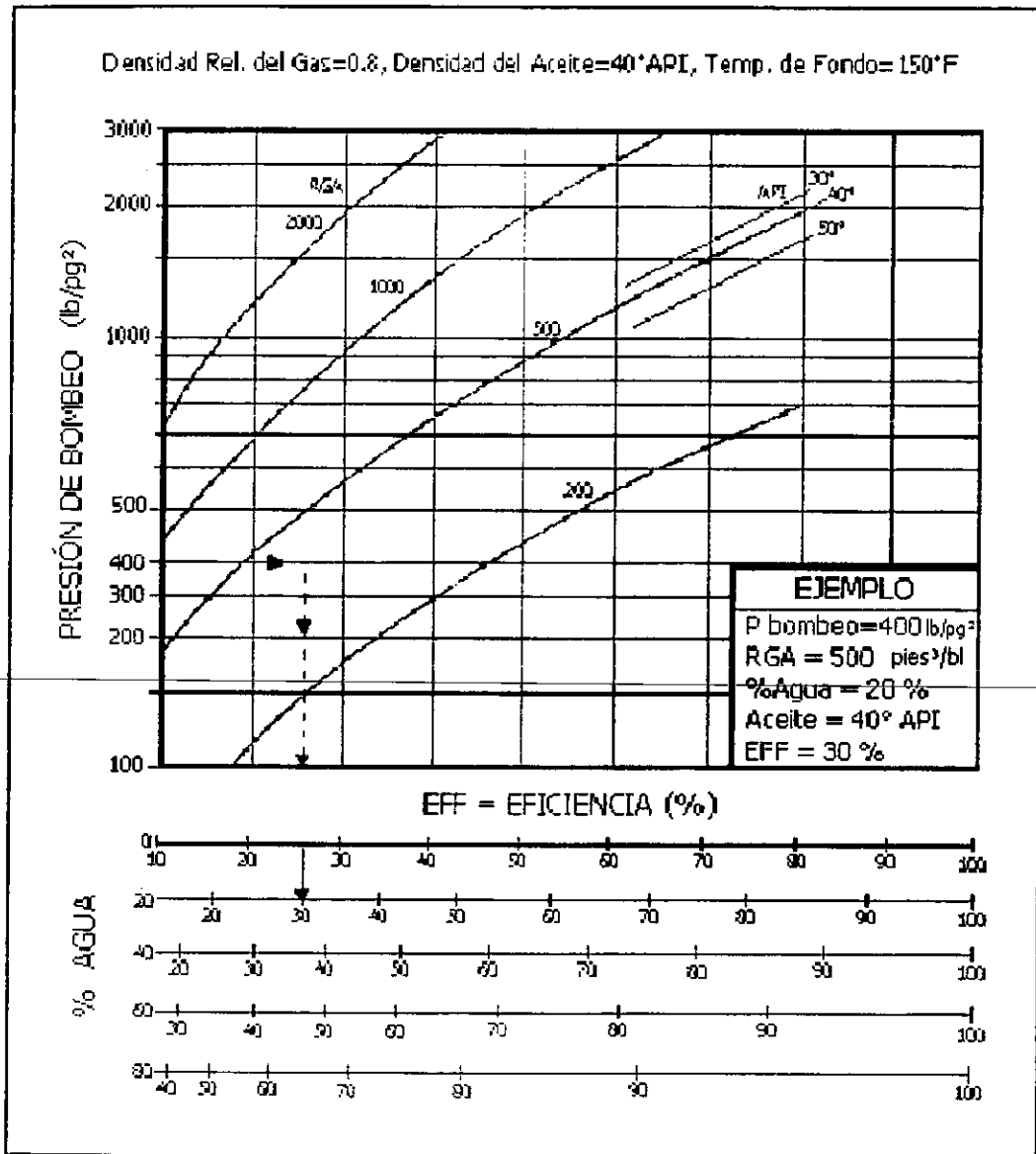


Fig. 4.1 Eficiencias volumétricas teóricas para bombas. <sup>1</sup>

La tercera columna de las tablas del **Apéndice B** indica el máximo desplazamiento de la bomba. Por experiencia de campo se recomienda diseñar las bombas para un 85% o un porcentaje menor de su máxima capacidad. Cuando dos o más diámetros de bombas pueden ser usados, la primer bomba con la máxima capacidad de bombeo (bajos valores de  $P E$ ) debe ser elegida. Esto se debe a que se requerirá menor presión de operación en la superficie.

El índice de flujo del fluido motriz requerido para extraer cierta producción deseada de fluidos depende de los valores de las columnas 4 y 5 de las tablas del **Apéndice B** de especificación de bombas.

#### 4.2.4 Gasto del fluido motriz

El índice del flujo del fluido motriz está en función de la eficiencia del pistón motriz y del pistón de producción así como de sus desplazamientos volumétricos según el número de emboladas por minuto (SPM). Estos desplazamientos volumétricos son mostrados en las tablas de especificaciones proporcionadas por los fabricantes.

Nomenclatura:

$q_1$  = Desplazamiento del motor por SPM, en [BPD/SPM].

$Q'_1$  = Gasto teórico del fluido motriz, en [BPD]; igual a ( $q_1 \times \text{SPM}$ ).

$Q_1$  = Gasto real del fluido motriz, en [BPD].

$q_4$  = Desplazamiento de la bomba por SPM, en [BPD/SPM].

$Q'_4$  = Gasto de producción teórico, en [BPD]; igual a ( $q_4 \times \text{SPM}$ ).

$Q_4$  = Gasto de producción real, en [BPD];  $Q_4 = (Q_5 + Q_6)$ .

$Q_5$  = Gasto de producción de aceite, en [BPD].

$Q_6$  = Gasto de producción de agua, en [BPD].

$Q'_1/Q_1$  = Eficiencia del motor.

$Q_4/Q'_4$  = Eficiencia de la bomba.

Los valores de  $q_1$  y  $q_4$  son obtenidos de las columnas 4 y 5 de las tablas de especificaciones. Una bomba de fondo tipo pistón nueva tiene un motor con una eficiencia aproximada del 95% y una bomba con una eficiencia por encima del 90%. Para obtener un buen diseño se recomienda usar un 90% de eficiencia en el motor y un 85% de eficiencia en



la bomba y seleccionar una unidad subsuperficial que opere por debajo del 85% de su velocidad de bombeo.

Si la bomba subsuperficial es colocada debajo del empacador todo el gas producido será manejado por ésta. En tal caso la eficiencia en la bomba deberá ser obtenida de la **Fig. 4.1**. La nomenclatura descritas anteriormente se puede ejemplificar numéricamente como a continuación se muestra:

$$Q_4 = Q'_4 (Q_4/Q'_4) = (q_4 \times SPM) (Q_4/Q'_4) \quad (4.2)$$

$$Q_1 = \frac{Q'_1}{(Q'_1/Q_1)} = \frac{q_1 \times SPM}{(Q'_1/Q_1)} \quad (4.3)$$

La eficiencia volumétrica total ( $N_v$ ), se obtiene multiplicando la eficiencia de la bomba por la eficiencia del motor, por lo que resulta:

$$N_v = (Q_4/Q'_4)(Q'_1/Q_1) = (Q_4/Q_1)(Q'_1/Q'_4)$$

$$N_v = (Q_4/Q_1)(q_1/q_4) \quad (4.4)$$

#### 4.2.5 Pérdidas de presión por fricción en la bomba

La presión requerida para operar una bomba hidráulica bajo condiciones teóricas de operación (sin carga), se muestra en la **Fig. 4.2**. Esta figura representa la caída de presión por fricción mecánica e hidráulica a través de la bomba. Dependiendo del tipo de fluido motriz que se esté empleando (agua o aceite), se usará la **Fig. 4.3 ó 4.4**, las cuales nos indican la viscosidad del fluido motriz a la temperatura de fondo en el pozo. La conversión de °API a gravedad específica puede ser obtenida de la **Tabla 4.1**.

Los valores obtenidos en la **Fig. 4.2** representan el desplazamiento total del pistón considerando un 100% de eficiencia de bombeo.

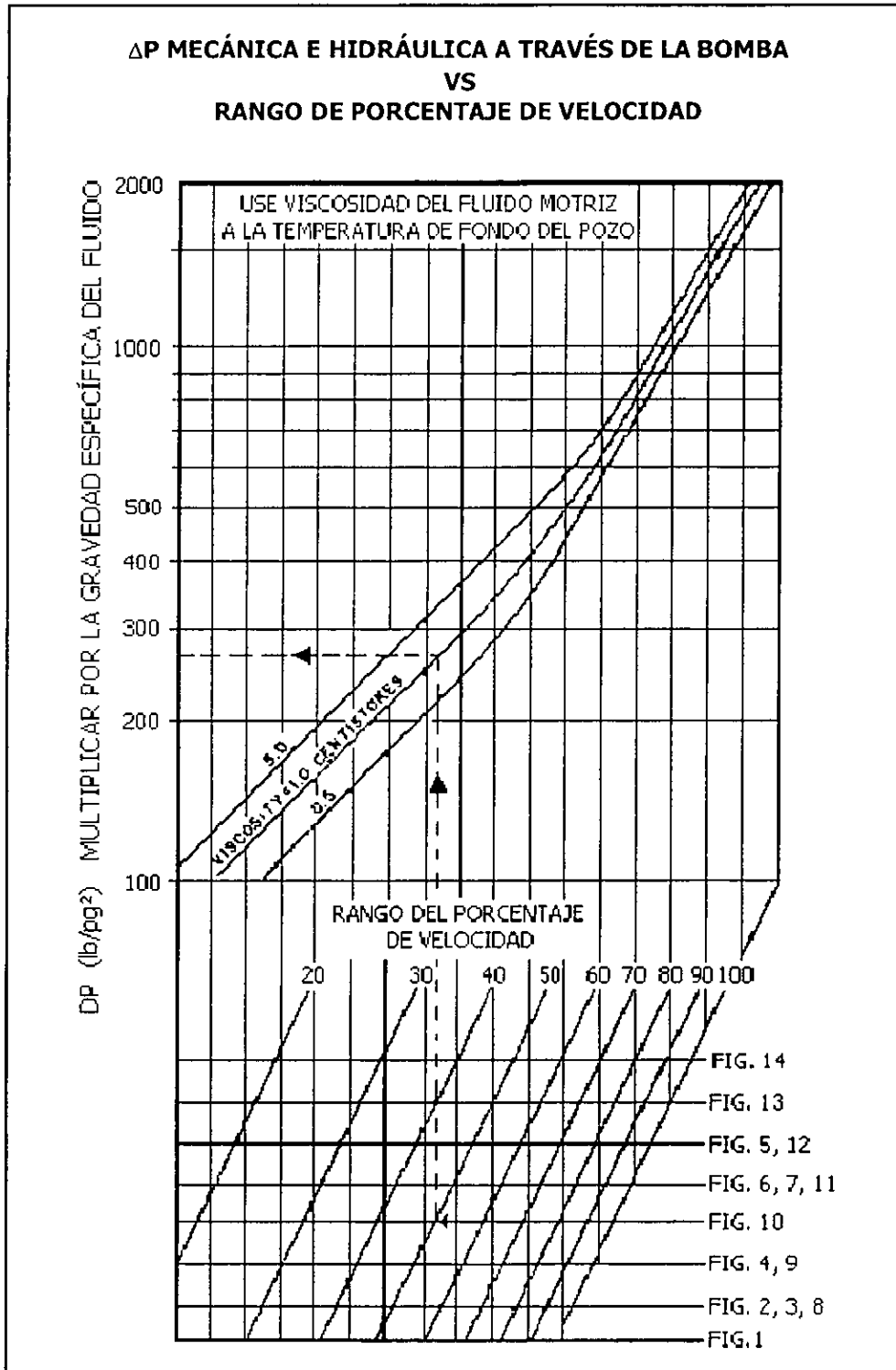


Fig. 4.2 Presión Requerida para operar una Bomba Hidráulica sin Carga <sup>1</sup>

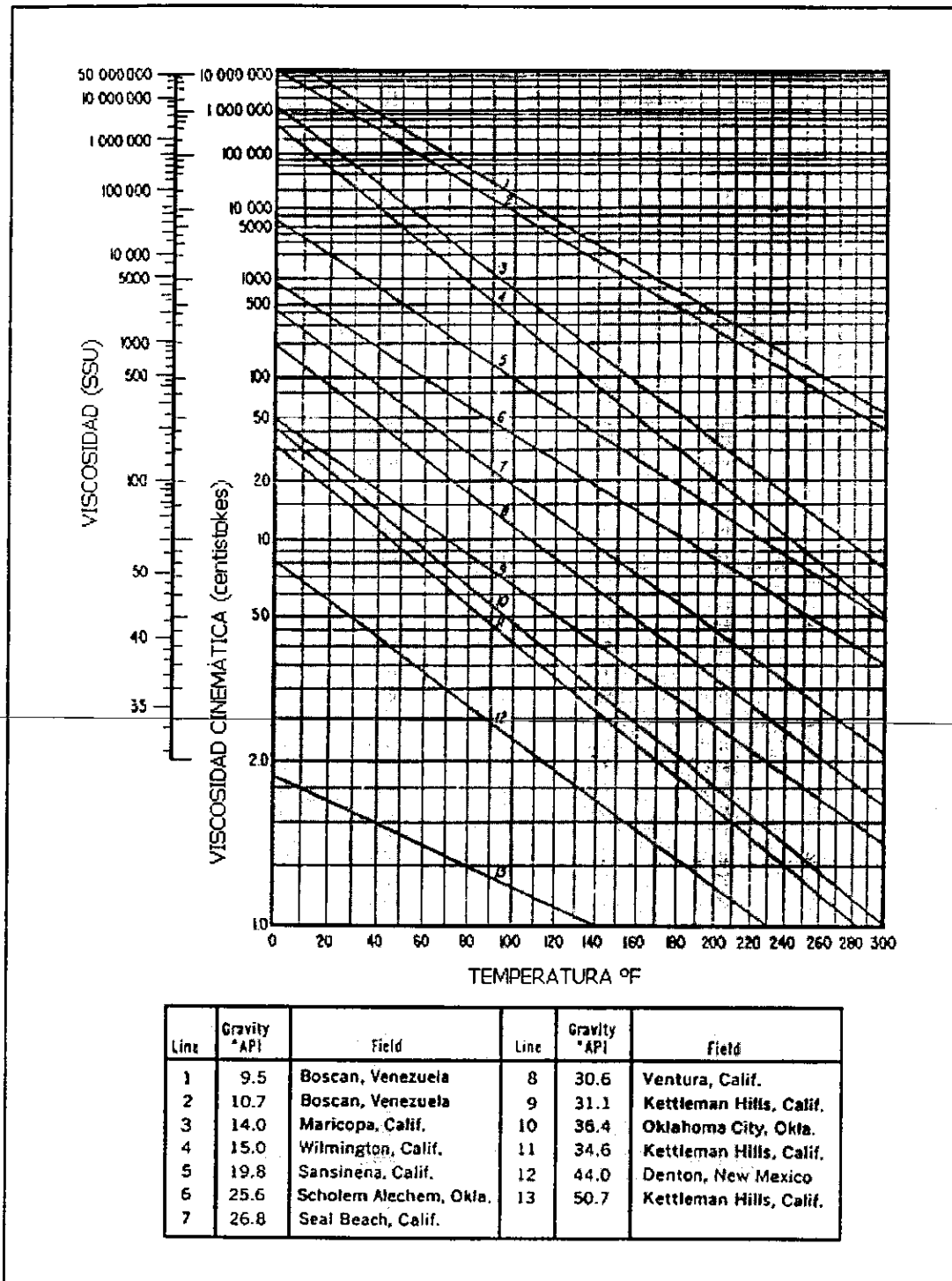


Fig. 4.3 Viscosidad del fluido motriz (aceite) a la temperatura de fondo del pozo de diferentes campos en los que se ha aplicado el sistema <sup>1</sup>

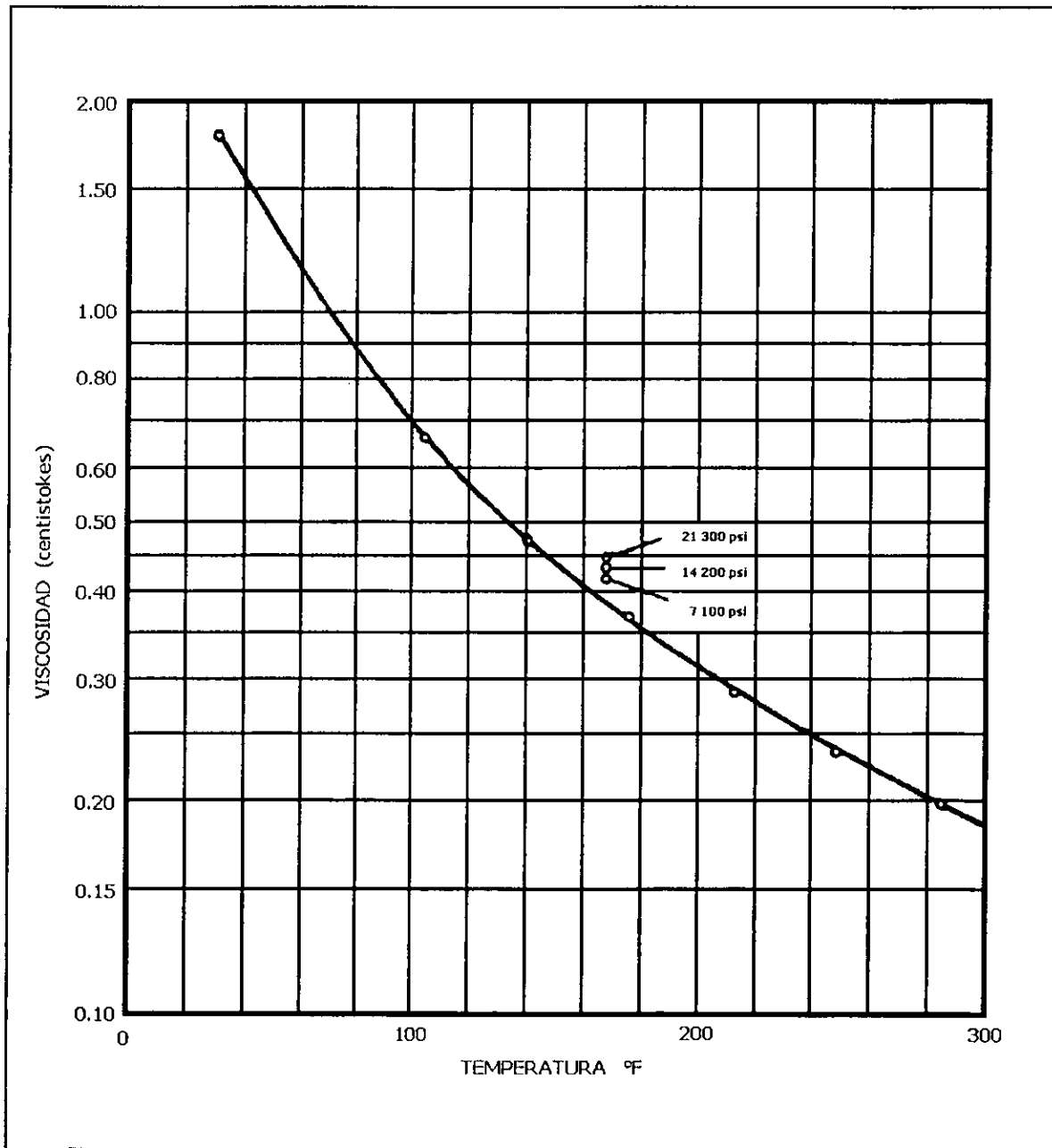


Fig. 4.4 Viscosidad del fluido motriz (agua) a la temperatura de fondo del pozo <sup>1</sup>

Aproximadamente el 25% de la pérdida de presión total por fricción es causada por la fricción del fluido en la bomba de la unidad subsuperficial. Este valor no está bien documentado para todas las bombas pero puede usarse para estimar la reducción de la presión en la unidad subsuperficial debido al bombeo real de los fluidos. Una ecuación para la  $\Delta P$  de la **Fig. 4.2** es:

$$\Delta P = F_{EE} + F_{PE} \quad (4.5)$$

donde:

$$F_{EE} = \text{Pérdida de presión por fricción en el motor de la unidad subsuperficial} = 0.75 \Delta P$$

$$F_{PE} = \text{Pérdida de presión por fricción en la bomba de la unidad subsuperficial} = 0.25 \Delta P$$

En el ejemplo mostrado en la **Fig. 4.2**, la  $\Delta P$  es 216 lb/pg<sup>2</sup>, por lo que:

$$F_{EE} = 0.75 \Delta P = 0.75 \times 216 = 162 \text{ lb/pg}^2$$

$$F_{PE} = 0.25 \Delta P = 0.25 \times 216 = 54 \text{ lb/pg}^2$$

La **Fig. 4.2** nos indica que con esa bomba tendremos una  $\Delta P$  igual a 270 lb/pg<sup>2</sup> que al ser multiplicada por la gravedad específica del fluido (0.8) resultará en 216 lb/pg<sup>2</sup>. Esto quiere decir que de las 216 lb/pg<sup>2</sup> que se pierden en la unidad subsuperficial, el 75% (162 lb/pg<sup>2</sup>) se pierden en el motor de la unidad y el otro 25% (54 lb/pg<sup>2</sup>) en la bomba.

Suponiendo que se tiene una bomba de 2 1/2", del Apéndice B, Fig. 10, ésta es una bomba de 2 1/2" x 1 3/4" - 1 3/4" (la medida más grande puede ser de 2 1/2") y está operando al 100% de su eficiencia de bombeo, la corrección es de 54 lb/pg<sup>2</sup>. Pero si además se refiere a 2 1/2" x 1 3/4" - 2 1/2", operando al 80% de eficiencia de bombeo, el gasto  $Q_4$  puede ser menor que el usado para construir la gráfica.

Debido a que la corrección de  $F_{PE}$  es una cantidad tan pequeña (menor a 50 lb/pg<sup>2</sup>), puede ser ignorada, ya que el error involucrado no es de consideración. Si la  $F_{PE}$  debe ser corregida, estará en proporción directa de los fluidos que pasan a través de la bomba.

$$F_{PE} = 0.25 \frac{\Delta P \times q_4 (\text{del pistón usado}) \times (Q_4 \times Q'_4)}{q_4 (\text{capacidad máxima del pistón})} \quad (4.6)$$

Si en el ejemplo de la **Fig. 4.2** es una bomba de 2 1/2" x 1 3/4" - 1 1/2" (Fig. B(10)) y la eficiencia de la bomba es del 80%, entonces:

$$F_{PE} = (0.25)(216) \left( \frac{7.44}{10.86} \right) (0.8) = 29.6 \text{ lb pg}^2$$

La pérdida de presión total real en la bomba es entonces:

$$F_p = F_{EE} + F_{PE}$$

donde:

$$F_{EE} = 0.75 \Delta P$$

$$F_{PE} = 0.25 \Delta P \times (q_4 / q_{4max.}) \times (Q_4 / Q'_4)$$

Para el ejemplo anterior:

$$F_p = (0.75)(216) + 29.6 = 191.6 \text{ lb/pg}^2$$

Cuando es ignorada la corrección de  $F_{PE}$  es porque  $F_{PE} < 50 \text{ lb/pg}^2$  y por lo tanto

$$F_p = \Delta P.$$

TABLA 4.1

GRADOS API	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
	1.0000	0.9993	0.9986	0.9979	0.9972	0.9965	0.9958	0.9951	0.9944	0.9937
10	0.4331	0.4328	0.4325	0.4322	0.4319	0.4316	0.4313	0.4310	0.4307	0.4304
	0.9930	0.9923	0.9916	0.9909	0.9902	0.9895	0.9888	0.9881	0.9874	0.9868
11	0.4301	0.4328	0.4225	0.4292	0.4289	0.4286	0.4282	0.4279	0.4276	0.4274
	0.9861	0.9854	0.9847	0.9840	0.9833	0.9826	0.9820	0.9813	0.9806	0.9799
12	0.4271	0.4268	0.4265	0.4262	0.4259	0.4256	0.4253	0.4250	0.4247	0.4244
	0.9792	0.9786	0.9779	0.9772	0.9765	0.9759	0.9752	0.9745	0.9738	0.9732
13	0.4241	0.4238	0.4235	0.4232	0.4229	0.4226	0.4224	0.4221	0.4218	0.4215
	0.9725	0.9718	0.9712	0.9705	0.9698	0.9692	0.9685	0.9679	0.9672	0.9665
14	0.4212	0.4209	0.4206	0.4203	0.4200	0.4198	0.4195	0.4192	0.4189	0.4186
	0.9659	0.9652	0.9646	0.9639	0.9632	0.9626	0.9619	0.9613	0.9606	0.9600
15	0.4183	0.4180	0.4178	0.4175	0.4172	0.4169	0.4166	0.4163	0.4160	0.4158
	0.9593	0.9587	0.9580	0.9574	0.9567	0.9561	0.9554	0.9548	0.9541	0.9535
16	0.4155	0.4152	0.4149	0.4146	0.4143	0.4141	0.4138	0.4135	0.4132	0.4130
	0.9529	0.9522	0.9516	0.9509	0.9503	0.9497	0.9490	0.9484	0.9478	0.9471
17	0.4127	0.4124	0.4121	0.4118	0.4116	0.4113	0.4110	0.4108	0.4105	0.4102
	0.9465	0.9459	0.9452	0.9446	0.9440	0.9433	0.9427	0.9421	0.9415	0.9408
18	0.4099	0.4097	0.4094	0.4091	0.4088	0.4085	0.4083	0.4080	0.4078	0.4075
	0.9402	0.9396	0.9390	0.9383	0.9377	0.9371	0.9365	0.9358	0.9352	0.9346
19	0.4072	0.4069	0.4067	0.4064	0.4061	0.4059	0.4056	0.4053	0.4050	0.4048
	0.9340	0.9334	0.9328	0.9321	0.9315	0.9309	0.9303	0.9297	0.9291	0.9285
20	0.4045	0.4043	0.4040	0.4037	0.4034	0.4032	0.4029	0.4027	0.4024	0.4021
	0.9279	0.9273	0.9267	0.9260	0.9254	0.9248	0.9242	0.9236	0.9230	0.9224
21	0.4019	0.4016	0.4014	0.4011	0.4008	0.4005	0.4003	0.4000	0.3998	0.3995
	0.9218	0.9212	0.9206	0.9200	0.9194	0.9188	0.9182	0.9176	0.9170	0.9165
22	0.3992	0.3990	0.3987	0.3985	0.3982	0.3979	0.3977	0.3974	0.3972	0.3969
	0.9159	0.9153	0.9147	0.9141	0.9135	0.9129	0.9123	0.9117	0.9111	0.9106
23	0.3967	0.3964	0.3962	0.3959	0.3956	0.3954	0.3951	0.3949	0.3946	0.3944
	0.9100	0.9094	0.9088	0.9082	0.9076	0.9071	0.9065	0.9059	0.9053	0.9047
24	0.3941	0.3939	0.3936	0.3933	0.3931	0.3929	0.3926	0.3923	0.3921	0.3918
	0.9042	0.9036	0.9030	0.9024	0.9018	0.9013	0.9007	0.9001	0.8996	0.8990
25	0.3916	0.3913	0.3911	0.3908	0.3906	0.3904	0.3901	0.3898	0.3896	0.3894
	0.8984	0.8978	0.8973	0.8967	0.8961	0.8956	0.8950	0.8944	0.8939	0.8933
26	0.3891	0.3888	0.3886	0.3884	0.3881	0.3879	0.3876	0.3874	0.3871	0.3869
	0.8927	0.8922	0.8916	0.8911	0.8905	0.8899	0.8894	0.8888	0.8883	0.8877
27	0.3866	0.3864	0.3862	0.3859	0.3857	0.3854	0.3852	0.3849	0.3847	0.3845
	0.8871	0.8866	0.8860	0.8855	0.8849	0.8844	0.8838	0.8833	0.8827	0.8822
28	0.3842	0.3840	0.3837	0.3835	0.3833	0.3830	0.3828	0.3826	0.3823	0.3821
	0.8816	0.8811	0.8805	0.8800	0.8794	0.8789	0.8783	0.8778	0.8772	0.8767
29	0.3818	0.3816	0.3813	0.3811	0.3809	0.3807	0.3804	0.3802	0.3799	0.3797
	0.8762	0.8756	0.8751	0.8745	0.8740	0.8735	0.8729	0.8724	0.8718	0.8713
30	0.3795	0.3792	0.3790	0.3787	0.3785	0.3783	0.3781	0.3778	0.3776	0.3774
	0.8708	0.8702	0.8697	0.8692	0.8686	0.8681	0.8676	0.8670	0.8665	0.8660
31	0.3771	0.3769	0.3767	0.3765	0.3762	0.3760	0.3758	0.3755	0.3753	0.3751
	0.8654	0.8649	0.8644	0.8639	0.8633	0.8628	0.8623	0.8618	0.8612	0.8607
32	0.3748	0.3746	0.3744	0.3742	0.3739	0.3737	0.3735	0.3732	0.3730	0.3728
	0.8602	0.8597	0.8591	0.8586	0.8581	0.8576	0.8571	0.8565	0.8560	0.8555
33	0.3726	0.3723	0.3721	0.3719	0.3716	0.3714	0.3712	0.3710	0.3707	0.3705
	0.8550	0.8545	0.8540	0.8534	0.8529	0.8524	0.8519	0.8514	0.8509	0.8504
34	0.3703	0.3701	0.3699	0.3696	0.3694	0.3692	0.3690	0.3687	0.3685	0.3683
	0.8498	0.8493	0.8488	0.8483	0.8478	0.8473	0.8468	0.8463	0.8458	0.8453
35	0.3680	0.3678	0.3676	0.3674	0.3672	0.3670	0.3667	0.3665	0.3663	0.3661

1er fila indica densidades relativas.

2da. fila indica gradientes de presión en lb/pg<sup>2</sup> :pie.

**TABLA 4.1 (continuación)**

GRADOS API	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
36	0.8448	0.8443	0.8438	0.8433	0.8428	0.8423	0.8418	0.8413	0.8408	0.8403
	0.3659	0.3657	0.3654	0.3652	0.3650	0.3648	0.3646	0.3644	0.3642	0.3639
37	0.8398	0.8393	0.8388	0.8383	0.8378	0.8373	0.8368	0.8363	0.8358	0.8353
	0.3637	0.3635	0.3633	0.3631	0.3629	0.3626	0.3624	0.3622	0.3620	0.3618
38	0.8348	0.8343	0.8338	0.8333	0.8328	0.8324	0.8319	0.8314	0.8309	0.8304
	0.3616	0.3613	0.3611	0.3609	0.3607	0.3605	0.3603	0.3601	0.3599	0.3596
39	0.8299	0.8294	0.8289	0.8285	0.8280	0.8275	0.8270	0.8265	0.8260	0.8256
	0.3594	0.3592	0.3590	0.3588	0.3586	0.3584	0.3582	0.3580	0.3577	0.3576
40	0.8251	0.8246	0.8241	0.8236	0.8232	0.8227	0.8222	0.8217	0.8212	0.8208
	0.3574	0.3571	0.3569	0.3567	0.3565	0.3563	0.3561	0.3559	0.3557	0.3555
41	0.8203	0.8198	0.8193	0.8189	0.8184	0.8179	0.8174	0.8170	0.8165	0.8160
	0.3553	0.3551	0.3548	0.3547	0.3544	0.3542	0.3540	0.3538	0.3536	0.3534
42	0.8156	0.8151	0.8146	0.8142	0.8137	0.8132	0.8128	0.8123	0.8118	0.8114
	0.3532	0.3530	0.3528	0.3526	0.3524	0.3522	0.3520	0.3518	0.3516	0.3514
43	0.8109	0.8104	0.8100	0.8095	0.8090	0.8086	0.8081	0.8076	0.8072	0.8067
	0.3512	0.3510	0.3508	0.3506	0.3504	0.3502	0.3500	0.3498	0.3496	0.3494
44	0.8063	0.8058	0.8054	0.8049	0.8044	0.8040	0.8035	0.8031	0.8026	0.8022
	0.3492	0.3490	0.3488	0.3486	0.3484	0.3482	0.3480	0.3478	0.3476	0.3474
45	0.8017	0.8012	0.8008	0.8003	0.7999	0.7994	0.7990	0.7985	0.7981	0.7976
	0.3472	0.3470	0.3468	0.3466	0.3464	0.3462	0.3460	0.3458	0.3457	0.3454
46	0.7972	0.7967	0.7963	0.7958	0.7954	0.7949	0.7945	0.7941	0.7936	0.7932
	0.3453	0.3451	0.3449	0.3447	0.3445	0.3443	0.3441	0.3439	0.3437	0.3435
47	0.7927	0.7923	0.7918	0.7914	0.7909	0.7905	0.7901	0.7896	0.7892	0.7887
	0.3433	0.3431	0.3429	0.3428	0.3425	0.3424	0.3422	0.3420	0.3918	0.3416
48	0.7883	0.7879	0.7874	0.7870	0.7865	0.7861	0.7857	0.7852	0.7848	0.7844
	0.3414	0.3412	0.3410	0.3408	0.3406	0.3405	0.3403	0.3401	0.3399	0.3397
49	0.7839	0.7835	0.7831	0.7826	0.7822	0.7818	0.7813	0.7809	0.7805	0.7800
	0.3395	0.3393	0.3392	0.3389	0.3388	0.3386	0.3384	0.3382	0.3380	0.3378
50	0.7796	0.7792	0.7788	0.7783	0.7779	0.7775	0.7770	0.7766	0.7762	0.7758
	0.3376	0.3375	0.3373	0.3371	0.3369	0.3367	0.3365	0.3363	0.3362	0.3360
51	0.7753	0.7749	0.7745	0.7741	0.7736	0.7732	0.7728	0.7724	0.7720	0.7715
	0.3358	0.3356	0.3354	0.3353	0.3350	0.3349	0.3347	0.3345	0.3344	0.3341
52	0.7711	0.7707	0.7703	0.7699	0.7694	0.7690	0.7686	0.7682	0.7678	0.7674
	0.3340	0.3338	0.3336	0.3334	0.3332	0.3331	0.3329	0.3327	0.3325	0.3324
53	0.7669	0.7665	0.7661	0.7657	0.7653	0.7649	0.7645	0.7640	0.7636	0.7632
	0.3321	0.3320	0.3318	0.3316	0.3315	0.3313	0.3311	0.3309	0.3307	0.3305
54	0.7628	0.7624	0.7620	0.7616	0.7612	0.7608	0.7603	0.7599	0.7595	0.7591
	0.3304	0.3302	0.3300	0.3298	0.3297	0.3295	0.3293	0.3291	0.3289	0.3288
55	0.7587	0.7583	0.7579	0.7575	0.7571	0.7567	0.7563	0.7559	0.7555	0.7551
	0.3286	0.3284	0.3282	0.3281	0.3279	0.3277	0.3276	0.3274	0.3272	0.3270
56	0.7547	0.7543	0.7539	0.7535	0.7531	0.7527	0.7523	0.7519	0.7515	0.7511
	0.3269	0.3267	0.3265	0.3263	0.3262	0.3260	0.3258	0.3256	0.3255	0.3253
57	0.7507	0.7503	0.7499	0.7495	0.7491	0.7487	0.7483	0.7479	0.7475	0.7471
	0.3251	0.3250	0.3248	0.3246	0.3244	0.3243	0.3241	0.3239	0.3237	0.3236
58	0.7467	0.7463	0.7459	0.7455	0.7451	0.7447	0.7443	0.7440	0.7436	0.7432
	0.3234	0.3232	0.3230	0.3229	0.3227	0.3225	0.3224	0.3222	0.3221	0.3219
59	0.7428	0.7424	0.7420	0.7416	0.7412	0.7408	0.7405	0.7401	0.7397	0.7393
	0.3217	0.3215	0.3214	0.3212	0.3210	0.3208	0.3207	0.3205	0.3204	0.3202
60	0.7389	0.7385	0.7381	0.7377	0.7374	0.7370	0.7366	0.7362	0.7358	0.7354
	0.3200	0.3198	0.3197	0.3195	0.3194	0.3192	0.3190	0.3188	0.3187	0.3185

1er fila indica densidades relativas.  
2da. fila indica gradientes de presión en lb/pg<sup>2</sup>/pie.



#### 4.2.6 Cálculo de las presiones involucradas en los sistemas abierto y cerrado

Las diferentes presiones, pérdidas de presión por fricción y densidades de los fluidos involucrados en el sistema cerrado y abierto para fluido motriz se muestran en las **Figs. 4.5 y 4.6**. La presión ejercida por el fluido motriz en el motor es conocida como  $P_1$ , en el momento en que el motor descarga se le conoce como una  $P_2$ . Cuando la bomba descarga se tiene una  $P_3$  y la presión con que se llena la bomba es  $P_4$ .

En la Fig. 2.11 (ver capítulo 2) se ilustran las áreas de las secciones transversales de una bomba Kobe Tipo A de doble-acción que muestra las diferentes presiones involucradas en dichas secciones (otras bombas tienen diferente configuración). De esta forma se puede determinar la fuerza en el desplazamiento o carrera del émbolo y asignar un signo (+) para las fuerzas que actúan hacia arriba; de acuerdo a esto se tiene:

$$\begin{aligned}
 & -P_1 A_R - P_2 (A_E - A_R) + P_1 (A_E - A_R) - P_3 (A_P - A_R) + P_4 (A_P - A_R) + P_1 A_R = 0 \\
 & (P_1 - P_2)(A_E - A_R) - (P_3 - P_4)(A_P - A_R) = 0 \\
 & (P_1 - P_2) - (P_3 - P_4) \left( \frac{A_P - A_R}{A_E - A_R} \right) = 0 \qquad (4.7)
 \end{aligned}$$

La fricción en la bomba ( $F_p$ ) no se muestra en la Fig. 2.11 (ver capítulo 2), debido a que no opera contra el área. La fricción está en función de la velocidad de la bomba, del paso del fluido a través de la bomba y de la fricción mecánica de la bomba. Dada su acción contraria al movimiento, debe tener un signo negativo y la ecuación se puede representar de la siguiente manera:

$$(P_1 - P_2) - (P_3 - P_4) \left( \frac{A_P - A_R}{A_E - A_R} \right) - F_p = 0 \qquad (4.8)$$

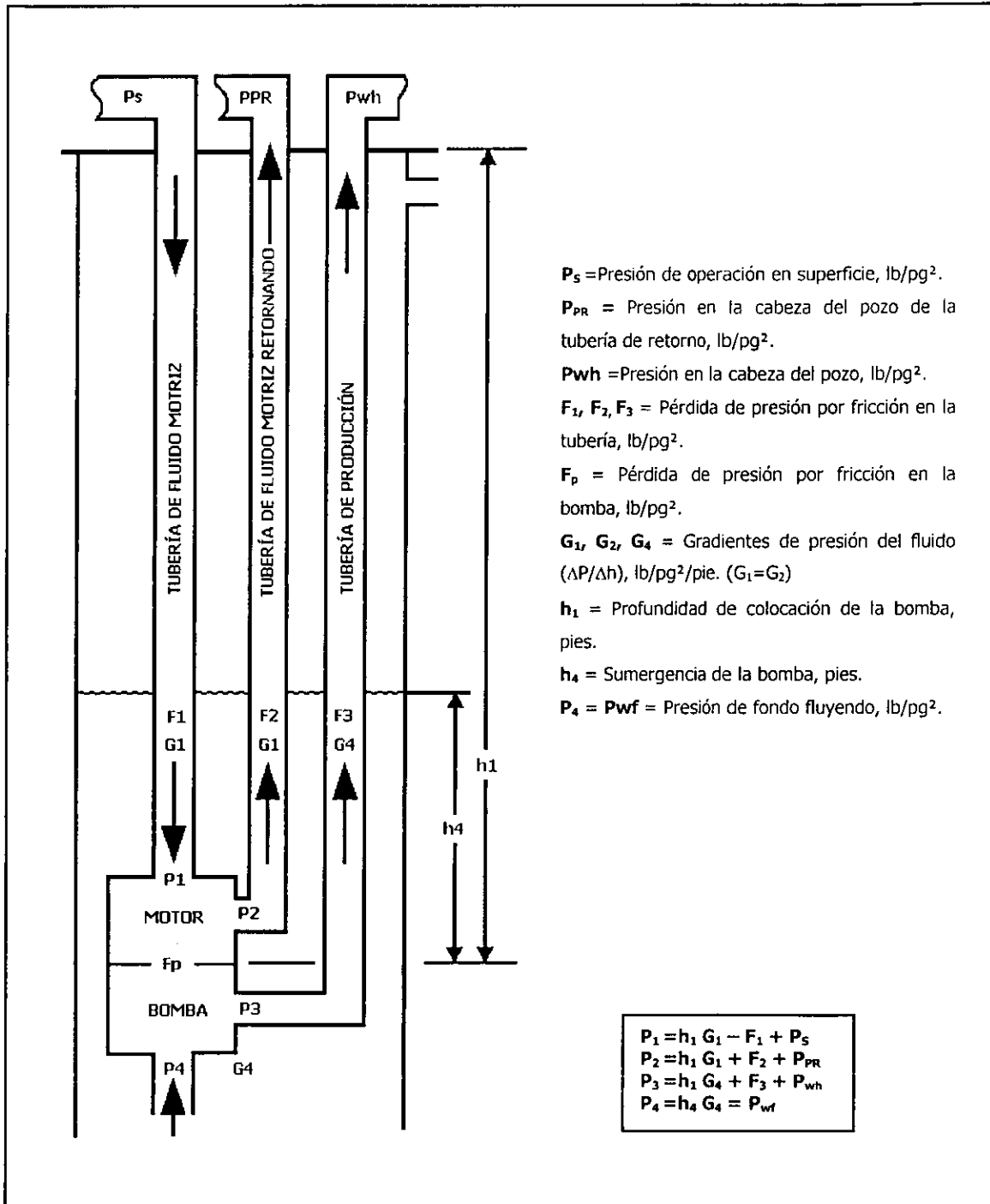


Fig. 4.5. Presiones, pérdidas de presión por fricción y densidades de los fluidos involucrados en un sistema cerrado para fluido motriz.

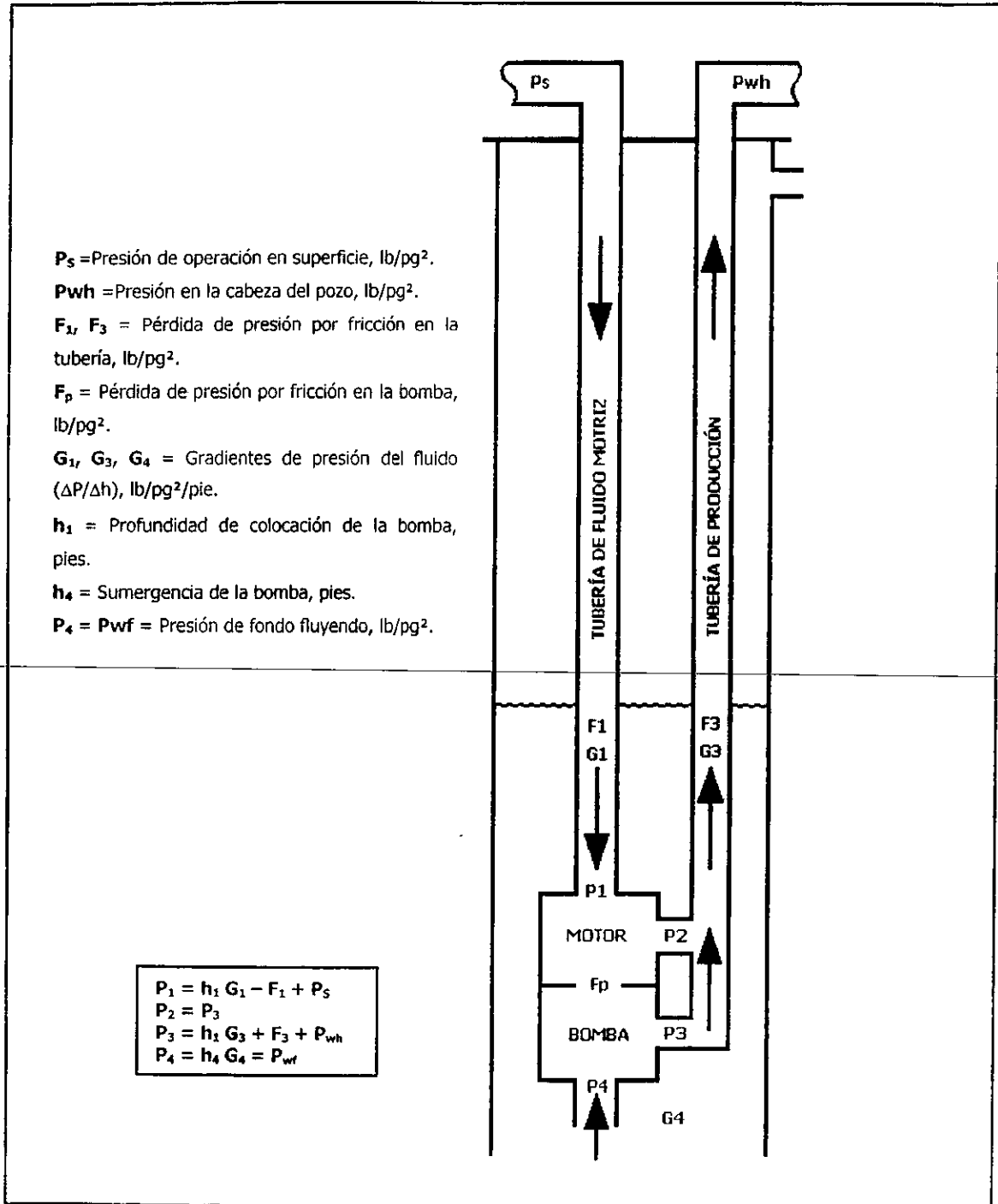


Fig. 4.6 Presiones, pérdidas de presión por fricción y densidades de los fluidos involucrados en un sistema abierto para fluido motriz.

La cantidad  $\left( \frac{A_p - A_R}{A_E - A_R} \right)$  es la relación del área neta de la bomba con respecto al área

neto del motor para este tipo de bomba, la relación corriente abajo y corriente arriba es la misma.

Dado que ésta es una bomba de doble acción, esta relación es también una relación de volúmenes (desplazamiento de la bomba con respecto al desplazamiento del motor) y es conocida como una relación bomba-motor o relación de potencia de  $(P/E)$ . Para una bomba de simple-acción se requiere alrededor de un 20% de volumen de fluido motriz adicional para realizar el desplazamiento hacia abajo (para llenar la bomba) ya que su relación de volumen es diferente a su  $P/E$ . Por esta razón, en las bombas de simple-acción se refiere a la  $P/E$  como una relación de presión. Las tablas de especificaciones listan valores numéricos de  $P/E$  para cada capacidad de bomba.

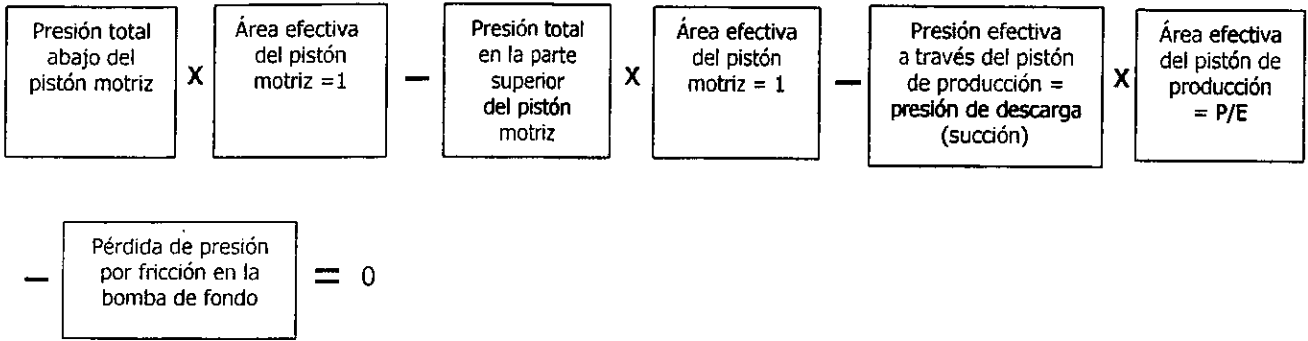
La ecuación algebraica que relaciona áreas de bomba en base a  $P/E$  es diferente para distintos tipos de bombas por lo que debe sustituirse  $P/E$  en la Ecuación 4.8. En un sistema cerrado la ecuación general para las bombas hidráulicas se presenta de la siguiente forma:

$$(P_1 - P_2) - (P_3 - P_4)(P/E) - F_p = 0 \quad (4.9)$$

Sustituyendo los valores correspondientes de  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  y  $P_4$  representados en la **Fig. 4.5** nos queda:

$$(h_1 G_1 - F_1 + P_S) - (h_1 G_1 + F_2 + P_{PR}) - (h_1 G_4 + F_3 + P_{wh} - h_4 G_4)(P/E) - F_p = 0 \quad (4.10)$$

En una carrera ascendente se puede decir que:



Resolviendo la ecuación anterior para  $P_s$  nos queda:

$$P_s = F_1 + F_2 + P_{PR} + F_p + [(h_1 - h_4)G_4 + F_3 + P_{wh}] (P/E) \quad (4.11)$$

Algunas bombas tienen un término adicional en la ecuación que es función de  $(P_2 - P_3)$ . Este término es casi siempre ignorado por tener un valor muy pequeño. De la **Fig. B (11)** el término es:

$$(P_2 - P_3) \left( \frac{A_{R2} - A_{R1}}{A_E - A_{R2}} \right) = (P_2 - P_3)(0.07)$$

El valor de  $(P_2 - P_3)$  es comúnmente menor a 500 lb/pg<sup>2</sup>, por lo tanto, al multiplicar por 0.07 se tiene un valor de 35 lb/pg<sup>2</sup> (para el sistema abierto,  $P_2 = P_3$ ) aunque este término sea eliminado.

Algunas bombas tienen diferente valor de  $P/E$  en los desplazamientos ascendente y descendente.

Cuando la diferencia es pequeña, un valor promedio es dado en las tablas de especificaciones; cuando este valor es significativo se da un valor mayor y la bomba tendrá una restricción en el fluido motriz en cualquiera de los desplazamientos con el fin de proporcionar la misma presión en ambas direcciones.

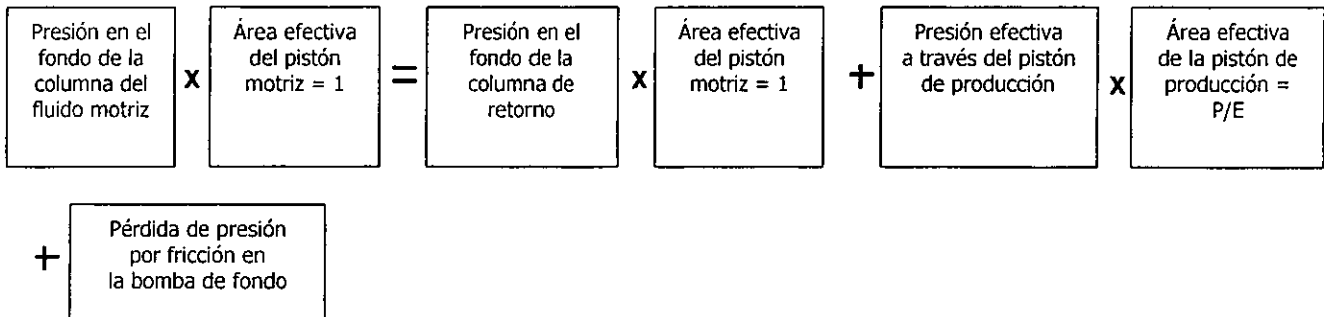
La ecuación general para un sistema abierto ( $P_2 = P_3$ ) como se muestra en la **Fig. 4.6** se presenta de la siguiente forma:

$$(P_1 - P_3) - (P_3 - P_4)(P/E) - F_p = 0 \quad (4.12)$$

Reordenando y despejando  $P_1$ , se tiene:

$$P_1 = P_3 + (P_3 - P_4)(P/E) + F_p \quad (4.13)$$

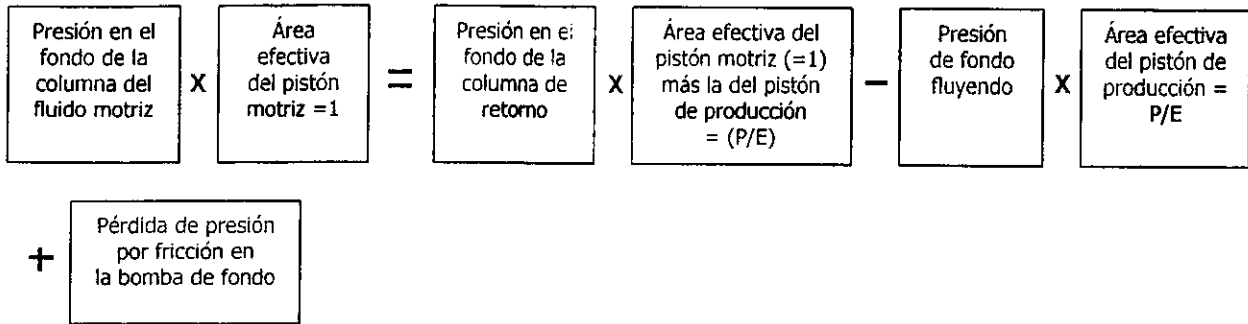
Por lo tanto, su significado es el siguiente:



Reordenando de nuevo la ecuación anterior se tiene:

$$P_1 = P_3 + (1 + (P/E)) - P_4(P/E) + F_p \quad (4.14)$$

Por lo que expresada en palabras quiere decir:



De esta forma la ecuación ilustra que  $P_3$  está actuando tanto en el pistón de producción como en el pistón motriz. Debido a esto, un incremento de presión en la línea superficial de flujo ( $P_{wh}$ ) causa un incremento  $(1 + P/E)$  en la presión superficial de operación,  $P_s$ .

Sustituyendo valores de  $P_1$ ,  $P_3$  y  $P_4$  de la Figura 4.6 resulta que:

$$h_1 G_1 - F_1 + P_s = (h_1 G_3 + F_3 + P_{wh}) (1 + (P/E)) - h_4 G_4 (P/E) + F_p \quad (4.15)$$

Reordenando los términos y despejando  $P_s$  nos queda:

$$P_s = (h_1 G_3 + F_3 + P_{wh}) (1 + (P/E)) - h_4 G_4 (P/E) + F_p + F_1 - h_1 G_1 \quad (4.16)$$

donde,  $h_4 G_4 = P_{wh}$  = Presión de fondo fluyendo

La Ecuación 4.16 puede ser descrita de la siguiente forma:

$$P_s = (h_1 G_3 + F_3 + P_{wh}) (1 + (P/E)) - P_{wh} (P/E) + F_p - (h_1 G_1 - F_1) \quad (4.17)$$

La ecuación 4.16 y 4.17 dan los mismos resultados, únicamente se ordenan de manera diferente.

#### 4.2.7 Cálculo de la potencia de la bomba

Una ecuación utilizada en el campo para calcular la potencia en bombas hidráulicas es:

$$Hp = \Delta P \times q \times 1.7 \times 10^{-5} \quad (4.18)$$

donde:

$\Delta P$  = Caída de presión, lb/pg<sup>2</sup>.

$q$  = Gasto de líquido, BPD.

Esta ecuación puede ser usada para calcular la potencia en la bomba superficial y subsuperficial.

Para determinar la presión de operación  $P_s$  y la potencia de la bomba, primero se encuentra SPM,  $F_p$ ,  $Q_1$ ,  $F_1$  y ( $F_2$  para el sistema cerrado),  $G_3$  y  $F_3$ .

El procedimiento detallado es el siguiente:

- (1) Después de determinar  $Q_4$ , la eficiencia y el desplazamiento de la bomba (de las especificaciones BPD/SPM), calcular SPM usando la ecuación 4.2.
- (2) Seguir el procedimiento de la sección 4.2.5 para determinar  $F_p$  (usar la viscosidad a la temperatura de fondo utilizando las Figs. 4.3 ó 4.4). La densidad relativa se encuentra en la Tabla 4.1.
- (3) Después de obtener SPM, la eficiencia y el desplazamiento del motor (BPD/SPM) calcular  $Q_1$  usando la ecuación 4.3.
- (4) Usando las figuras para las caídas de presión por fricción en tuberías del Apéndice C y  $Q_1$ , determinar las caídas de presión por fricción en las tuberías verticales ( $F_1$  y  $F_2$ ) para un sistema cerrado. Usar una temperatura promedio de la columna de fluidos para calcular la viscosidad. La Fig. 4.3, incluye una escala de conversión de segundos Saybolt universal (SSU) y centistokes.



(5) Calcular  $G_3$  usando la siguiente ecuación:

$$G_3 = \frac{(Q_1 G_1 + Q_5 G_5 + Q_6 G_6)}{(Q_1 + Q_4)} \quad (4.19)$$

donde:

$$Q_4 = Q_5 \text{ (producción de aceite) } + Q_6 \text{ (producción de agua)}$$

(6) Usando las figuras para las caídas de presión por fricción en tuberías del Apéndice C(1) hasta la 5C(27) y  $Q_4$  (para sistema cerrado) o  $Q_3$  (para sistema abierto) encontrar:  $F_3$ , donde la gravedad específica de  $Q_3$  se obtiene dividiendo  $G_3/0.433$ . La viscosidad se obtiene mediante:

$$v_3 = \frac{(Q_1 v_1 + Q_5 v_5 + Q_6 v_6)}{(Q_1 + Q_4)} \quad (4.20)$$

(7) Sustituyendo en la ecuación 4.9 ó 4.12 se obtiene el valor de  $P_s$ .

Los pasos 5 y 6 pueden ser eliminados si se usan correlaciones de flujo multifásico para determinar  $P_s$ . Este capítulo utiliza los pasos 5 y 6. Este procedimiento no considera producción de gas, pero es un procedimiento conservador que puede proporcionar un diseño confiable dentro de ciertas limitaciones.

(8) Calcular la potencia requerida en la bomba superficial y en la bomba subsuperficial, empleando la ecuación 4.18 que es:

$$Hp = \Delta P \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$$

### 4.3 EJERCICIOS RESUELTOS

#### Ejemplo 1

Determinar la presión de operación del fluido motriz y la potencia requerida por las bombas superficial y subsuperficial para un sistema de bombeo hidráulico tipo pistón dados los siguientes datos:

$$Q_5 = 200 \text{ BPD de } 40^\circ \text{ API (gasto de aceite producido)}$$

$$Q_6 = 100 \text{ BPD de } \gamma_w = 1.03 \text{ (gasto de agua producida)}$$

$$P_4 = 600 \text{ lb/pg}^2$$

$$h_1 = 10,000 \text{ pies}$$

$$P_{PF} = P_{wh} = 75 \text{ lb/pg}^2$$

$$T_{wh} = 180^\circ \text{ F}$$

Suponer:

La bomba 252016 del Apéndice B Fig.(7); sistema abierto paralelo con tubería de inyección del fluido motriz de 2 7/8" de diámetro externo y TP de producción de 2 3/8" de diámetro externo con gas venteado a la superficie por el espacio anular, por lo cual no se requiere la RGA.

$$\frac{Q_1}{Q_1} = 90\% \qquad \frac{Q_4}{Q_4} = 85\%$$

Encontrar  $P_5$  y  $H_p$

Solución:

De la bomba seleccionada, Fig. B(7) encontramos:

$$q_1 = 16.5 \text{ BPD / SPM}$$

$$q_4 = 10.6 \text{ BPD / SPM}$$

$$P/E = 0.64$$

$$Q_4 = Q_5 + Q_6 = 200 \text{ BPD} + 100 \text{ BPD} = 300 \text{ BPD}$$

$$(1) \quad SPM = \frac{Q_4}{(q_4) \left( \frac{Q_4}{Q_4} \right)} = \frac{300}{(10.6)(0.85)} = 33.3$$

(2) De la Fig. 4.3, entrando con la densidad del fluido de 40 °API (entre las líneas 11 y 12) y la  $T_{wh} = 180^\circ$  F obtenemos la viscosidad del fluido que es aproximadamente de 1.5 centistokes. De la Tabla 4.1 obtenemos la densidad relativa para 40° API;  $\gamma_r = 0.8251$

De la Fig. B(7) obtenemos la velocidad máxima de bombeo = 51 SPM, por lo que el porcentaje de la velocidad de bombeo será:

$$\% = \frac{33.3}{51} (100) = 65\%$$

Entramos a la gráfica de la Fig. 4.2, con el número de figura (7) del Apéndice B y con el porcentaje de velocidad de bombeo, subimos verticalmente hasta intersectar con la viscosidad y obtenemos las  $\Delta P = 410$  lb/pg<sup>2</sup>, que deberán multiplicarse por la densidad relativa del fluido.

$$\Delta P = (410)\gamma_r = (410)(0.8251) = 338 \text{ lb/pg}^2$$

Para saber si  $F_{PE}$  se desprecia, se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_{PE} = 0.25 \times \Delta P = \left( \frac{q_4 \text{ del pistón seleccionado}}{q_4 \text{ del desp. max. del pistón}} \right) \left( \frac{Q_4}{Q'_4} \right) = (0.25)(338) \left( \frac{10.6}{16.5} \right) (0.85) = 46.14 \text{ lb/pg}^2$$

Como  $F_{PE}$  es muy pequeño (46.14 lb/pg<sup>2</sup>) y los fabricantes de bombas recomiendan que cuando  $F_{PE} < 50$  lb/pg<sup>2</sup> se desprecie, resulta que:

$$F_{PE} = \Delta P = 338 \text{ lb/pg}^2$$

(3) Utilizando la ecuación 4.3:

$$Q1 = \frac{q_1 \times SPM}{(Q'1 Q1)} = \frac{(16.5)(33.3)}{0.9} = 610 \text{ BPD}$$

4) En el paso (2) la viscosidad del fluido motriz fue calculada a la temperatura de fondo (donde está localizada la bomba), pero para precisar más la determinación del factor de fricción en la T.P; es necesario calcular la temperatura promedio desde el fondo hasta la superficie. Suponemos que la temperatura del fluido de retorno en la superficie es de 100°F; por lo que la temperatura promedio será:

$$T_{prom} = \left( \frac{T_{wh} + T_{sup}}{2} \right) = \left( \frac{180 + 100}{2} \right) = 140^\circ \text{ F}$$

De la Fig. 4.3 entrando con  $T_{prom} = 140^\circ \text{ F}$  y la densidad del aceite de 40° API obtenemos la viscosidad promedio del aceite:

$$\nu_1 = 2.1 \text{ centistokes}$$

De la Fig. C(3) para un diámetro de TP = 2 7/8", entrando con 610 BPD y 2.1 centistokes, obtenemos las pérdidas de presión para la tubería de inyección del fluido motriz = 1.6 lb/pg<sup>2</sup> /1000 pies; la cual deberá multiplicarse por la densidad relativa del aceite.

Como el pozo tiene una longitud total de 10,000 pies, por lo tanto:

$$F_1 = (1.6/1000)(10000)(0.8251) = 13 \text{ lb/pg}^2$$

(5) De la Tabla 4.1 para una densidad de 40° API obtenemos el gradiente de presión del fluido motriz:  $G_1 = 0.3574 \text{ lb/pg}^2 / \text{pie}$ ; y como el sistema es abierto entonces,  $G_1 = G_5$ .

$G_6 = \text{Gradiente del agua en lb/pg}^2 / \text{pie} = 0.433 \text{ lb/pg}^2 / \text{pie}$

$$\gamma_w = 1.03$$

$$G_6 = (1.03)(0.433) = 0.446 \text{ lb/pg}^2 / \text{pie}$$

Ahora calculamos el gradiente del fluido de retorno  $G_3$  (producción + fluido motriz) utilizando la Ecuación 4.13:

$$G_3 = \frac{(Q_1 G_1 + Q_5 G_5 + Q_6 G_6)}{(Q_1 + Q_4)} = \frac{(610)(0.3574) + (200)(0.3574) + (100)(0.446)}{(610 + 300)} = 0.367 \text{ lb/pg}^2 / \text{pie}$$

(6) La densidad relativa del fluido de retorno (producción + fluido motriz) será:

$$Q_3 = \frac{G_3}{0.433} = \frac{0.367}{0.433} = 0.8475 = \gamma_3$$

Ahora de la Fig. 4.4 leemos la viscosidad del agua  $\nu_6$  para 140° F, donde:

$$\nu_6 = 0.46 \text{ centistokes.}$$

Con la Ecuación 4.14 calculamos la viscosidad del fluido de retorno  $\nu_3$ ; donde

$$\nu_1 = \nu_5 :$$

$$\nu_3 = \frac{(Q_1\nu_1 + Q_5\nu_5 + Q_6\nu_6)}{(Q_1 + Q_4)} = \frac{(610)(2.1) + (200)(2.1) + (100)(0.46)}{(610 + 300)} = 1.92 \text{ centistokes}$$

De la Fig. C(2) para un diámetro de T.P. = 2 3/8", entrando con 910 BPD y 1.92 centistokes, obtenemos las pérdidas de presión en la tubería de retorno = 11 lb/pg<sup>2</sup> /1000 pies; la cual deberá multiplicarse por la densidad relativa del aceite.

Como el pozo tiene una longitud total de 10000-pies, por lo tanto:

$$F_3 = (9/1000)(10000)(0.8475) = 76 \text{ lb/pg}^2$$

(7) De los pasos (4) y (5),  $F_1 = 13$  y  $G_1 = 0.3574$ , entonces:

$$P_1 = h_1G_1 - F_1 + P_s = (10000 \times 0.3574) - 13 + P_s = 3561 + P_s$$

De los pasos (5) y (6),  $F_3 = 76$  y  $G_3 = 0.367$ , entonces:

$$P_3 = h_1G_3 + F_3 + P_{FL} = (10000 \times 0.367) + 76 + 75 = 3821 \text{ lb/pg}^2$$

Del paso (2)  $F_p = 338 \text{ lb/pg}^2$ , de los datos  $P_4 = 600 \text{ lb/pg}^2$  y de la tabla B(7) P/E = 0.64, además sabemos que para el sistema abierto;

$$P_1 = h_1G_1 - F_1 + P_s = 3561 + P_s \quad \text{y} \quad P_2 = P_3$$

Entonces, sustituyendo en la Ecuación 4.12 queda:

$$P_1 - P_3 - (P_3 - P_4)(P/E) - F_p = 0$$

$$3561 + P_s - 3821 - (3821 - 600)(0.64) - 338 = 0$$

Despejando  $P_s$ :

$$P_s = 598 + 3221(0.64) = 2659 \text{ lb/pg}^2, \text{ que es la presión de operación requerida en superficie.}$$

(8) La potencia de la bomba superficial se calcula con la Ecuación 4.12.

$$Hp = \Delta P \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$$

$$Hp = (2659)(610)(1.7 \times 10^{-5}) = 27.6 \text{ Hp}$$

La potencia de la bomba subsuperficial es:

$$Hp = (3821 - 600)(300)(1.7 \times 10^{-5}) = 16.4 \text{ Hp}$$

Con esto se concluye que para un gasto de producción real de 300 BPD (200 de aceite y 100 de agua) la presión de operación en la superficie es de 2659 lb/pg<sup>2</sup> y la potencia requerida por la bomba superficial (triplex) será de 27.6 Hp. Mientras que la potencia de la bomba subsuperficial será de 16.4 Hp.

### Ejemplo 2

Para un sistema hidráulico tipo pistón, determinar la presión de inyección en la superficie para el fluido motriz y la potencia requerida por las bombas superficial y subsuperficial dados los siguientes datos:

$$Q_s = 200 \text{ BPD de } 40^\circ \text{ API}$$

$$Q_b = 100 \text{ BPD de } \gamma_w = 1.03$$

$$P_s = 600 \text{ lb/pg}^2$$

$$h_1 = 10000 \text{ pies}$$

$$P_{PF} = P_{wi} = 75 \text{ lb/pg}^2$$

$$T_{wh} = 180^\circ \text{ F}$$

Además como datos adicionales tenemos:

$$RGA = 200 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

$$P_{PR} = 30 \text{ lb/pg}^2$$

Suponemos:

Un sistema cerrado, en el cual todo el gas pasará a través de la bomba, con tubería de inyección del fluido motriz de 2 7/8" de diámetro externo, tubería de retorno de 1 1/4" y como tubería de producción se utilizará el espacio anular de 7".

$$\frac{Q_1}{Q_2} = 90\%$$

Seleccionamos de la del Apéndice B Fig.(8); la bomba de 2 1/2" x 1 7/16" – 1 1/4"

Encontrar  $P_s$  y  $H_p$ .

Solución:

De la Fig. B(8) encontramos:

$$q_1 = 7.13 \text{ BPD / SPM}$$

$$q_2 = 4.92 \text{ BPD / SPM}$$

$$P E = 0.700$$

Dado a que todo el gas pasará por la bomba utilizaremos la Fig. 4.1 para saber el desplazamiento requerido por la bomba (eficiencia). Por lo tanto si  $P_{wf} = P_4 = 600 \text{ lb/pg}^2$  y  $RGA = 200 \text{ pies}^3/\text{bl}$  con un porcentaje de agua de  $\left(\frac{100}{300}\right)(100) = 33.33\%$  resulta una eficiencia teórica de la bomba del 80%.

$$\frac{Q_4}{Q'_4} = 80\%$$

Si suponemos además una eficiencia de la bomba del 85% debida al resbalamiento, la eficiencia total de la bomba será:

$$\frac{Q_4}{Q'_4} = (0.80)(0.85) = 0.68$$

$$Q_4 = Q_5 + Q_6 = 200 \text{ BPD} + 100 \text{ BPD} = 300 \text{ BPD}$$

$$(1) \text{ SPM} = \frac{Q_4}{(q_4) \left( \frac{Q_4}{Q'_4} \right)} = \frac{300}{(4.92)(0.68)} = 89.7$$

(2) De la Fig. 4.3, entrando con la densidad del fluido de 40° API (entre las líneas 11 y 12) y la  $T_{wf} = 180^\circ \text{ F}$  obtenemos la viscosidad del fluido que es aproximadamente de 1.5 centistokes. De la Tabla 4.1 obtenemos la densidad relativa para 40° API;  $\gamma_r = 0.8251$

De la Fig. B(8) obtenemos la velocidad máxima de bombeo = 100 SPM, por lo que el porcentaje de la velocidad de bombeo será  $= \frac{89.7}{100}(100) = 89.7\%$

Entramos a la gráfica de la Fig. 4.2, con el número de Figura (8) del Apéndice B y con el porcentaje de velocidad de bombeo, subimos verticalmente hasta intersectar con la viscosidad y obtenemos las  $\Delta P = 460 \text{ lb/pg}^2$ , que deberán multiplicarse por la densidad relativa del fluido.  $\Delta P = (460)\gamma_r = (460)(0.8251) = 380 \text{ lb/pg}^2$ .



Para saber si  $F_{PE}$  es despreciable, se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_{PE} = 0.25 \times \Delta P = \left( \frac{q_4 \text{ del pistón seleccionado}}{q_4 \text{ del desp. max. del pistón}} \right) \left( \frac{Q_4}{Q'_4} \right) = (0.25)(380) \left( \frac{4.92}{7.03} \right) (0.68) = 45.21 \text{ lb/pg}^2$$

Como  $F_{PE}$  es muy pequeño (45.21 lb/pg<sup>2</sup>) y los fabricantes de bombas recomiendan que cuando  $F_{PE} < 50 \text{ lb/pg}^2$  se desprecie, por lo tanto:

$$F_{PE} = \Delta P = 380 \text{ lb/pg}^2$$

(3) Utilizando la Ecuación 4.3:

$$Q_1 = \frac{q_1 \times SPM}{(Q_1' Q_1)} = \frac{(7.13)(89.7)}{0.9} = 711 \text{ BPD}$$

(4) En el paso (2) la viscosidad del fluido motriz fue calculada a la temperatura de fondo (donde está localizada la bomba), pero para precisar más la determinación del factor de fricción en la T.P., es necesario calcular la temperatura promedio desde el fondo hasta la superficie. Suponemos que la temperatura del fluido de retorno en la superficie es de 100°F; por lo que la temperatura promedio será:

$$T_{prom} = \left( \frac{T_{wh} + T_{sup}}{2} \right) = \left( \frac{180 + 100}{2} \right) = 140^\circ \text{ F}$$

De la Fig. 4.3 entrando con  $T_{prom} = 140^\circ \text{ F}$  y la densidad del aceite de 40° API obtenemos la viscosidad promedio del aceite  $\nu_1 = 2.1$  centistokes.

De la Fig. C(3) para un diámetro de  $TP_{inectora} = 2 \frac{7}{8}''$ , entrando con 711 BPD y 2.1 centistokes, obtenemos las pérdidas de presión para la tubería de inyección del fluido motriz = 2.2 lb/pg<sup>2</sup> /1000 pies; la cual deberá multiplicarse por la densidad relativa del aceite.

Como el pozo tiene una longitud total de 10000 pies, por lo tanto:

$$F_1 = (2.2 \text{ 1000})(10000)(0.8251) = 18 \text{ lb/pg}^2$$

De la Fig. C(1) para un diámetro de  $TP_{\text{retorno}} = 1 \frac{1}{4}''$ , entrando con 711 BPD y 2.1 centistokes, obtenemos las pérdidas de presión para la tubería de retorno del fluido motriz = 32 lb/pg<sup>2</sup> /1000 pies; la cual deberá multiplicarse por la densidad relativa del aceite.

Como el pozo tiene una longitud total de 10000 pies, por lo tanto:

$$F_2 = (32 \cdot 1000)(10000)(0.8251) = 264 \text{ lb/pg}^2$$

(5) De la Tabla 4.1 para una densidad de 40° API obtenemos el gradiente de presión del fluido motriz:  $G_1 = 0.3574 \text{ lb/pg}^2 / \text{pie}$ ; y como el sistema es cerrado entonces,  $G_1 = G_5$ .

$G_6 =$  Gradiente del agua en  $\text{lb/pg}^2 / \text{pie} = 0.433 \text{ lb/pg}^2 / \text{pie}$

$$\gamma_w = 1.03$$

$$G_6 = (1.03)(0.433) = 0.446 \text{ lb/pg}^2 / \text{pie}$$

Ahora calculamos el gradiente del fluido producido  $G_4$  utilizando la Ecuación 4.13:

$$G_4 = \frac{(Q_5 G_5 + Q_6 G_6)}{(Q_4)} = \frac{(200)(0.3574) + (100)(0.446)}{(300)} = 0.387 \text{ lb/pg}^2 / \text{pie}$$

(6) La densidad relativa del fluido producido será:

$$Q_4 = \frac{G_4}{0.433} = \frac{0.387}{0.433} = 0.8937 = \gamma_4$$

Ahora de la Fig. 4.4 leemos la viscosidad del agua  $\nu_6$  para 140° F, donde:  $\nu_6 = 0.46$  centistokes.

Con la Ecuación 4.20 calculamos la viscosidad del fluido producido  $\nu_4$  (producción); donde  $\nu_1 = \nu_5$ :

$$\nu_4 = \frac{(Q_5 \nu_5 + Q_6 \nu_6)}{(Q_4)} = \frac{(200)(2.1) + (100)(0.46)}{(300)} = 1.55 \text{ centistokes}$$

Como podemos ver, en las figuras del Apéndice C no existe ninguna en donde se tengan 2 tuberías y se produzca por T.R, pero podemos observar que en la Fig. C(5) hay una tubería de producción de 7" con una de 3 1/2", en donde se muestra que para un gasto de 300 BPD y una viscosidad de 1.5 centistokes las pérdidas de presión por fricción son despreciables cuando se produce por el espacio anular en este tipo de arreglo, por lo que:

$$F_3 = 0 \text{ lb/pg}^2$$

(7) De los pasos (4) y (5),  $F_1 = 18$  y  $G_1 = 0.3574$ , entonces:

$$P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s = (10000 \times 0.3574) - 18 + P_s = 3556 + P_s$$

De los pasos (4) y (5),  $F_2 = 264$  y  $G_1 = 0.3574$

$$P_2 = h_1 G_1 + F_2 + P_{PR} = (10000 \times 0.3574) + 264 + 30 = 3868 \text{ lb/pg}^2$$

De los pasos (5) y (6),  $F_3 = 0$  y  $G_4 = 0.387$ , entonces:

$$P_3 = h_1 G_4 + F_3 + P_{wh} = (10000 \times 0.387) + 0 + 75 = 3945 \text{ lb/pg}^2$$

Del paso (2)  $F_p = 380 \text{ lb/pg}^2$ , De los datos  $P_4 = 600 \text{ lb/pg}^2$  y De la figura B(7)  $P / E = 0.700$  y sabemos que para el sistema cerrado;

$$P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s = 3556 + P_s$$

Entonces, sustituyendo en la Ecuación 4.12 queda:

$$P_1 - P_2 - (P_3 - P_4)(P/E) - F_p = 0$$

$$3556 + P_s - 3868 - (3945 - 600)(0.700) - 380 = 0$$

Despejando  $P_s$  :

$P_s = 692 + 3345(0.700) = 3034 \text{ lb/pg}^2$ . que es la presión de operación requerida en superficie.

(8) La potencia de la bomba superficial se obtiene con la Ecuación 4.12.

$$Hp = \Delta P \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$$

$$Hp = (3034)(711)(1.7 \times 10^{-5}) = 36.7 \text{ Hp}$$

La potencia en la bomba subsuperficial:

$$Hp = (3945 - 600)(300)(1.7 \times 10^{-5}) = 17.0 \text{ Hp}$$

Con esto se concluye que para un gasto de producción real de 300 BPD (200 de aceite y 100 de agua) y una RGA de 200 pies<sup>3</sup>/bl, la presión de inyección en la superficie es de 3034 lb/pg<sup>2</sup> y la potencia requerida por la bomba superficial (triplex) será de 36.7 Hp. Mientras que la potencia de la bomba subsuperficial será de 17.0 Hp.

## **4.4 Diseño de un sistema completo**

### **4.4.1 Introducción**

En esta sección se cubren todos y cada uno de los pasos que deben considerarse en el diseño de un sistema completo de bombeo hidráulico. Se deberá tomar en cuenta el tipo de fluido motriz que se deberá utilizar (agua o aceite). También decidir la forma en que el fluido motriz va a ser inyectado, ya sea individualmente a cada uno de los pozos o desde una batería central a varios pozos al mismo tiempo.

### **4.4.2 Procedimiento para el diseño del equipo en un pozo**

Este procedimiento sirve como guía para diseñar una instalación de bombeo hidráulico, seleccionar la bomba superficial adecuada y determinar la presión con la que deberá operar el fluido motriz en la superficie, así mismo la forma en que deberá inyectarse el fluido motriz pudiendo ser con baterías individuales en cada pozo o desde una batería central para el manejo de varias unidades de bombeo a la vez.

#### **Procedimiento:**

- (1) Determinar la presión de fondo fluyendo requerida para el gasto deseado.
- (2) Decidir el tipo de instalación (abierto o cerrado) y si se ventea el gas o pasa por la bomba.
- (3) Determinar el desplazamiento de la bomba para producir el gasto deseado. Se puede considerar una eficiencia de la bomba del orden del 80%.
- (4) Seleccionar una bomba (tentativa) para manejar el desplazamiento requerido. Generalmente más de una bomba puede manejar el gasto deseado. Normalmente se intenta seleccionar una bomba tal que el desplazamiento deseado no sea mayor al 85% de la máxima capacidad de la bomba.
- (5) Verificar la velocidad de bombeo requerida.
- (6) Determinar los requerimientos del fluido motriz considerando una eficiencia volumétrica del motor del 80%.

- (7) Determinar el volumen total del fluido de retorno y la presión ejercida por la columna del fluido de retorno.
- (8) Determinar las pérdidas de presión por fricción del fluido motriz en el desplazamiento descendente.
- (9) Determinar las pérdidas de presión por fricción de la columna de fluidos que retorna a la superficie.
- (10) Encontrar la presión de levantamiento del fluido de retorno (carga + fricción +  $P_{wh}$ ).
- (11) Determinar la presión efectiva de la columna del fluido motriz (carga estática - fricción).
- (12) Determinar las pérdidas de presión por fricción en la bomba.
- (13) Determinar la presión de operación superficial del fluido motriz.
- (14) Seleccionar una bomba triplex adecuada.

### Ejemplo 3

Diseñar la instalación adecuada para un sistema artificial de producción de bombeo hidráulico tipo pistón, dados los siguientes datos:

Longitud total =  $h_t = 7000$  pies

$\phi TP_{\text{inyección}} = 2 \frac{3}{8}''$

Densidad del aceite = 30° API

$\phi TR = 5 \frac{1}{2}''$

$\gamma_w = 1.07$

$RGA = 350$  pies<sup>3</sup>/bl

$P_R = 1530$  lb/pg<sup>2</sup>

$P_{wh} = 100$  lb/pg<sup>2</sup>

$q_L = 430$  BPD (25% de producción de agua)

$IP = 1.0$  (se supone de comportamiento lineal)

$T_{wh} = 100^\circ$  F

Solución:

- (1) Determinar la presión de fondo fluyendo requerida para producir 430 BPD en superficie.

$$\Delta P = \frac{q_L}{IP} = \frac{430}{1.0} = 430 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{wf} = \bar{P}_R - \Delta P = 1530 - 430 = 1100 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) Decidir el tipo de instalación que se usará, si el gas se venteará o lo manejará la bomba.

Por lo general si las condiciones del pozo lo permiten, se debe usar la instalación más común y económica, por lo que para este diseño usaremos el free casing en sistema abierto. La Fig. 4.1 nos indica que para una  $P_{wf} = 1100 \text{ lb/pg}^2$ ,  $RGA = 350 \text{ pies}^3/\text{bl}$  y una producción de agua del 25%, hay un factor de desplazamiento teórico de líquido en la bomba de casi el 80%, por lo que no es necesario ventear el gas por el espacio anular, esto nos hace suponer que la bomba no tendrá mayores problemas en bombear todo el gas. Otra razón por la cual no ventearíamos el gas, es porque los fabricantes de bombas recomiendan que cuando la  $RGA < 500 \text{ pies}^3/\text{bl}$  no es necesario ventear el gas.

- (3) Determinar el desplazamiento total de la bomba para producir un gasto de 430 BPD. Considerar la eficiencia de la bomba del 80%.

$$\text{Desplazamiento de la bomba} = \frac{q_L}{(\text{eficiencia de la bomba}) \times (\text{factor de desplazamiento teórico de líquido})}$$

$$\text{Desplazamiento de la bomba} = \frac{430}{(0.80) \times (0.80)} = 672 \text{ BPD}$$

(4) Seleccionar una bomba tentativa del Apéndice B que pueda manejar el gasto.

Para este inciso seleccionamos de la del Apéndice B Fig.(3); la bomba VRF 201616, de donde obtenemos los siguientes datos:

$$P E = 1.32$$

$$q_1 = \text{Desplazamiento del motor} = 4.24 \text{ BPD/SPM}$$

$$q_4 = \text{Desplazamiento de la bomba} = 4.49 \text{ BPD/SPM}$$

Máxima velocidad de bombeo = 150 SPM

$$\text{Desplazamiento de la bomba} = (150)(4.49) = 673.5 \text{ BPD}$$

(5) Verificar la velocidad de bombeo requerida

$$\text{Velocidad de bombeo} = \frac{672}{4.49} = 149.66 \cong 150 \text{ SPM}$$

(6) Requerimientos para el fluido motriz, considerar eficiencia volumétrica del motor del 80%

$$6a) \text{ Volumen de fluido motriz} = \frac{(\text{desp. del motor})(SPM)}{\text{eficiencia del motor}} = \frac{(4.24)(150)}{0.80} = 795 \text{ BPD. que}$$

es el volumen de fluido motriz que necesitamos para producir 430 BPD.

6b) Encontrar la presión ejercida por el fluido motriz en el fondo del pozo.

De la Tabla 4.1 el gradiente de presión para 30° API = 0.3795 lb/pg<sup>2</sup>/pie

$$\text{Presión del fluido motriz} = (0.3795)(7000) = 2657 \text{ lb/pg}^2$$

(7) Requerimientos para el fluido de retorno

$$7a) \text{ Volumen de fluido de retorno} = \text{Producción} + \text{Fluido motriz} = 430 + 795 = 1225 \text{ BPD}$$

7b) Porcentaje de agua en el fluido de retorno (Producción + Fluido motriz)

$$\% = \frac{(q_L)(\% \text{ agua})}{\text{Vol. de fluido de retorno}} (100) = \frac{(430)(0.25)}{1225} (100) = 9\%$$



7c) Densidad y gradiente del fluido de retorno (producción (aceite + agua) + fluido motriz).

De la Tabla 4.1 la densidad relativa del aceite para 30° API = 0.8762

$$\text{Agua} = (\rho_w)(\%_w \text{ en fluido de retorno}) = (1.07)(9\%) = 0.0963$$

$$\text{Aceite} = (\rho_o)(\%_o \text{ en fluido de retorno}) = (0.8762)(91\%) = 0.7973$$

$$\text{Densidad del fluido de retorno} = (0.0963) + (0.7973) = 0.8936$$

$$\text{Gradiente del fluido de retorno} = (0.8936)(\text{Grad. agua}) = (0.8936)(0.433) = 0.3870 \text{ lb/pg}^2/\text{pie.}$$

7d) Presión ejercida por el fluido de retorno en el fondo del pozo, sin considerar gas.

$$\text{Presión del fluido de retorno} = (\text{Grad. fluido retorno})(\text{Longitud}) = (0.3870)(7000) = 2709 \text{ lb/pg}^2.$$

En el paso anterior fue determinada la presión ejercida por el fluido de retorno en el fondo del pozo sin considerar el gas, si queremos considerarlo calcularemos la RGA en el fluido de retorno.

$$RGA_{\text{fluido de retorno}} = \frac{(q_L)(\% \text{ aceite en producción})(RGA_{\text{original}})}{\text{Vol. fluido de retorno}} = \frac{(430)(0.75)(350)}{1225} = 92 \text{ pie}^3/\text{bl}$$

Incluyendo en gas y calculando la presión que ejerce la columna de fluido motriz en el fondo del pozo con la correlación de Hagedorn & Brown, encontramos un valor de 2350 lb/pg<sup>2</sup>, que son menores con las comparadas que se obtuvieron sin considerar el gas y que es el procedimiento que comúnmente recomiendan las compañías de bombas. Esta diferencia de 359 lb/pg<sup>2</sup> se toman como un factor de seguridad en el diseño, por lo que casi siempre se recomienda calcular la presión hidrostática del fluido de retorno sin considerar el gas. Para pozos con alta relación gas – aceite, la presión deberá determinarse de una correlación de flujo multifásico. Para este ejemplo usaremos el valor de 2709 lb/pg<sup>2</sup>.

(8) Pérdidas de presión por fricción del fluido motriz

De la Fig. 4.3 para 30° API y 100° F obtenemos la viscosidad del fluido motriz:

$$\mu_{\text{fluido motriz}} = 60 \text{ SSU} = 10 \text{ centistokes}$$

De la Fig. C(2), para una tubería de inyección de 2 3/8", entrando con el gasto de 795BPD y  $\mu = 60$  SSU, encontramos que las pérdidas de presión por fricción para el fluido motriz son de 10 lb/pg<sup>2</sup>/1000pies, las cuales se deberán multiplicar por la densidad del fluido. Como el pozo tiene una longitud de 7000 pies, entonces:

$$F_1 = (10 \text{ 1000})(7000)(0.8762) = 61 \text{ lb/pg}^2$$

(9) Pérdidas de presión por fricción de la columna de retorno

$$Q_3 = \frac{G_3}{0.433} = \frac{0.3870}{0.433} = 0.8936 = \gamma_3$$

Ahora de la Fig. 4.4 leemos la viscosidad del agua  $\nu_6$  para 100° F, donde:

$$\nu_6 = 0.75 \text{ centistokes.}$$

Con la Ecuación 4.14 calculamos la viscosidad del fluido de retorno  $\nu_3$ ; donde

$$\nu_1 = \nu_5 :$$

$$\nu_3 = \frac{(Q_1 \nu_1 + Q_5 \nu_5 + Q_6 \nu_6)}{(Q_1 + Q_4)} = \frac{(795)(10) + (322.5)(10) + (107.5)(0.75)}{(795 + 430)} = 9.2 \cong 10 \text{ centistokes}$$

Consideraremos:

$$\mu_{\text{fluido retorno}} = 10 \text{ centistokes} = 60 \text{ SSU}$$

De la Fig. C(4) para un arreglo con TR = 5 1/2" y TP = 2 3/8", entrando con 1225 BPD y 60 SSU, obtenemos las pérdidas de presión para la tubería de retorno = 1 lb/pg<sup>2</sup>/1000 pies; la cual deberá multiplicarse por la densidad relativa del aceite.

Como el pozo tiene una longitud total de 7000 pies, por lo tanto:

$$F_3 = (1 \text{ 1000})(7000)(0.8936) = 6 \text{ lb/pg}^2$$

(10) Presión de levantamiento del fluido de retorno

$$P_3 = h_1 G_3 + F_3 + P_{wh} = (7000 \times 0.3870) + 6 + 100 = 2815 \text{ lb/pg}^2$$

(11) Presión efectiva de la columna del fluido motriz

$$P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s = (7000 \times 0.3795) - 61 = 2596 \text{ lb/pg}^2$$

(12) Pérdidas de presión por fricción en la bomba

Entramos a la gráfica de la Fig. 4.2, con el número la Figura (3) del Apéndice B y con el porcentaje de velocidad de bombeo del 80%, subimos verticalmente hasta interceptar con la viscosidad igual a 10 centistokes y obtenemos las  $F_p = 650 \text{ lb/pg}^2$ , que deberán multiplicarse por la densidad relativa del fluido.

$$\Delta P = (650) \gamma_r = (650)(0.8762) = 570 \text{ lb/pg}^2$$

Para saber si  $F_{PE}$  se desprecia, se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_{PE} = 0.25 \times \Delta P = \left( \frac{q_4 \text{ del pistón seleccionado}}{q_4 \text{ del desp. max. del pistón}} \right) \left( \frac{Q_4}{Q'_4} \right) = (0.25)(570) \left( \frac{4.49}{13.44} \right) (0.80) = 38.08 \text{ lb pg}^2$$

Como  $F_{PE}$  es muy pequeño ( $38.08 \text{ lb/pg}^2$ ) y los fabricantes de bombas recomiendan que cuando  $F_{PE} < 50 \text{ lb/pg}^2$  se desprecie, resulta que:

$$F_{PE} = \Delta P = 570 \text{ lb/pg}^2$$

(13) Presión de operación superficial del fluido motriz

Entonces, sustituyendo en la Ecuación 4.12 queda:

$$P_1 - P_3 - (P_3 - P_4)(P/E) - F_p = 0$$

$$2596 + P_s - 2815 - (2815 - 1100)(1.32) - 570 = 0$$

Despejando  $P_s$  :

$$P_s = 789 + 1715(1.32) = 3053 \text{ lb/pg}^2. \text{ que es la presión de operación requerida en superficie.}$$

(14) Determinar la potencia requerida por las bombas superficial y subsuperficial, así mismo seleccionar una bomba triplex adecuada del Apéndice A Figuras (1) y (2).

14a) Para la bomba subsuperficial con la Ecuación 4.18:

$$Hp = \Delta P \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$$

$$Hp = (2815 - 1100)(430)(1.7 \times 10^{-5}) = 12.5 \text{ Hp}$$

14b) Para la bomba superficial con la misma Ecuación 4.18

$$Hp = \Delta P \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$$

$$Hp = (3053)(795)(1.7 \times 10^{-5}) = 41.3 \text{ Hp}$$

Por razones de seguridad tomamos una eficiencia de la bomba triplex superficial del 90%, por lo tanto:

$$Hp = \frac{41.3}{0.9} = 46 \text{ Hp}$$

Del Apéndice A Fig.(5) seleccionamos la Bomba Triplex J-60-H, la cual tiene las siguientes características:

Diámetro del émbolo = 1 3/8"

Presión máxima de operación = 3200 lb/pg<sup>2</sup> a 400 RPM y 48 Hp. Para estas condiciones opera con un gasto de fluido motriz de 795 BPD.

## 4.5 DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO HIDRÁULICO TIPO JET PARA LA PRODUCCIÓN ARTIFICIAL DE POZOS PETROLEROS

### 4.5.1 Fluido motriz en circuito abierto

En el bombeo tipo jet el sistema de inyección utilizado es exclusivamente el *abierto para fluido motriz* ya que los fluidos producidos siempre se mezclan con el fluido motriz.

### 4.5.2 Gas venteado o bombeado

Cuando se tienen arreglos subsuperficiales como por ejemplo, el *fixed insert* o *free parallel* (ver capítulo 1), se venteará el gas y la bomba en principio sólo manejará el gas restante a la presión de fondo del pozo.

### 4.5.3 Selección de la bomba subsuperficial

Además de seleccionar la bomba jet según la aplicación de producción que el arreglo de sus componentes básicos permite (ver capítulo 3 sección 3.4); se requerirá determinar el tamaño de tobera óptimo.

Debido a que los índices de producción deseados pueden variar dependiendo del pozo, un rango de tamaños de toberas debe estar disponible.

En la serie de toberas presentada en la **Tabla 3.1.** (ver capítulo 3), las áreas de flujo de las toberas ( $A_j$ ) van aumentando de la tobera 1 a la tobera 20 en incrementos del 25%. Esto quiere decir que la tobera No. 2 tiene un área de flujo 25% mayor que la tobera No. 1 y que la tobera No. 3 tiene un área de flujo 25% mayor que la No. 2. El rango de tamaños de toberas indica que a menor tamaño se manejarán de 200 a 300 BPD y a un tamaño mayor se manejarán de 16,000 a 18,000 BPD. Por supuesto que el índice de flujo o gasto de cada tobera está en función de la presión de inyección  $P_1$  y de la presión de succión  $P_3$ .

#### 4.5.4 Gasto del fluido motriz

La Ecuación 3.41 (ver capítulo 3) puede ser reformulada para dar repuestas en unidades de campo como sigue:

$$q_1 = 1214.5 A_j \frac{P_1 - P_3}{\gamma_1} \quad (4.21)$$

donde:

$q_1$ , BPD.                       $P_1$  y  $P_3$ , lb/pg<sup>2</sup>                       $K_j$  ha sido asumido = 0.15  
 $A_j$ , pg<sup>2</sup>.                       $\gamma_1$ , gravedad específica.

$$\text{Alternativamente } A_j = \frac{q_1}{1214.5} \frac{P_1 - P_3}{\gamma_1} \quad (4.22)$$

Las gargantas o cámaras de mezclado listadas en la **Tabla 3.1** (Cap. 3) son también presentadas en orden ascendente según sus áreas de flujo y son dimensionadas de tal forma que puedan aplicarse a la siguiente relación:

Sea Y una tobera dada, entonces,

Tobera No. Y y garganta No. Y de la relación A ( R=0.410 )

Tobera No. Y y garganta No. Y+1 de la relación B ( R=0.328 )

Tobera No. Y y garganta No. Y+2 de la relación C ( R=0.262 )

Tobera No. Y y garganta No. Y+3 de la relación D ( R=0.210 )

Tobera No. Y y garganta No. Y+4 de la relación E ( R=0.168 )

Esta relación es aplicable a cualquier valor de Y de 1 a 20.

No todas las toberas y gargantas son prácticas en una sarta de tubería dada ya que son comúnmente empleadas en bombas libres las cuales requieren diámetros exteriores limitados para lograr su circulación a través de la sarta de la tubería de inyección. La **Tabla 4.2** lista los tamaños actualmente ofrecidos por Kobe y National Production.

**TABLA 4.2**  
**Tamaños de tobera disponibles**

Tamaño nominal de tubería	KOBE		NATIONAL PRODUCTION		
	Toberas	Gargantas	Toberas	Gargantas	
<b>2"</b>	1-9	1-12 (Tipo A)	4-9	4-10	Three seal series
	3-11	3-14 (Tipo B)	4-7	4-8	Single seal series
			4-9	4-10	Standar series
			4-12	4-13	High volume series
<b>2 1/2"</b>	3-11	1-12 (Tipo A)	4-12	4-13	Three seal series
	5-13	5-17 (Tipo B)	4-9	4-10	Single seal series
			4-12	4-13	Standar series
<b>3"</b>	5-13	5-16 (Tipo A)	4-16	4-17	High volume series
	7-15	7-19 (Tipo B)			

## 4.6 Dimensionamiento de una bomba jet para un pozo

### 4.6.1 Introducción

Los ejercicios resueltos al final usan valores de presiones y de índices de flujo de condiciones de pozo típicos.

La **Fig. 4.7** muestra las pérdidas de presión por fricción afectando a la bomba jet en un arreglo de pozo.

El arreglo ilustrado es un sistema abierto para fluido motriz paralelo, escogido por claridad de nomenclatura, aunque el uso del espacio anular de la T.R. como conducto para el fluido de retorno es más común.

El procedimiento para dimensionar una bomba jet para un pozo puede llevarse a cabo de varias maneras. Una podría ser, por ejemplo, intentar todas las combinaciones posibles de toberas y gargantas listadas en la Tabla 3.1 (Cap. 3) a diferentes presiones de inyección del fluido motriz y ver cuál combinación da los parámetros de operación óptimos para la producción deseada. Sin embargo, con cinco relaciones por cada tamaño de tobera, los cálculos serían extremadamente lentos y tediosos; por lo que es deseado un procedimiento que elimine las combinaciones imprácticas de toberas y gargantas.

Discusiones previas y algunos problemas han señalado que las presiones de operación y limitaciones por cavitación algunas veces restringen el número de combinaciones prácticas de toberas y gargantas que podrían ser usadas en determinado pozo.



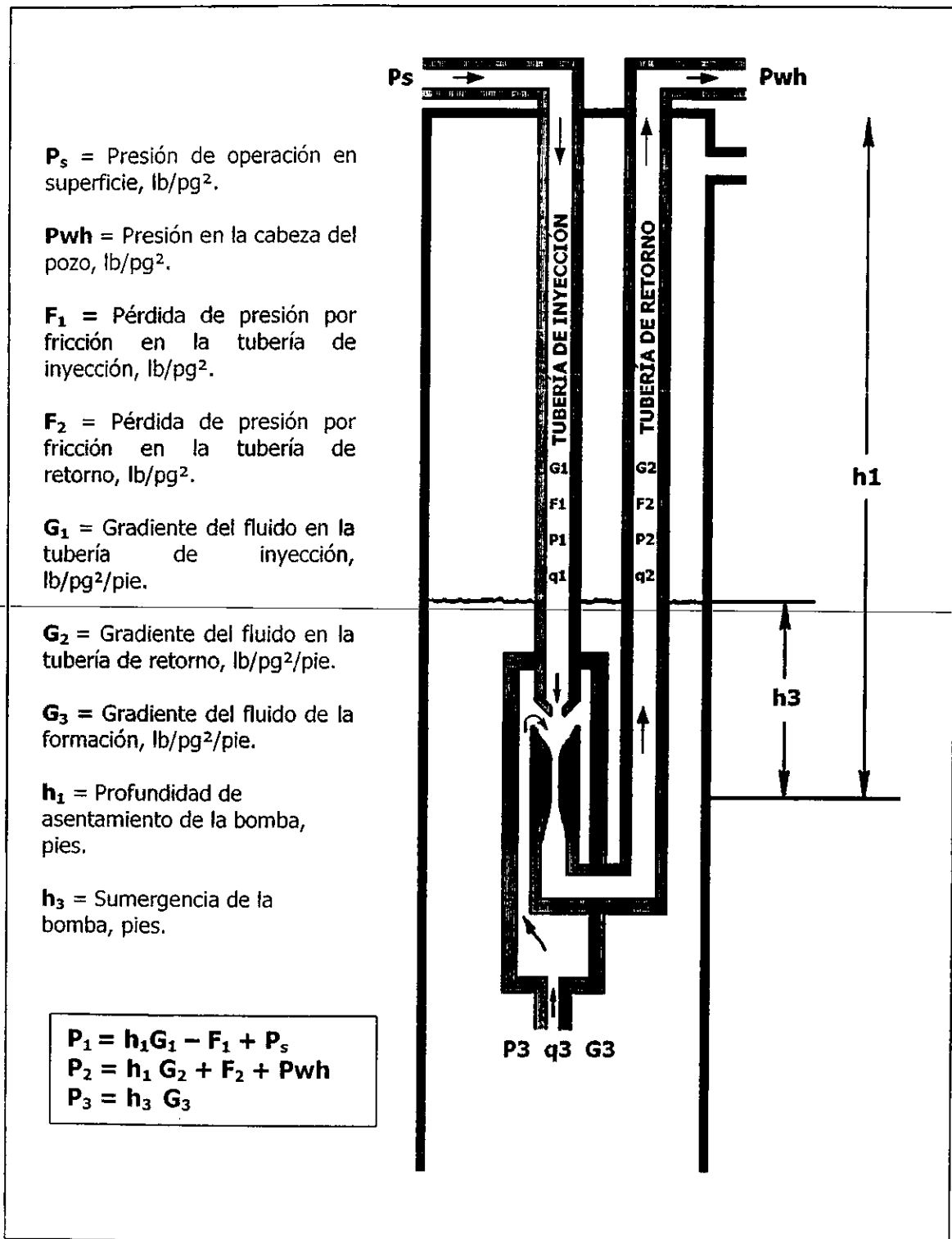


Fig. 4.7 Presiones y pérdidas de presión por fricción afectando a la bomba jet.

#### 4.6.2 Cavitación y porcentaje de sumergencia

Un procedimiento conveniente para estimar la limitación de la bomba jet debida a la cavitación involucra el concepto de porcentaje de sumergencia. En base a la **Fig. 4.7**, note que la elevación total es  $h_1$  y que la sumergencia es  $h_3$ . Se define el porcentaje de sumergencia ( $f_{h3}$ ) como:

$$f_{h3} = \frac{h_3}{h_1} \quad (4.23)$$

Además note que si  $G_2 = G_3$ ,

$$\frac{h_3}{h_1} = \frac{P_3}{P_2} = f_{h3} \quad (4.24)$$

con tal de que la fricción en la columna de retorno,  $F_2$ , y la contrapresión en la línea de flujo,  $P_{wh}$ , se omitan.

La Ecuación 3.42 (ver capítulo 3) da,

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{I_c H_v}} = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{I_c}} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{H_v}} \quad (4.25)$$

y 3.43 da,

$$H_v = \frac{P_1 - P_3}{(1 + K_j) - (1 + K_s) \frac{M_c^2 R^2}{(1-R)^2}} \quad (4.26)$$

Sustituyendo 4.26 en 4.25 da,

$$M_c = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{I_c}} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{(P_1 - P_3) / \left( (1 + K_j) - (1 + K_s) \frac{M_c^2 R^2}{(1-R)^2} \right)}} \quad (4.27)$$

La Ecuación 4.24 da,

$$P_3 = f_{h3} P_2 \quad (4.28)$$

De la Ecuación 3.34 (ver capítulo 3) la expresión para H es:

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{P_2 - f_{h3} P_2}{P_1 - P_2} \quad (4.29)$$

Resolviendo 4.29 para  $P_1$  da

$$HP_1 - HP_2 = P_2 - f_{h3} P_2$$

$$P_1 = \frac{1}{H} (P_2 - f_{h3} P_2 + HP_2)$$

$$P_1 = \frac{1}{H} [P_2(1 - f_{h3} + H)] \quad (4.30)$$

Sustituyendo 4.28 y 4.30 en 4.25 da  $M_c$  en términos de  $f_{h3}$  y  $P_2$

$$M_c = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{I_c}} \sqrt{\frac{(f_{h3} P_2 - P_v) \left( 1 + K_j - (1 + K_s) \frac{M_c^2 R^2}{(1-R)^2} \right)}{\frac{1}{H} [P_2(1 - f_{h3} + H)] - f_{h3} P_2}}$$

y, si  $P_v = 0$  y  $K_s = 0$ ,

$$M_c = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{I_c}} \sqrt{\frac{f_{h3}}{\frac{1}{H} - \frac{f_{h3}}{H} + 1 - f_{h3}}} \times \sqrt{1 + K_j - \left( \frac{M_c R}{1-R} \right)^2} \quad (4.31)$$

Resolviendo la Ecuación 4.29 para  $f_{h3}$ :

$$f_{h3} = \frac{\left( \frac{1}{H} + 1 \right) \left( \frac{I_c \left( \frac{M_c R}{1-R} \right)^2}{1 + K_j - \left( \frac{M_c R}{1-R} \right)^2} \right)}{1 + \left( \frac{1}{H} + 1 \right) \left( \frac{I_c \left( \frac{M_c R}{1-R} \right)^2}{1 + K_j - \left( \frac{M_c R}{1-R} \right)^2} \right)} \quad (4.32)$$

Tenemos ahora una expresión para el porcentaje de sumergencia  $f_{h3}$ , en términos de  $R$ , que es una característica geométrica de la bomba;  $K_j$  e  $I_c$ , los cuales son coeficientes determinados experimentalmente; y  $M_c$  el cual es el valor  $M$  al cual inicia la cavitación.

La **Tabla 4.3** puede ser construida de la Ecuación 4.32 la cual ilustra el porcentaje de sumergencia requerido para evitar la cavitación bajo diferentes condiciones de bombeo (diferentes valores de  $M$ ). Observe el punto de eficiencia máximo para cada  $R$  y a los puntos de eficiencia de 20% a cada lado. Considere también  $I_c = 1.35$  y  $K_j = 0.15$ .

El porcentaje de sumergencia ( $f_{h3}$ ) requerido para evitar la cavitación es una función del valor de  $M$  al cual la bomba está operando. Con el valor conservativo de  $I_c = 1.35$  que fue usado para calcular los valores en la **Tabla 4.3**, entre un 30% y 40% de sumergencia es requerido si la bomba jet es operada a la máxima eficiencia. Esto es, en un pozo profundo de 10,000 pies, de 3000 a 4000 pies. de fluido sobre la succión de la bomba sería requerido para evitar la cavitación si la bomba está operando a la máxima eficiencia. Presiones más bajas en la succión de la bomba pueden ser toleradas si la bomba está operando a una eficiencia menor que su máxima eficiencia.

Una regla de mano útil derivada de tales consideraciones es que para una bomba cercana a su máxima eficiencia, un mínimo de 20% de sumergencia es generalmente requerida. La fricción en la columna de retorno y la contrapresión en la línea de flujo puede incrementar este requerimiento. La Ecuación 3.45 (ver capítulo 3) debe ser usada, por eso, como una revisión final para la cavitación en un pozo en específico.

**TABLA 4.3**  
**Porcentaje de sumergencia ( $f_{h3}$ ) para evitar la cavitación**

E	A R=.410			B R=.328			C R=.262			D R .210			E R=.168		
	M	H	$f_{h3}$ %	M	H	$f_{h3}$ %	M	H	$f_{h3}$ %	M	H	$f_{h3}$ %	M	H	$f_{h3}$ %
0.20	.320	.628	13.6	.375	.530	10.5	.475	.419	10.4	.605	.329	11.1	.78	.256	12.7
Máx.	.475	.475	30.5	.675	.365	34.5	.900	.282	37.4	1.150	.223	39.6	1.425	.180	40.7
0.20	.655	.308	55.7	.965	.207	65.3	1.295	.155	69.4	1.66	.120	72.0	2.06	.097	73.0

### 4.6.3 Estimación de la presión de succión en la bomba

Particularmente y debido a los problemas de daño asociados a la cavitación, es algunas veces deseable tener un medio para verificar la presión en la succión de la bomba mientras está operando.

Ya que la presión de descarga de la bomba algunas veces depende de gradientes de presión de flujo multifásico vertical, calcularla puede ser un procedimiento incómodo. El diseño de la bomba jet, sin embargo, evita este problema.

Como es anotado en la sección 3.3.3 (ver capítulo 3), el índice de flujo a través de la tobera no depende de la presión de descarga de la bomba  $P_2$ . Si la Ecuación 4.21 es resuelta para  $P_3$ , la siguiente expresión resulta:

$$P_3 = P_1 - \left( \frac{q_1}{1214.5A_j} \right)^2 \gamma_1 \quad (4.33)$$

Como es indicado en la Fig. 4.7,  $P_1$  es igual a la presión de operación de superficie ( $P_s$ ) más la carga hidrostática ( $h_1G_1$ ) menos la pérdida de presión en el conducto del fluido motriz ( $F_1$ ).

Por eso:

$$P_3 = P_s + h_1G_1 - F_1 - \left( \frac{q_1}{1214.5A_j} \right)^2 \gamma_1 \quad (4.34)$$

Con esta expresión, la presión de succión de la bomba puede ser calculada si el índice del fluido motriz y presión ( $P_s$ ) pueden ser medidos. La pérdida de presión por fricción debe también ser calculada. Las gráficas del Apéndice C pueden ser usadas para simplificar esta parte del procedimiento.

## 4.7 Procedimiento de dimensionamiento para un pozo que no produce gas

### 4.7.1 Estimación del gradiente de fluido en la columna de retorno

Ya que la bomba jet es inherentemente un mecanismo *abierto de fluido motriz*, el gradiente de fluido en la columna de retorno será determinado por la mezcla del fluido motriz con el fluido producido. Si el fluido motriz es el aceite que se ha producido y no tiene presencia de agua, el gradiente de la columna del fluido motriz y el gradiente de la columna del fluido producido serán idénticos. Sin embargo, si hay presencia de agua ya sea como agua producida o agua como fluido motriz, el gradiente de la columna de retorno dependerá del valor de M al cual la bomba está operando.

Específicamente

$$G_2 = 0.4331 \text{ lb } \text{pg}^2 / \text{pie} \left[ \frac{q_1 (\text{Gr. esp. Fluido Motriz}) + q_3 f_w (\text{Gr. esp. Agua Pr oducida}) + q_3 (1 - f_w) (\text{Gr. esp. Aceite})}{q_1 + q_3} \right]$$

donde  $f_w$  es el porcentaje de agua.

Pero ya que  $q_1 = \frac{q_3}{M}$  de 3.1

$$G_2 = 0.4331 \left[ \frac{\frac{\text{Gr. esp. Fluido Motriz}}{M} + f_w (\text{Gr. esp. Agua Pr oducida})}{\frac{1}{M} + 1} + \frac{(1 - f_w) (\text{Gr. esp. Aceite})}{\frac{1}{M} + 1} \right] \quad (4.35)$$

Para el cálculo inicial, cuando M es desconocido, tomar  $M = 1$ .

Entonces

$$G_2 = 0.2166 \left[ (\text{Gr. esp. Fluido Motriz}) + f_w (\text{Gr. esp. Agua Pr oducida}) + (1 - f_w) (\text{Gr. esp. Aceite}) \right] \quad (4.36)$$

### 4.7.2 Rango de diferentes relaciones

La Ecuación 4.29 puede ser ampliada para incluir la columna del fluido motriz y los efectos de la presión de operación de superficie. (Fig. 4.7).

$$P_1 = P_s + h_1 G_1 - F_1 \quad (4.37)$$

$$P_2 = h_1 G_2 + F_2 + P_{wh} \quad (4.38)$$

Las Ecuaciones 4.29, 4.37 y 4.38 dan

$$H = \frac{(h_1 G_2 + F_2 + P_{wh}) - P_3}{(P_s + h_1 G_1 - F_1) - (h_1 G_2 + F_2 + P_{wh})} \quad (4.39)$$

Para estimaciones iniciales, los términos de pérdidas de fricción en la tubería  $F_1$  y  $F_2$  son algunas veces descuidados.

$$H \cong \frac{(h_1 G_2 + P_{wh}) - P_{31}}{(P_s + h_1 G_1) - (h_1 G_2 + P_{wh})} \quad (4.40)$$

Como fue discutido previamente,  $P_3$  debe ser generalmente igual a 20% de  $P_2$ . Así,

$$H = \frac{0.8(h_1 G_2 + F_2 + P_{wh})}{P_s + h_1(G_1 - G_2) - F_1 - F_2 - P_{wh}} \quad (4.41)$$

Fricción omitida

$$H = \frac{0.8(h_1 G_2 + P_{wh})_1}{P_s + h_1(G_1 - G_2) - P_{wh}} \quad (4.42)$$

Normalmente la presión de operación de superficie,  $P_s$ , está entre 1000 y 4000 lb/pg<sup>2</sup>. Insertando estos valores en la Ecuación 4.42 con los valores de  $h_1$ ,  $G_1$ ,  $G_2$  y  $P_{wh}$  para el pozo, dará el rango de valores de  $H$  a los cuales es posible operar.

La Fig. 3.8 (ver capítulo 3) muestra cuales razones son capaces de bombear dentro de este rango de valores de H. La **Tabla 4.4** es incluida como un ejemplo y para ilustrar las áreas de aplicación de varias relaciones. La contrapresión en la línea de flujo ha sido tomada para ser 80 lb/pg<sup>2</sup> y G<sub>1</sub> ha sido asumido igual para G<sub>2</sub>, con un valor de 0.355 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

La Ecuación 4.42 entonces se reduce a:

$$H = \frac{0.8[h_1(0.355) + 80]}{P_s - 80} = \frac{0.3465h_1 + 64}{P_s - 80} \quad (4.43)$$

La **Tabla 4.4** es construida de la Ecuación 4.43. Note que la elevación es 80% de la profundidad de asentamiento. La razón más eficiente es subrayada en cada caso.

**TABLA 4.4**  
Rango de operación de los valores "H"

Profundidad de asentamiento (pies)	1000 pies		2000 pies		5000 pies		8000 pies	
	H	Relación	H	Relación	H	Relación	H	Relación
<b>1000</b>	0.45	<u>ABC</u>	0.82	<u>A</u>	1.95	---	3.08	---
<b>2500</b>	0.17	ABC <u>E</u>	0.31	ABC <u>E</u>	0.74	<u>AB</u>	1.17	---
<b>4000</b>	0.10	ABC <u>E</u>	0.19	ABC <u>E</u>	0.46	<u>ABC</u>	0.72	<u>AB</u>



### 4.7.3 Presión de operación superficial

Cualquiera de las relaciones de la Tabla 4.4 podría ser usada dependiendo de la presión de operación escogida. En tal caso, la decisión de cuál relación emplear dependerá de la naturaleza de la instalación en particular. Algunas veces el operador preferirá usar un volumen menor de fluido motriz e inyectarlo a más altas presiones (relación E) para minimizar el índice de fluido motriz  $q_1$ , por ello se reduce la fricción en la tubería y el volumen del fluido motriz para ser manejado y tratado en la superficie. Otros operadores pueden preferir manejar volúmenes más grandes de fluido motriz en la superficie para reducir el mantenimiento del equipo en superficie asociado con presiones de operación más bajas (relación A).

Las pérdidas de presión por fricción en los conductos del fluido motriz serán menores con volúmenes pequeños a alta presión, y el tratamiento en superficie y separación de la mezcla de fluido motriz y fluido producido será más fácil. Es por eso que las gargantas de mayor tamaño (valores de R más pequeños) serán consideradas como más deseables en la operación. Sin embargo, la aplicación exitosa de estas razones, depende de la exactitud de los datos del pozo.

Con las consideraciones anteriores en mente, es sugerido que el diseño de la instalación esté basado en la presión más alta considerada aceptable, de la unidad de potencia superficial. Los problemas que se ejemplifican en este trabajo usarán una presión de 4000 lb/pg<sup>2</sup>. Como es evidente, de la Tabla 4.4 esta selección determinará la relación óptima.

#### 4.7.4 Selección de una razón y una tobera del valor H.

Con  $P_s = 4000 \text{ lb/pg}^2$  y un valor asumido de  $M = 1$ , se calcula H de la Ecuación 4.40. Con este valor de H, se obtiene la relación más eficiente de la Fig. 3.8 y el valor asociado de M.

Este valor de M puede ahora ser usado para corregir la Ecuación 4.35 para  $G_2$  y para determinar los valores para  $F_1$  y  $F_2$ .

Las correcciones  $G_2$ ,  $F_1$  y  $F_2$  pueden entonces ser incluidas en la Ecuación 4.39 para predecir con más exactitud H y M.

De la Ecuación 3.1 (ver capítulo 3), se obtiene:

$$q_1 = \frac{q_3}{M} \quad (3.1a)$$

Y, de la Ecuación 4.42, el área de flujo de la tobera es obtenido

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_1}}} \quad (4.22)$$

De la Tabla 3.1 (ver capítulo 3), se selecciona el valor de la tobera más cercano al valor calculado de la Ecuación 4.22. Seleccionando la tobera más cercana y más pequeña conducirá a una presión de operación más grande que el valor supuesto de  $4000 \text{ lb/pg}^2$ . La tobera próxima más grande conducirá a una presión de operación más baja que la  $P_s$  supuesta inicialmente.

### 4.7.5 Corrección debido a la diferencia entre el tamaño calculado de tobera y el tamaño disponible de tobera

Las ecuaciones disponibles son:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_1}} \quad (4.21)$$

$$M = \frac{q_3}{q_1} \quad (3.1)$$

$$P_1 = \frac{1}{H} [P_2(1+H) - P_3] \quad (4.44) \text{ de } (4.29)$$

Restando  $P_3$  de ambos lados de la Ecuación 4.44 se llega a:

$$P_1 - P_3 = \frac{P_2}{H} + P_2 - \frac{P_3}{H} - P_3 = P_2 \left( \frac{1}{H} + 1 \right) - P_3 \left( \frac{1}{H} + 1 \right)$$

$$P_1 - P_3 = \left( \frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3) \quad (4.44)$$

Sustituyendo 4.44 en 4.21 da

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{\left( \frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3)}{\gamma_1}} \quad (4.45)$$

La Ecuación 3.1 da

$$q_3 = M q_1 \quad (4.46)$$

Las Ecuaciones 4.35 y 4.36 conducen a:

$$q_3 = M (1214.5) A_j \sqrt{\frac{\left( \frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3)}{\gamma_1}} \quad (4.47)$$

Rearreglando todos los términos conocidos para este problema da

$$1214.5 A_j \frac{q_3}{\sqrt{\frac{P_2 - P_3}{\gamma_1}}} = M \left( \frac{1}{H} + 1 \right) \quad (4.48)$$

Se define:

$$(1214.5)A_j \frac{q_3}{\gamma_1} \frac{P_2 - P_3}{\gamma_1} = \theta_R \quad (4.49)$$

El problema ha sido reducido ahora para encontrar una M y H que satisfagan la Ecuación 4.48 y caiga en la curva H-M para la razón en particular.  $\theta_R$  es trazado contra M para las varias razones en las figuras del **Apéndice D**. H es también trazada por fácil referencia.

Se calcula  $\theta_R$  para el tamaño estándar de tobera y razón seleccionada. Esto determina M y H.

$P_1$  es determinado de la Ecuación 4.44 y  $P_s$ , la presión de operación de superficie, está determinada de un nuevo arreglo de la Ecuación 4.37.

$$P_s = P_1 - h_1 G_1 + F_1 \quad (4.50)$$

El índice de fluido motriz,  $q_1$ , es obtenido de la Ecuación 3.1a.

Las correcciones obtenidas de este procedimiento no serán generalmente grandes como para recalcular necesariamente las densidades de la columna o fricciones.

## 4.8 Producción de un pozo si la relación gas-aceite es mayor a cero

### 4.8.1 Introducción

Introduciendo gas en solución se altera el problema de aplicación de la bomba jet en algunas consideraciones significantes.

La primera consideración es el tipo de conexión de fondo (BHA) a usar. Sin gas, la conexión de fondo seleccionada es la conocida como: conexión para T.R. (ésta permite el retorno de los fluidos por el espacio anular de la T.R.). Y es escogida por su simplicidad y bajo costo. Con la instalación adecuada a la conexión de fondo, sin embargo, todo el gas en solución y gas libre debe pasar a través de la bomba. Una alternativa es correr una sarta paralela de retorno para ventear el gas libre por el espacio anular de la T.R. hacia la superficie. En este arreglo, la bomba en principio tendría sólo que manejar el gas en solución restante a la presión de bombeo de fondo del pozo. En la práctica, sin embargo, la eficiencia de separación del gas libre del fluido es difícil de predecir.

Una segunda consideración es el efecto del gas en el gradiente de columna de retorno. El uso de correlaciones de flujo multifásico es necesario, pero en la práctica esto es complicado por el hecho de que la relación de producción para fluido motriz  $M$  no es constante con la bomba jet. Esto significa que la relación gas-líquido depende de  $M$ . Un problema se manifiesta por si mismo cuando el agua está presente, ya sea como agua de formación o como fluido motriz. En tal caso, el porcentaje de agua de la columna de retorno es una función de  $M$ , otra vez complicando los cálculos de caídas de presión por fricción y de flujo multifásico.

El concepto de cavitación llega a ser muy difícil de tratar si hay gas presente. En pruebas de laboratorio con agua el comienzo de la cavitación es bastante abrupto y previsible. Similarmente, en pruebas de laboratorio con aceite la cavitación es bastante estable a presiones debajo del punto de cavitación. Sin embargo, aceite crudo con gas en solución lo liberará continuamente conforme la presión vaya cayendo por debajo del punto de

burbujeo. En términos de eficiencia de la bomba esto crea un incremento gradual de efecto de choque en la bomba conforme la presión decrece.

Una pregunta final surge con la presencia de gas, y relaciona cómo la presencia de dos fases afecta a la mezcla. Una cantidad dada de gas libre asociado con la fase líquida ocupará alguna porción de la garganta, incrementando las velocidades del fluido. Esto puede tener efectos significantes en los términos de pérdida de carga debido a la acción de mezclado, la longitud de la garganta requerida para completar la mezcla y en los términos de fricción. Adicionalmente, la eficiencia de los difusores es difícil de predecir con dos fases presentes, particularmente con lo incierto de los índices de gas libre. Todos estos efectos pueden variar considerablemente entre bombas de diferentes fabricantes.

Sin embargo, soluciones aproximadas pueden ser obtenidas mostrando técnicas de predicción analítica, las cuales dan un estimado razonable de eficiencia para la utilización de una bomba jet junto con los requerimientos de potencia. Una suposición que conduce a predicciones razonables de la eficiencia de la bomba jet con gas presente es que la bomba producirá un cierto porcentaje de volumen de gas y con un cierto porcentaje de volumen de líquido. Esta suposición es sólo una aproximación, pero se maneja razonablemente bien arriba de aproximadamente 10 partes de gas por una parte de líquido a condiciones de fondo de pozo. La Fig. 4.1 (ver capítulo 4) puede ser usada para bombas jet también como para bombas pistón para este cálculo.

El procedimiento, entonces, es asumir un valor para  $P_s$ , calcular  $H$ , y hacer una corrección para el valor  $M$  basado en la eficiencia volumétrica esperada obtenida de la Fig. 4.1. El efecto de gas presente en la columna de retorno, sin embargo, puede marcadamente cambiar el valor de la presión de la descarga de la bomba ( $P_2$ ), de esta manera cambiando  $H$ . El primer paso por eso, debe ser calcular  $P_2$  usando una correlación de flujo multifásico apropiada o usar curvas de gradiente para tuberías verticales. Un valor de prueba de  $M = 0.5$  es sugerido cuando hay gas presente ya que la eficiencia volumétrica de la bomba es disminuida.

La relación gas-líquido en la columna del fluido de retorno es una función de M dada por:

$$\begin{aligned}
 RGL &= \frac{\text{Gas Total}}{\text{Fluido Motriz} + \text{Pr oducción}} \\
 RGL &= \frac{(RGA)(\text{Pr oducción de Aceite})}{q_1 + q_3} \\
 RGL &= \frac{(RGA)(1 - f_w)q_3}{q_1 + q_3} \\
 RGL &= \frac{(RGA)(1 - f_w)q_3}{\frac{q_3}{M} + q_3} = \frac{RGA(1 - f_w)}{\frac{1}{M} + 1} \\
 RGL &= \frac{M(RGA)(1 - f_w)}{1 + M} \qquad (4.51)
 \end{aligned}$$

$$f_{w2} = \frac{\text{Agua Total}}{\text{Fluido Total}}$$

El porcentaje de agua en la columna de retorno está dado por:

Para fluido motriz (aceite):

$$\begin{aligned}
 f_{w2} &= \frac{(f_w)q_3}{q_1 + q_3} \\
 f_{w2} &= \frac{(f_w)q_3}{\frac{q_3}{M} + q_3} = \frac{M(f_w)}{1 + M} \qquad (4.52)
 \end{aligned}$$

Para fluido motriz (agua):

$$\begin{aligned}
 f_{w2} &= \frac{q_1 + f_w(q_3)}{q_1 + q_3} = \frac{\frac{q_3}{M} + f_w(q_3)}{\frac{q_3}{M} + q_3} \\
 f_{w2} &= \frac{1 + M(f_w)}{1 + M} \qquad (4.53)
 \end{aligned}$$

Con los valores obtenidos de las Ecuaciones 4.51 , 4.52 y 4.53, el valor de H puede ser calculado. Como en el caso en donde no hay gas presente, la Fig. 3.8 (ver capítulo 3) mostrará cuál relación provee la mejor eficiencia al valor calculado de H. Sin embargo, el valor de M debe ser multiplicado por el valor de la eficiencia volumétrica teórica obtenido de la Fig. 4.1 para dar el valor actual de M líquido al cual la bomba operará.

El valor de M de esta manera obtenido debe entonces ser usado para recalculer las Ecuaciones 4.51, 4.52 y 4.53 junto con gradientes de presión de flujo multifásico vertical, conduciendo a un estimado mejorado de  $P_2$ , H y M. Este proceso iterativo es repetido hasta que el grado de exactitud deseado es obtenido. Normalmente, aceptado entre valores sucesivos de M hasta dentro de 5% es suficiente.

El tamaño de la tobera es entonces seleccionado basado en el valor **M líquido** por medio de las Ecuaciones 3.1a y 4.22 como en el caso donde el gas no está presente.

Hay muchas fuentes potenciales de error en la secuencia de cálculo descrita arriba, incluyendo errores en el cálculo de la presión de descarga de la bomba y en la aproximación involucrada en el uso de la Fig. 4.1. Además, datos inexactos de campo, particularmente la relación gas-aceite, puede reducir grandemente el significado de los cálculos.

Por razones como éstas, los cálculos de dimensionamiento mencionados arriba deberán ser considerados como el medio que conduce a un primer estimado razonable el uso de las curvas  $\theta_R$  no es necesario. Subsecuentemente en pruebas de campo, el tamaño y cambios de relaciones pueden ser hechos para determinar la combinación óptima. Así, pruebas para un solo pozo son más prácticas con bombas jet que con algún otro tipo de bomba debido a lo fácil de ser llevada a la superficie y el hecho de que las toberas y gargantas pueden ser cambiadas en la locación del pozo.



## 4.9 EJERCICIOS RESUELTOS

### Ejemplo 1

Tubería de inyección D.E. = 2 3/8"

T.R = 7"

Prof. de asentamiento = 7,600 pies.

Presión del separador = 80 lb/pg<sup>2</sup>.

Presión de línea de flujo = 80 lb/pg<sup>2</sup> (línea de flujo corta)

Presión estática de fondo = 1500 lb/pg<sup>2</sup>.

IP = 0.2 BPD/lb/pg<sup>2</sup> (asumirlo constante)

°API del crudo = 41

Temperatura en la cabeza del pozo = 110°F

Temperatura en el fondo del pozo = 167°F

Porcentaje de agua = 0.0 %

Relación gas-aceite en solución = 300 pies<sup>3</sup>/bl

Producción deseada = 200 BPD

Se requiere:

- Seleccionar una bomba jet apropiada encontrando el tamaño de tobera
- Presión de operación en superficie
- Gasto del fluido motriz
- HP hidráulicos

Solución:

Considere que en esta aplicación la relación gas-aceite es cero. Asumir para la bomba jet que  $K_j = 0.15$  y al valor de  $I_c = 1.35$ . Además, asuma que será usada una instalación para T.R. en circuito abierto.

La Fig. 4.3 indica una viscosidad esperada para el crudo de 41 °API de aproximadamente 2 cs a una temperatura media de 138 °F en la tubería de inyección.

Para bombear este pozo, usar no más que 500 a 600 BPD de fluido motriz.

La Fig. C(2) muestra que la caída de presión en una tubería de inyección de 2 3/8" a 500 BPD con una viscosidad de 2 cs es sólo 3.0 lb/pg<sup>2</sup>/1000 × gravedad específica.

Para nuestros cálculos iniciales, entonces, los términos de fricción pueden ser despreciados en la sarta del fluido de inyección. El espacio anular de retorno tendrá menor pérdida de fricción y puede ser también despreciada.

1) Determine H. Asuma  $P_s = 4000 \text{ lb/pg}^2$ .

El crudo de 41° API tiene una gravedad específica de 0.8203 y un gradiente de 0.3553 lb/pg<sup>2</sup>/pie. de la Tabla 4.1. Ya que no hay presencia de agua,

$$G_1 = G_2 = G_3 = 0.355$$

De la Fig. 4.7,  $P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s$

$$P_1 = 7600 \text{ pies} \times 0.3553 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} + P_s$$

$$\text{Para } P_s = 4000 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_1 = 6698 \text{ lb/pg}^2$$

De la presión estática del fondo del pozo de 1500 lb/pg<sup>2</sup>, el I.P. de 0.2 y la producción deseada de 200 BPD,

$$P_3 = 1500 \text{ lb/pg}^2 - \frac{200 \text{ BPD}}{0.2 \text{ BPD/lb/pg}^2} = 500 \text{ lb/pg}^2$$

De la Fig. 6.7,  $P_2 = h_1 G_2 + F_2 + P_{wh}$

$$P_2 = 7600 \text{ pies} \times 0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} + 80 = 2778 \text{ lb/pg}^2$$

Y para  $P_s = 4000 \text{ lb/pg}^2$

$$H = \frac{2778 - 500}{6698 - 2778} = 0.581$$

2) Determine las relaciones más eficientes para el valor de H calculado en el punto anterior.

De la Fig. 3.8, sólo las relaciones A y B pueden bombear efectivamente a  $H = 0.581$  o mayor, y en este rango la relación A es la más eficiente (según la Fig. 3.8 Cap. 3). Además, ya que la eficiencia está declinando a  $H = 0.581$  o mayor, queremos usar el valor más cercano a  $P_s$  (4000 lb/pg<sup>2</sup>) el cual minimiza H y maximiza la eficiencia.

3) Determine M.

De la Fig. 3.8, a H = 0.581 para una relación A, M = 0.370

4) Determine  $q_1$  y un tamaño de tobera.

Ya que  $q_1 = q_3 / M$

$$q_1 = 200 / 0.370 = 541 \text{ BPD}$$

y ya que de la Ecuación 4.22

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_1}}} = \frac{541}{1214.5 \sqrt{\frac{6698 - 500}{0.8203}}} = 0.00512 \text{ pg}^2$$

De la Tabla 3.1, las toberas más cercanas son la No. 2 y No. 3. La No. 2, teniendo menos área de la que necesitamos, tendría que operar a una presión más alta que  $P_5 = 4000 \text{ lb/pg}^2$ . Una tobera No. 3 es la selección evidente.

Calculando  $\theta_R$  :

$$\theta_R = \frac{200}{1214.5(0.00579) \sqrt{\frac{2778 - 500}{0.8203}}} = 0.540$$

De la Fig. D(1),

$$M = 0.335 \text{ a } \theta_R = 0.540$$

$$\text{y } H = 0.615 \text{ a } M = 0.335$$

De la Ecuación 4.44 
$$P_1 = \frac{1}{H} [P_2(1+H) - P_3]$$

$$P_1 = \frac{1}{(0.615)} [2778(1.615) - 500] = 6482 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_s = P_1 - 7600 \text{ pies} \times 0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} = 6482 - 2698 = 3784 \text{ lb/pg}^2 \text{ (despreciando la fricción).}$$

Ya que  $q_1 = q_3 / M$

$$q_1 = 200 / 0.335 = 597 \text{ BPD}$$

Note que usando la Ecuación 4.21  $q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_1}}$  para  $q_1$  da 600 BPD como una revisión.

El HP superficial es:

$$\text{HP} = 1.7 \times 10^{-5} \times q_1 \times P_s$$

$$\text{HP} = 1.7 \times 10^{-5} (597)(3784) = 38.4$$

5) Revisar para cavitación (Ecuación 3.45)

$$M_c = \frac{(1-0.410)}{0.410} \sqrt{1.15} \sqrt{\frac{500}{1.35(6482-500)+500}} = 0.373,$$

así que la bomba no cavitará al diseño M de 0.335.

En resumen, asumiendo que no hay gas, el pozo puede ser bombeado con una bomba jet 3-A a la presión de superficie de 3784 lb/pg<sup>2</sup> usando 597 BPD de fluido motriz. Esto requiere 38.4 HP en la superficie.

## Ejemplo 2

Dimensione la tobera y garganta con los mismos datos del problema anterior pero con una relación gas-aceite = 300 pies<sup>3</sup>/bl.

1) Asumir que  $M = 0.5$ .

De la Ecuación 4.51: 
$$GLR = \frac{M(GOR)(1 - f_w)}{1 + M}$$

$$GLR = \frac{0.5(300)(1 - 0)}{1.5} = 100 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

2) Si  $M = 0.5$ ,  $q_1 = 200 / 0.5 = 400$  BPD

y de la Fig. C(2)  $F_1 = 2$  lb/pg<sup>2</sup>/ 1,000 pies (pérdida de presión por fricción en tubería de inyección), por eso:

$$P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s$$

$$P_1 = 7600 \text{ pies} \times (0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}) - 2 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies} \times 7.6 + 4000$$

$$P_1 = 6683 \text{ lb/pg}^2$$

Note que la fricción  $F_1$ , es sólo  $15.2 \text{ lb/pg}^2 = (7600 \text{ pies} \times 2 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies})$  y la variación de  $F_1$  con respecto a  $M$  puede ser despreciada en este caso.

3)  $q_1 + q_3 = 400 + 200 = 600$  BPD

De la correlación de flujo multifásico apropiada;  $P_2 = 2760 \text{ lb/pg}^2$

4) Asumir un índice de productividad lineal como antes

$$P_3 = 1500 \text{ lb/pg}^2 - \frac{200 \text{ BPD}}{0.2 \text{ BPD} \cdot \text{lb/pg}^2} = 500 \text{ lb/pg}^2$$

$$5) H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2760 - 500}{6683 - 2760} = 0.570$$

Note que esto es más bajo que el valor de 0.581 calculado para el caso sin presencia gas.

6) De la Fig. 3.8, el gas más líquido de  $M$  ( $M, \text{líq} + \text{gas}$ ) para  $H = 0.576$ ,  $M = 0.38$  (Relación- A).

7) De la Fig. 4.1 usando la relación gas-aceite del yacimiento, la eficiencia volumétrica es 52%.

Por eso, el valor de M (líquido) es:  $M = \text{Desplazamiento del líquido} \times M$   
 $M = 0.52 \times 0.38 = 0.198$

Note que a pesar del valor de H más bajo resultante del efecto de elevación por gas en la columna de retorno, el valor de M es menor que en el caso sin gas.

8) Recalcular GLR a  $M = 0.198$

$$GLR = \frac{0.198(300)(1-0)}{1.198} = 50 \text{ pies}^3 \text{ bl}$$

9) Recalcular  $P_2$ :

Con  $M = 0.198$ ,  $q_1 = 1010$  BPD y  $q_1 + q_3 = 1210$  BPD.

De la correlación de flujo multifásico apropiada:

$$P_2 = 2800 \text{ lb/pg}^2$$

$$H = \frac{2800 - 500}{6683 - 2800} = 0.592$$

10)  $M = 0.36$  de la Fig. 3.8

$$M = 0.52(0.36) = 0.187$$

Esto es suficientemente cerca del valor de M previo.

Usar  $M = 0.19$

$$q_1 = 200 / 0.19 = 1053$$

11) De la Ecuación 4.22

$$A_t = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_1}}} = \frac{1053}{1214.5 \sqrt{\frac{6683 - 500}{0.8203}}} = 0.01 \text{ pg}^2$$

Esto está entre una tobera 5 y 6. En tal caso la tobera más grande debe ser seleccionada.

Esto conduce a una bomba jet 6-A. El índice de fluido motriz será aproximadamente:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_1}}$$

$$q_1 = 1214.5(0.01131) \sqrt{\frac{6683 - 500}{0.8203}} = 1193 \text{ BPD}$$

12) Revisar para cavitación.

$$M_c = \frac{(1 - 0.410)}{0.410} \sqrt{1.15} \sqrt{\frac{500}{1.35(6683 - 500) + 500}} = 0.367$$

Como  $M_c$  es más grande que el valor calculado de  $M = 0.36$ , la bomba no cavitará.

En realidad, pozos produciendo gas tienen menos tendencia para cavitarse que pozos produciendo un líquido tal como el agua. Evidentemente, hay una forma de amortiguar el efecto que ocurre cuando el gas libre pasa a través de la bomba. Trabajo experimental adicional es necesario en esta área. La cavitación debe siempre ser determinada para pozos que producen agua.

13) Y de la Ecuación 4.18

$$HP = 1.7 \times 10^{-5} (1193 \text{ BPD}) (4000 \text{ lb/pg}^2)$$

$$HP = 81 \text{ hp}$$

Note que esto es más del doble que los hp requeridos cuando no hay gas presente. La presión de succión relativamente conduce a un volumen significativo de gas libre el cual decrece la eficiencia del líquido bombeado de la bomba. Al mismo tiempo, hay un aligeramiento de la columna de retorno por la producción de gas para reducir la presión de descarga de la bomba. En algunas instalaciones de pozo, las magnitudes relativas de los choques y efectos de levantamiento de gas pueden ser invertidos, permitiendo el uso de valores más pequeños de R y toberas más pequeñas.

**Ejemplo 3**

Dados:

Tubería de inyección D.E. = 2 7/8"

T.R = 7"

Porcentaje de agua = 50%

Relación gas-aceite = 300 pies<sup>3</sup>/bl

Presión estática en el fondo = 1920 lb/pg<sup>2</sup>

I.P. = 4 BPD/lb/pg<sup>2</sup>

Presión en la cabeza del pozo = 120 lb/pg<sup>2</sup>

Profundidad de asentamiento = 8000 pies.

Temperatura de fondo = 170°F

Temperatura en la cabeza del pozo = 110°F

Producción deseada = 800 BPD (aceite + agua)

°API del crudo = 41°

Solución:

Ya que el agua está presente, el uso de agua como fluido motriz es una opción razonable. De las discusiones acerca de los efectos de la presión de descarga, sin embargo, uno puede deducir que, en general, el uso de agua como fluido motriz conducirá a más altas presiones de operación.

1) Asumiendo  $M = 0.5$ , de la Ecuación 4.51

$$GLR = \frac{0.5(300)(1-0.5)}{1.5} = 50 \text{ pies}^3 \text{ bl}$$

2) Si  $M = 0.5$ ,  $q_1 = 1600$  BPD y  $F_1 = 7.8$  lb/pg<sup>2</sup>/1000 pies de la Fig. C(3).

Por eso,

$$P_1 = 8000 \text{ pies} (0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}) - 7.8 \text{ lb/pg}^2 \times 8000/1000 + 4000$$

$$P_1 = 6778 \text{ lb/pg}^2 \text{ para una presión de operación superficial (asumida) de } 4000 \text{ lb/pg}^2.$$

3)  $q_1 + q_3 = 2400$  BPD

$$F_{w2} = 0.5(0.5) / 1.5 = 0.167 \text{ de la Ecuación 4.52}$$

Cálculos de flujo multifásico muestran a  $P_2 = 2740$  lb/pg<sup>2</sup>.



4) Asumiendo un I.P. lineal como antes,

$$P_3 = 1920 \text{ lb/pg}^2 - \frac{800 \text{ BPD}}{4 \text{ BPD}^2 \text{ lb/pg}^2} = 1720 \text{ lb/pg}^2$$

$$5) H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2740 - 1720}{6778 - 2740} = 0.253$$

6) De la Fig. 3.8, el gas más M (líquido) para  $H = 0.253$  es  $M = 1.0$  (Relación C ó D).

7) De la Fig. 4.1 usando la relación de solubilidad gas-aceite del yacimiento y el porcentaje de agua, la eficiencia volumétrica es 100%. Esto significa que a  $P_3 = 1720 \text{ lb/pg}^2$ , la bomba operará encima del punto de burbujeo y no ocurrirán efectos de choque sin gas.

8) Recalcular  $P_1$  a  $q_1 = 800 \text{ BPD}$  ( $M = 1.0$ ).

$$F_1 = 2.22 \text{ lb/pg}^2 / 1000 \text{ pies}$$

$$P_1 = 8000 \times 0.355 - (2.22 \times 8) + 4000$$

$$P_1 = 6822$$

9) Recalcular GLR a  $M = 1.0$  de la Ecuación 4.31

$$GLR = \frac{1.0(300)(1 - 0.5)}{1 + 1.0} = 75 \text{ pies}^3 \cdot \text{bl}$$

10) Recalcular  $P_2$ .

Con  $M = 1.0$ ,  $q_1 = 800 \text{ BPD}$  y  $q_1 + q_2 = 1600 \text{ BPD}$  y de la Ecuación 4.52:

$$f_{w2} = \frac{1(0.5)}{1 + 1} = 0.25$$

Cálculos de flujo multifásico muestran a  $P_2 = 2669 \text{ lb/pg}^2$  para porcentaje de agua = 25%.

11) Recalcular  $H$ .

$$H = \frac{2669 - 1720}{6822 - 2669} = 0.229$$

12) De la Fig. 3.8,  $M(\text{líquido+gas})$  para  $H = 0.229$  es  $M = 1.1$  (Relación D).

A este punto en la iteración, es aparente que los cambios en  $M$  son suficientemente pequeños y que no son necesarios cálculos adicionales de flujo multifásico vertical. Por eso, asumir  $M = 1.1$ .

$$q_i = \frac{800}{1.1} = 727 \text{ BPD}$$

13) De la Ecuación 4.22

$$A_i = \frac{727}{1214.5 \sqrt{\frac{6822-1720}{0.8203}}} = 0.00759 \text{ pg}^2$$

Esto está entre la tobera No. 4 y No. 5. Seleccionando la tobera más grande, el índice del fluido motriz será aproximadamente:

$$q_i = 1214.5(0.00905) \frac{6822-1720}{0.8203} = 867 \text{ BPD}$$

y los HP serán,

$$\text{HP} = 1.7 \times 10^{-5} (867 \text{ BPD})(4000 \text{ lb/pg}^2)$$

$$\text{HP} = 60 \text{ hp para una bomba jet 5-D (No. 5 relación D)}$$

Ya que hay agua presente, revisar para cavitación, usando la Ecuación 3.45.

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{1+K_i} \sqrt{\frac{P_3}{I_c(P_1-P_3)+P_3}}$$

$$M_c = \frac{1-0.210}{0.210} \sqrt{1.15} \sqrt{\frac{1720}{1.35(6822-1720)+1720}} = 1.80$$

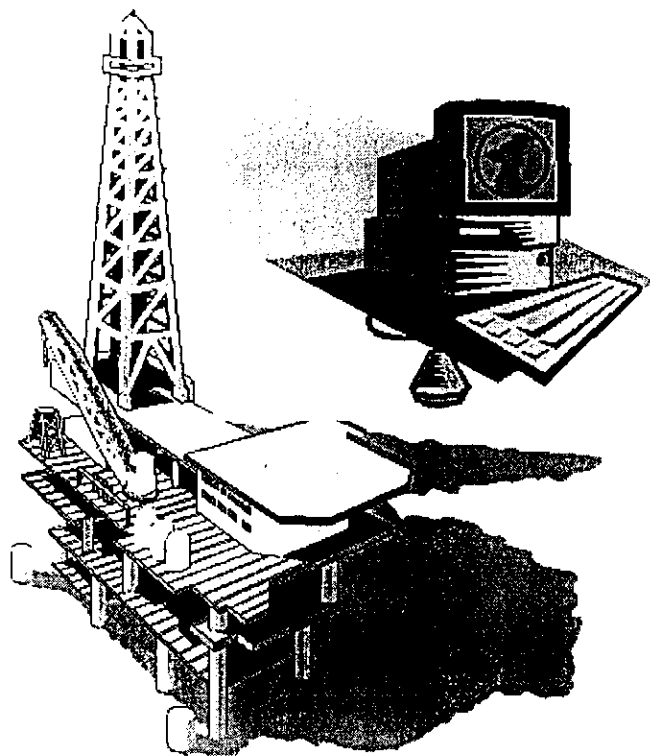
$M_c = 1.80$ , el cual es mayor que el valor de operación  $M = 1.1$ , entonces el flujo es sin cavitación.

## 4.10 Nomenclatura

VARIABLE		UNIDADES
$A_j$	Área de flujo de la tobera.	$pg^2$ .
$A_s$	Área neta de flujo de producción de la garganta.	$pg^2$ .
$A_t$	Área de flujo total de la garganta.	$pg^2$ .
$f_w$	Porcentaje de fluido de la formación.	%
$F_{w2}$	Porcentaje de agua de la columna de fluido de retorno.	%
$E_j$	Energía de la tobera suministrada por unidad de tiempo.	
$E_s$	Energía por unidad de tiempo adicionada al fluido de producción.	
$F_d$	Pérdida de energía por fricción por unidad de tiempo en el difusor.	
$F_f$	Pérdida de energía por la fricción total por unidad de tiempo.	
$F_j$	Pérdida de energía por fricción por unidad de tiempo en la tobera.	
$F_s$	Pérdida de energía por fricción por unidad de tiempo en el circuito de succión.	
$F_t$	Pérdida de energía por fricción por unidad de tiempo en la garganta.	
$F_1$	Pérdida de presión en la tubería del fluido motriz.	$lb/pg^2$ .
$F_2$	Pérdida de presión en el conducto de retorno.	$lb/pg^2$ .
RGL	Relación gas-líquido.	$pies^3_{estándar}/bl.$
RGA	Relación gas-aceite.	$pies^3_{estándar}/bl.$
$G_1$	Gradiente del fluido en el conducto del fluido motriz.	$lb/pg^2/pie.$
$G_2$	Gradiente del fluido en el conducto del fluido de retorno.	$lb/pg^2/pie.$
$G_3$	Gradiente del fluido de formación.	$lb/pg^2/pie.$
$g$	Aceleración de la gravedad.	
H	Relación de carga.	Adim.
HP	Caballos de fuerza.	
$HP_{q1}$	Caballos de fuerza suministrados en el fluido motriz.	
$HP_{q3}$	Caballos de fuerza adicionados al fluido producido.	
$H_1$	Carga total, fluido motriz.	
$H_2$	Carga total, descarga del fluido.	
$H_3$	Carga total, succión del fluido.	
$h_1$	Profundidad de asentamiento de la bomba.	pies.
$h_3$	Nivel del fluido sobre la succión de la bomba.	pies.

# PROGRAMA DE CÓMPUTO PARA EL DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN

SOLCHIDAC



# DE BOMBEO HIDRÁULICO TIPO JET

## CAPÍTULO 5

### PROGRAMA DE CÓMPUTO PARA EL DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN DE BOMBEO HIDRÁULICO TIPO JET

Dada la complejidad para los cálculos del sistema artificial de bombeo hidráulico tipo jet, se desarrolló un programa de cómputo que permite realizar predicciones acerca del comportamiento de las bombas jet en pozos productores de aceite bajo diferentes condiciones de producción.

Este capítulo muestra un análisis detallado de la operación de una instalación de bombeo hidráulico tipo jet empleando dicho procedimiento computarizado. Este procedimiento se programó en lenguaje Visual Basic 6.0 y para su utilización no es necesario que el usuario tenga conocimientos de programación ya que éste está elaborado de manera sencilla y conversacional.

#### **5.1 Conocimientos requeridos**

Para conocer rápidamente el programa realizado para bombeo tipo jet se requieren los siguientes conocimientos básicos:

- Conceptos fundamentales de bombeo hidráulico tipo jet.
- Manejo básico de Windows.

El software puede operar en una computadora personal (Pc), que cuente como mínimo con las siguientes características:

- Procesador Pentium con 100 Mhz o más de velocidad.
- Memoria RAM mínima de 32 MB.
- Monitor de color VGA de preferencia.
- Mouse.
- Windows 95, NT o posterior.

## 5.2 Características del programa

En general, el programa de cálculo presentado es bastante preciso en sus predicciones, por lo que se espera que se muestre una divergencia mínima con los resultados de campo.

Las características principales del programa de cómputo son:

- ◆ Permite la captura de información y obtención de resultados en ambiente Windows.
- ◆ Tiene la opción de elegir entre tres tipos de arreglos geométricos subsuperficiales para realizar la simulación:
  - Inyección por T.P., producción por el espacio anular de la T.R.
  - Inyección por el espacio anular, producción por T.P.
  - Inyección por T.P., producción por tubería paralela.
- ◆ Contiene los datos de la bomba hidráulica tipo jet marca comercial: *KOBE*
  
- ◆ Permite seleccionar un método de cálculo de correlaciones de flujo multifásico para caídas de presión, que mejor reproduzca las condiciones de operación del pozo.
  - Orkiszewski
  - Beggs & Brill
  
- ◆ Permite la selección del tipo de fluido motriz
  - Aceite
  - Agua

### 5.2.1 Rangos de aplicación y limitaciones

El programa de cómputo involucra rangos amplios para su aplicación como los siguientes:

- ◆ Cubre densidades desde 25 hasta 52 °API.
- ◆ Porcentajes de agua del 1 al 99%.
- ◆ Profundidades de colocación de la bomba hasta 10,000 pies.
- ◆ Relaciones gas-aceite de 0 a 500 pies<sup>3</sup>/bl que puede ser manejado sin problemas por la bomba y hasta 2,500 pies<sup>3</sup>/bl venteando el gas por el espacio anular.
- ◆ Áreas de flujo de tobera de 0.00371 hasta 0.25715 pg<sup>2</sup>.
- ◆ Áreas de flujo anulares de 0.0029 hasta 1.8444 pg<sup>2</sup>.
- ◆ Presiones de operación desde 2,000 hasta 4,000 lb/pg<sup>2</sup>.

Los rangos anteriores junto con la posibilidad de seleccionar valores de tablas hechas por el fabricante, hacen posible que el comportamiento del modelo en el programa de cálculo aporte resultados razonables con datos de pruebas de campo. Sin embargo, el modelo también tiene sus limitaciones. Una de estas es la necesidad de una alta presión en la succión de la bomba para evitar la cavitación. El comportamiento de la bomba jet también es afectado por la presión de descarga. Los crudos pesados con viscosidades mayores a 500 cp causarán desviaciones significativas sobre la predicción, a menos que el agua producida sea la fase dominante. También si el fluido motriz es aceite con una densidad menor a 25 °API se ocasionarán errores en los resultados.

### 5.3 Sistema de cómputo JET COOR 6.00

#### 5.3.1 Sistema de unidades

El sistema de unidades utilizado en la inserción de datos, así como en el despliegue de resultados es:

◆ Unidades de campo

La unidad definida por este sistema para cada caso es:

Presiones	lb/pg <sup>2</sup>	Densidades relativas	Adim
Diámetros	pg	Relación gas-aceite	pie <sup>3</sup> /bl
Longitudes	pies	Profundidad	pies
Gastos	BPD	Temperaturas	°F
Densidad del aceite	°API	Viscosidades	cp
Índice de productividad	BPD / lb/pg <sup>2</sup>	Ángulo de desviación	°

## 5.3.2 Diagrama de flujo del programa principal

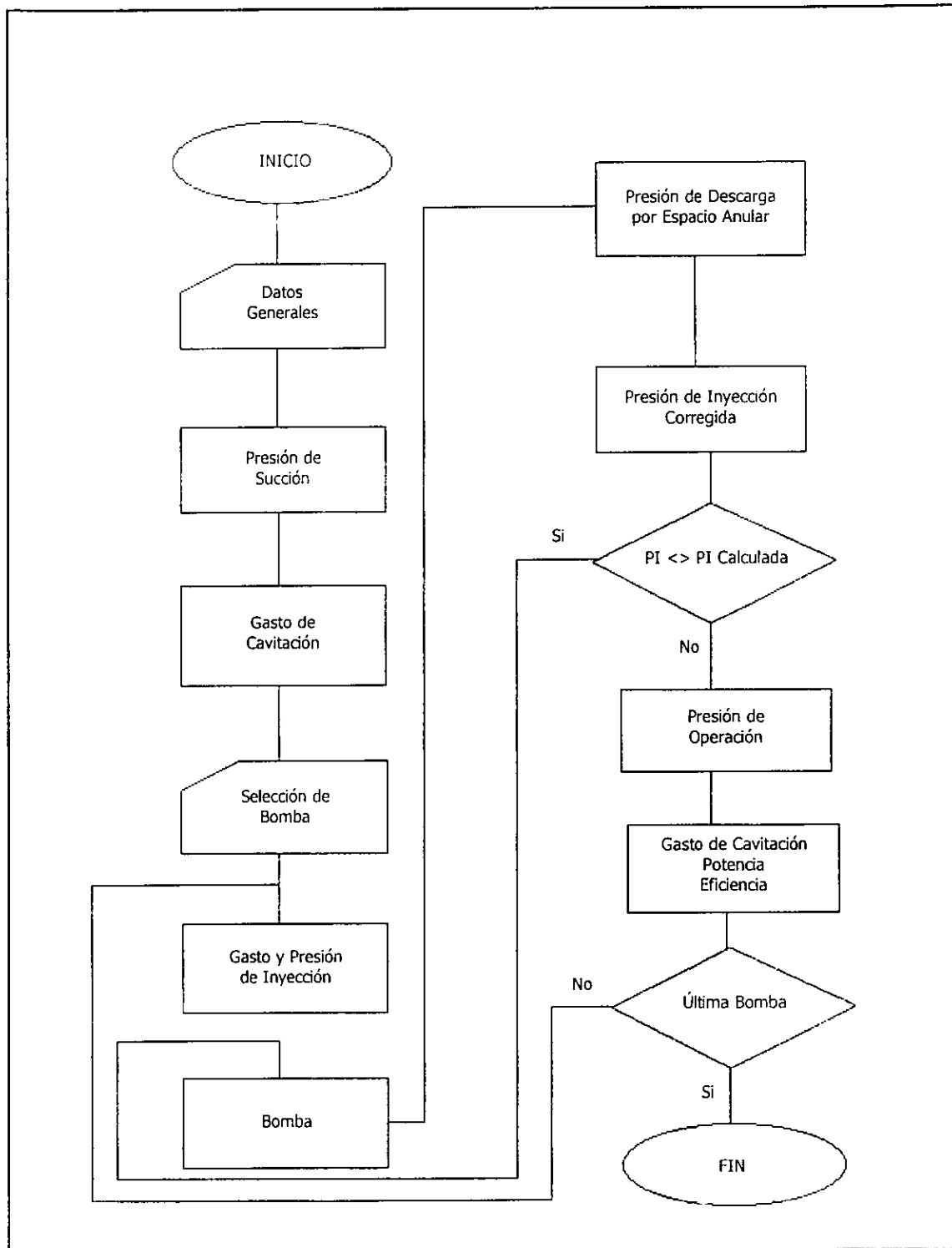


Fig. 5.1 Diagrama de flujo para el programa JET COOR 6.00



### 5.3.3 Secuencia de cálculo para yacimientos saturados y bajosaturados.

La secuencia de cálculos presentada a continuación es para el manejo de líquidos con gas disuelto y líquidos con gas libre.

Ha sido encontrado que aproximaciones simples pero útiles pueden ser hechas cuando se maneja gas. Cunningham encontró que si el volumen de gas libre es añadido al volumen del líquido como si fuera líquido, la eficiencia de la bomba sigue las curvas estándar razonablemente bien.

Una corrección para la cavitación también es requerida. Asumiendo que para que se logre el flujo dentro de la garganta alrededor del chorro (jet) del fluido motriz, se requiere de área adicional para pasar el gas.

1. Suponga la presión de operación superficial que se utilizará, PT. Normalmente entre 2,000 y 4,000 lb/pg<sup>2</sup>, con presiones más altas requeridas a mayores profundidades y con valores más bajos de R. Las limitaciones conocidas de la bomba superficial pueden afectar esta selección.
2. Como un valor inicial, utilice la relación de flujo igual a uno (M=1).
3. Calcule el gradiente de presión del aceite producido de su gravedad en °API.

$$GO = 0.433 \times 141.5 / 131.5 + \text{°API} \quad (5.1)$$

4. Con los datos de gradiente de agua (GW), porcentaje de agua (WC) y gradiente del aceite (GO), se determina el gradiente de producción en la succión de la bomba (GS).

$$GS = (GW \times WC) + (1 - WC)GO \quad (5.2)$$

5. De datos de producción de pozo (QS), presión de succión de la bomba (PS) y relación gas-aceite (GOR), el área mínima para evitar la cavitación (ASM) es calculada usando la ecuación siguiente:

$$ASM = QS \left[ \left( \frac{1}{691} \right) \left( \frac{GS}{PS} \right)^{0.5} + (1 - WC) \left( \frac{GOR}{24650 \times PS} \right) \right] \quad (5.3)$$

6. De las tablas de áreas anulares, seleccione una combinación de tobera y garganta que tenga un área anular más grande que ASM.

7. Calcule el factor de volumen de la fase mixta.

$$Bt = [1 + 2.8 (GOR/PS)^{1.2}] (1 - WC) + WC \quad (5.4)$$

8. Calcular la presión en la tobera. PN es la suma de la presión de operación más la presión hidrostática en la tubería de inyección menos las pérdidas de presión por fricción:

$$PN = PT + (GN \times D) - PFN \quad (5.5)$$

9. Las pérdidas de presión por fricción en las secciones anulares pueden ser determinadas de la ecuación siguiente.

$$PF = \left[ \frac{0.00000202 \times L}{(D_1 - D_2)(D_1^2 - D_2^2)^2} \left( \frac{D_1}{(D_1 - D_2)} \right)^{0.1} \left( \frac{D_1^2 - D_2^2}{D_1 - D_2} \right)^{0.21} \right] \left[ \left( \frac{\mu}{G} \right)^{0.25} G \right] Q^{1.75} \quad (5.6)$$

donde:

D1 = D.I. de T.R. para flujo anular o D.I. de T.P.

D2 = D.E. de T.P. para flujo anular o cero para flujo en T.P.

10. Se determina el índice de fluido motriz (QN) con la siguiente ecuación y del tamaño de tobera seleccionado.:

$$QN = (832 \times AN) \left( \frac{PN - PS}{GN} \right) \quad (\text{cuando hay gas libre}) \quad (5.7)$$

$$QN = GS \times QS \times BT / GN \times M \quad (\text{cuando hay sólo líquido}) \quad (5.8)$$

11. Se determina el índice del fluido de retorno.

$$QD = QN + QS \quad (5.9)$$

12. Se determina el gradiente del fluido de retorno.

$$GD = \frac{(GS \times QS)(GN \times QN)}{QD} \quad (5.10)$$

13. Se calcula el porcentaje de agua del fluido de retorno. Si el fluido motriz es aceite se utiliza la siguiente ecuación:

$$WCD = \frac{QS \times WC}{QD}$$

Si el fluido motriz es agua: (5.11)

$$WCD = \frac{QN + (QS \times WC)}{QD}$$

14. Se calcula la relación gas-líquido del fluido de retorno:

$$GLR = \frac{QS(1-WC)GOR}{QD} \quad (5.12)$$

15. Si GLR es mayor que 10, se recomienda utilizar una correlación de flujo multifásico vertical para determinar el gradiente de presión en la tubería para calcular la presión de descarga de la bomba. Entonces ir al paso 18.

16. Si GLR es menor a 10, determine la viscosidad del fluido de retorno para calcular las pérdidas por fricción.

$$\mu_D = (WCD \times \mu_w) + (1-WCD) \mu_o \quad (5.13)$$

Esta ecuación asume que si el aceite es usado como fluido motriz, tiene la misma viscosidad como la del aceite producido y que no son formadas emulsiones.

17. Se determina la presión de descarga de la bomba. PD es la suma de la presión hidrostática en la tubería de retorno más las pérdidas de presión por fricción y la presión en la cabeza del pozo.

$$PD = PWH + (GD \times D) + PFD \text{ (cuando hay sólo líquido)} \quad (5.14)$$

18. Se calcula la relación de flujo M.

$$M = QS \left[ 1 + 2.8 \left( \frac{GOR}{PS} \right)^{1.2} (1-WC) + WC \right] \left[ \frac{GS}{QN \times GN} \right] \text{ (cuando hay gas libre)} \quad (5.15)$$

$$M = \frac{(QS \times GS)}{(QN \times GN)} \text{ (cuando hay sólo líquido)}$$

19. Se calcula la relación de presión N.

$$N = \frac{2R + (1-2R) \left( \frac{M \times R}{1-R} \right)^2 - (1+KTD) R^2 (1+M)^2}{(1+KN) - \left( 2R + (1-2R) \left( \frac{M \times R}{1-R} \right)^2 - (1+KTD) R^2 (1+M)^2 \right)} \quad (5.16)$$

donde:

R = Relación adimensional del área de la tobera y de la cámara de mezclado.

KN = Coeficiente de pérdida de la tobera.

KTD = Coeficiente de pérdida de la cámara de mezclado y del difusor.

Basado en el valor de N, se determina la relación R óptima.

20. Compare el nuevo valor de M con el valor M previo. Si la diferencia en M es menor que el 1%, considere que la solución converge, entonces ir al paso 21. Si no es así, ir al paso 2 usando el nuevo valor de M.

21. Se calcula una nueva presión de succión de la bomba con la siguiente ecuación:

$$PS = PD - N(PN - PD) \quad (5.17)$$

22. Con este nuevo valor de PS, se realiza un proceso iterativo, obteniéndose en la siguiente iteración un nuevo valor de N. Este nuevo valor se compara con el anterior, si los dos están dentro de un rango de convergencia del 1%, la iteración se termina y la ejecución se transfiere al paso 23. Si no, se utiliza un procedimiento que promedia los valores sucesivos de N regulando las variaciones inestables en los valores calculados de PS, este procedimiento es un promedio porcentual numérico que da un doble peso al valor previo de N y un solo peso al nuevo valor. El resultado obtenido reemplaza el valor anterior en los cálculos, aplicándose en cada iteración el criterio de convergencia del 1% para comparar el nuevo valor de N con el valor promedio de las dos iteraciones previas. Generalmente se requieren de 3 a 10 iteraciones.

23. Calcule la relación de flujo en el límite de la cavitación. ML es determinado de la ecuación:

$$ML = \frac{1-R}{R} \frac{PS}{1.3(PN - PS)} \quad (5.18)$$

24. Si  $M < ML$ , la cavitación no es un problema. Pasar al paso 25. Si  $M > ML$ , hay problema por cavitación y se tendrá que realizar un ajuste. Suponer  $M = ML$  e ir al paso 18.

25. Se calcula el flujo máximo para que no se presente el fenómeno de la cavitación.

$$Q_{SC} = \frac{QS(AT - AN)}{ASM} \quad (5.19)$$

26. Se calcula la potencia de la bomba superficial, asumiendo una eficiencia del 90%.

$$HP = \frac{(QN \times PT)}{52,910} \quad (5.20)$$

27. Se calcula la eficiencia de la bomba con la siguiente ecuación:

$$EFBOMB = M \times N \quad (5.21)$$

28. Se imprimen y se muestran los siguientes resultados:

QN = Gasto del fluido motriz (BPD)

AT = Área de tobera (pg<sup>2</sup>)

HP = Potencia de la bomba (hp)

PT = Presión del fluido motriz (lb/pg<sup>2</sup>)

PS = Presión de succión de la bomba (lb/pg<sup>2</sup>)

EFBOMB = Eficiencia de la bomba (%)

QSC = Gasto de flujo máximo sin que exista cavitación (BPD)

## 5.4 Generalidades del programa JET COOR 6.00

### 5.4.1 Aplicaciones del menú principal

#### **Menú**

##### **Archivo**

##### **Submenús**

**Nuevo** Esta opción se utiliza para iniciar un nuevo estudio.

**Abrir** Permite seleccionar el archivo que se desea abrir, especificando la ruta donde se encuentra.

**Guardar** Permite guardar los cambios realizados en el archivo actual.

**Guardar como...** Permite guardar con un nombre un nuevo archivo.

**Imprimir** Permite imprimir los datos mostrados en la pantalla.

**Salir** Permite abandonar el programa jet, si no se ha modificado el archivo desde la última vez que fue cargado, la salida será automática.

**Menú**

**Multifásico** Permite seleccionar las correlaciones de flujo multifásico, para calcular las caídas de presión a lo largo de la tubería vertical.

**Submenús**

**Beggs & Brill**

**Orkiszewski**

**Menú**

**Fluido Motriz** Permite seleccionar el tipo de fluido motriz.

**Submenús**

**Aceite**

**Agua**

**Menú**

**Arreglo subsuperficial** Permite seleccionar el tipo de instalación.

**Submenús**

**Inyección por T.P. y descarga por T.R.**

**Inyección por T.R. y descarga por T.P.**

**Inyección por T.P. y descarga por Tubería Paralela.**

**Menú**

**Ejecutar**

**Submenús**

**Resultados** Con esta opción se ejecuta el programa sobre el archivo que está vigente para determinar las condiciones de operación de la bomba.

**Limpiar datos** Limpia los datos del estudio anterior y permite registrar nuevos datos de una prueba de producción.

**Menú**

**Ayuda**

**Submenús**

**¿Cómo usar el programa?** Lista los pasos básicos para lograr la ejecución del software.

**Consideraciones del programa** Muestra los rangos y limitaciones bajo las cuales opera el programa de manera óptima.

**Acerca de Jet COOR** Despliega los requerimientos mínimos necesarios para ejecutar el programa, así como sus características y derechos.

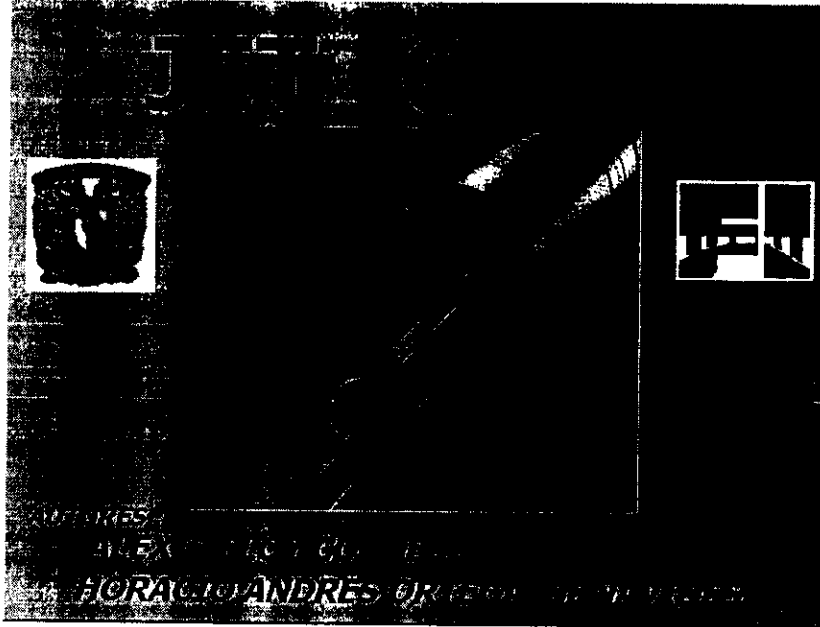


Fig. 5.2 Presentación del programa JET COOR 6.00

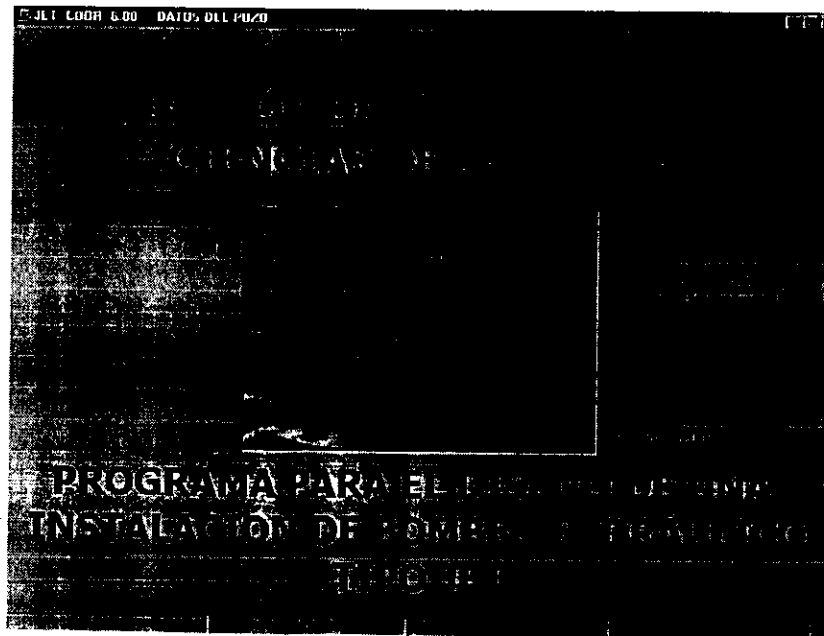


Fig. 5.3 Menú principal del programa JET COOR 6.00

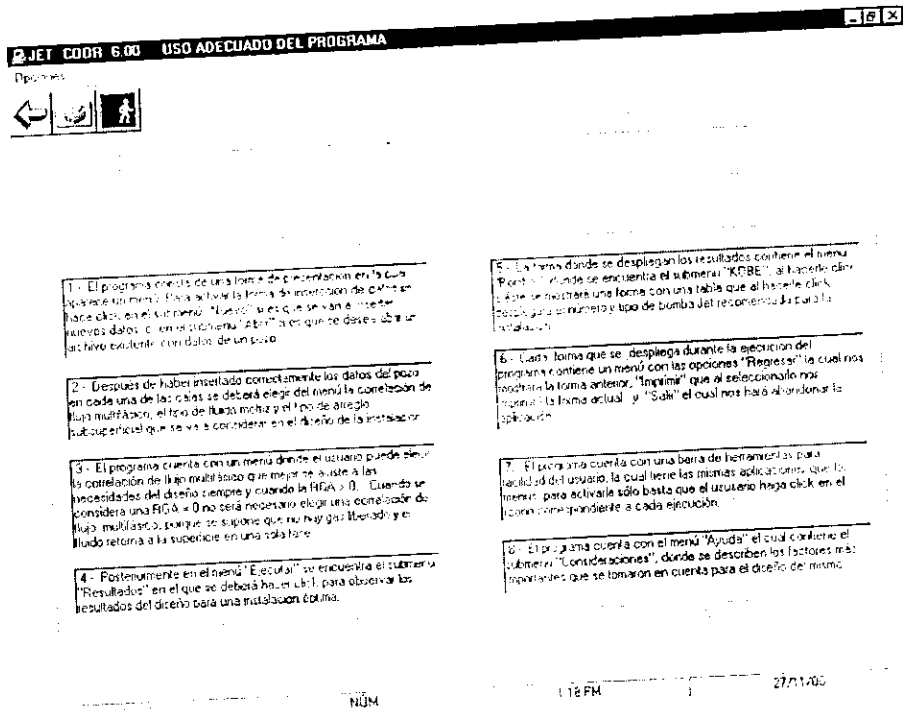


Fig. 5.4 Instrucciones para el uso del programa JET COOR 6.00

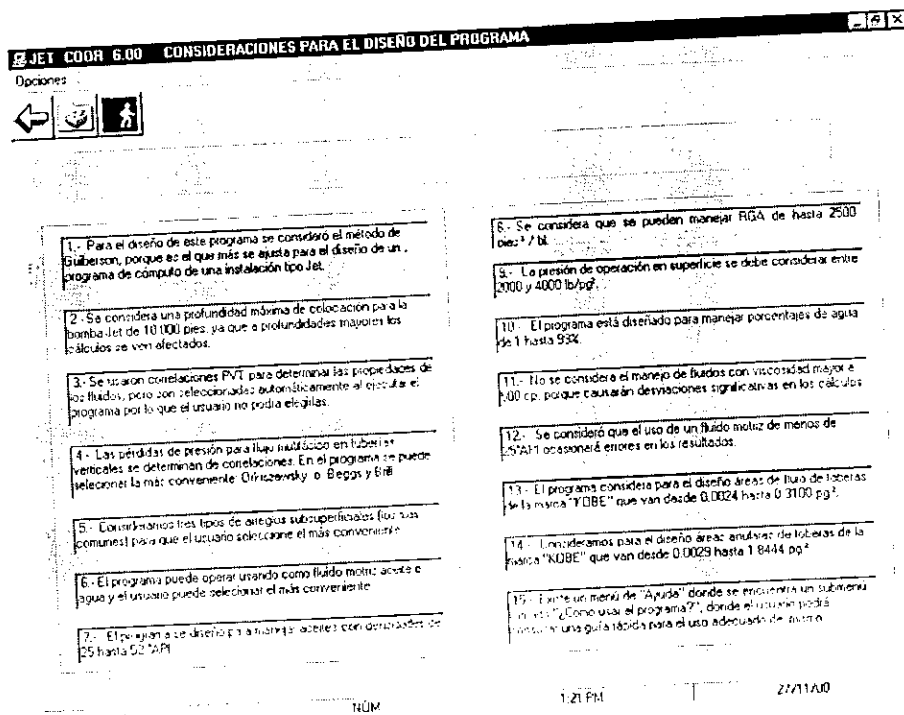


Fig. 5.5 Consideraciones del programa JET COOR 6.00



#### 5.4.2 Aplicaciones del submenú Resultados

Al ejecutar esta opción se despliegan los menús:

##### **Menú**

##### **Opciones**

##### **Submenús**

**Regresar** Permite regresar el control a la pantalla anterior.

**Imprimir** Permite imprimir los resultados del estudio.

**Salir** Permite abandonar el programa.

##### **Menú**

##### **Bombas**

##### **Submenú**

**Kobe** Permite seleccionar el área de tobera o área anular óptima, así mismo muestra el número y tipo de bomba adecuada a los requerimientos de producción.

#### 5.4.3 Aplicaciones del submenú ¿Cómo usar el programa?

Al ejecutar esta opción se despliegan los menús:

##### **Menú**

##### **Ayuda**

##### **Submenús**

**Imprimir** Permite imprimir la ventana actual.

**Cerrar Ayuda** Cierra la ventana actual.

**Salir** Permite abandonar el programa.

#### 5.4.4 Aplicaciones del submenú Consideraciones

Al ejecutar esta opción se despliegan los menús:

##### **Menú**

##### **Opciones**

##### **Submenús**

**Imprimir** Permite imprimir la ventana actual.

**Cerrar Consideraciones** Cierra la ventana actual.

**Salir** Permite abandonar el programa.

**TABLA 5.1 Tamaños de tobera y cámara de mezclado para bombas jet marca Kobe.**

KOBE			
TOBERA		CÁMARA DE MEZCLADO	
NÚMERO	ÁREA	NÚMERO	ÁREA
1	0.0024	1	0.0060
2	0.0031	2	0.0077
3	0.0040	3	0.0100
4	0.0052	4	0.0129
5	0.0067	5	0.0167
6	0.0086	6	0.0215
7	0.0111	7	0.0278
8	0.0144	8	0.0359
9	0.0186	9	0.0464
10	0.0240	10	0.0599
11	0.0310	11	0.0774
12	0.0400	12	0.1000
13	0.0517	13	0.1292
14	0.0668	14	0.1668
15	0.0863	15	0.2154
16	0.1114	16	0.2783
17	0.1439	17	0.3594
18	0.1858	18	0.4642
19	0.2400	19	0.5995
20	0.3100	20	0.7743
		21	1.0000
		22	1.2916
		23	1.6681
		24	2.1544

KOBE		
TOBERA	CÁM. DE MEZCLADO	R
N	N-1	0.517 A-
N	N	0.400 A
N	N+1	0.310 B
N	N+2	0.240 C
N	N+3	0.186 D
N	N+4	0.144 E

**TABLA 5.2 Tamaños de tobera y cámara de mezclado para bombas jet marca Kobe.**

<b>TOBERA</b>	<b>A -</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>
1		0.0036	0.0053	0.0076	0.0105	0.0143
2	0.0029	0.0046	0.0069	0.0098	0.0136	0.0184
3	0.0037	0.0060	0.0089	0.0127	0.0175	0.0231
4	0.0048	0.0077	0.0115	0.0164	0.0227	0.0308
5	0.0062	0.0100	0.0149	0.0211	0.0293	0.0397
6	0.0080	0.0129	0.0192	0.0273	0.0378	0.0513
7	0.0104	0.0167	0.0248	0.0353	0.0488	0.0663
8	0.0134	0.0216	0.0320	0.0456	0.0631	0.0856
9	0.0174	0.0278	0.0414	0.0589	0.0814	0.1106
10	0.0224	0.0360	0.0534	0.0760	0.1051	0.1428
11	0.0289	0.0464	0.0690	0.0981	0.1358	0.1840
12	0.0374	0.0599	0.0891	0.1268	0.1749	0.2382
13	0.0483	0.0774	0.1151	0.1633	0.2265	0.3076
14	0.0624	0.1001	0.1482	0.2115	0.2926	0.3974
15	0.0806	0.1287	0.1920	0.2731	0.3780	0.5133
16	0.1036	0.1668	0.2479	0.3528	0.4881	0.6629
17	0.1344	0.2155	0.3203	0.4557	0.6304	0.8562
18	0.1735	0.2784	0.4137	0.5885	0.8142	1.1058
19	0.2242	0.3595	0.5343	0.7600	1.0516	1.4282
20	0.2896	0.4643	0.6901	0.9817	1.3583	1.8444

## 5.5 Ejemplos de aplicación con datos de pozos.

### Ejemplo 1. Pozo sin producción de gas libre.

Profundidad del pozo = 6000 pies.

Profundidad de colocación de la bomba = 5000 pies.

Diámetro exterior de T.P. = 2.375 pg.

Diámetro interior de T.P. = 1.995 pg.

Diámetro interior de T.R. = 4.892 pg.

Ángulo de desviación del pozo = 90°

Aceite = 30 °API.

Viscosidad del aceite = 2.5 cp.

Densidad relativa del gas = 0.65

RGA = 0 pies<sup>3</sup>/bl.

Porcentaje de agua producida = 30%.

Gradiente del agua producida = 0.45 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

Viscosidad de agua = 0.55 cp.

Presión de fondo estática = 1500 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de fondo fluyendo = 1000 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de la cabeza del pozo = 100 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de operación = 3000 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de separación = 80 lb/pg<sup>2</sup>

Temperatura en el fondo del pozo = 160 ° F

Temperatura en la cabeza del pozo = 100 ° F

Temperatura de separación = 60 ° F

Gasto de producción deseado = 500 BPD.

I.P. = 1.5 BPD / lb/pg<sup>2</sup>

Porcentaje de NaCl = 1%

Tipo de fluido motriz = aceite.

Tipo de arreglo subsuperficial = Inyección por T.P. y producción por T.R.

En la **Fig 5.6** se muestran los datos del pozo del ejemplo 1 (yacimiento bajosaturado) ya insertados en la ventana de datos del pozo del programa de cómputo JET COOR 6.00.

**DATOS DEL POZOMECANICO DEL POZO**

PROFUNDIDAD DEL POZO	6000
COLOCACION DE LA BOMBA	5000
DIAMETRO EXTERIOR DE LA TP	2.375
DIAMETRO INTERIOR DE LA TP	1.995
DIAMETRO INTERIOR DE LA TR	4.892
ANGULO DESVIACION DEL POZO	90

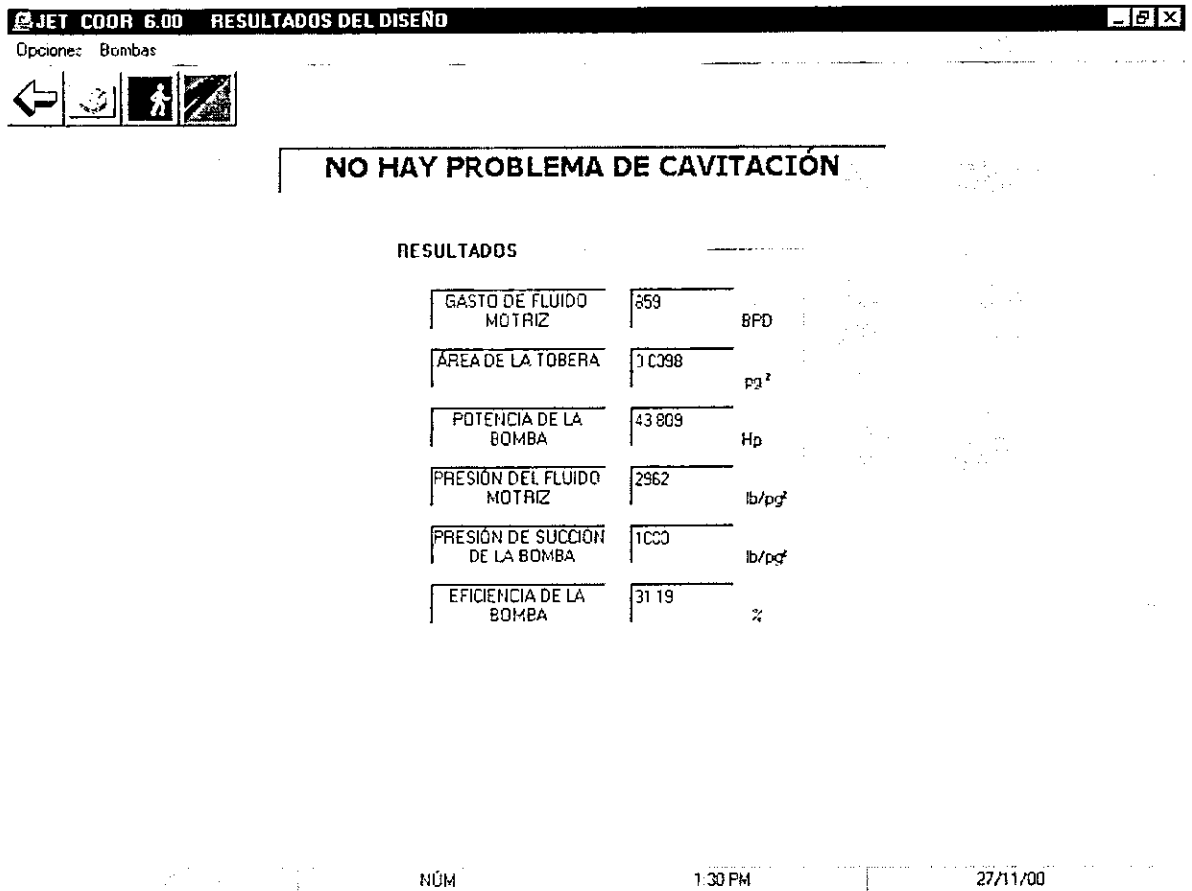
**DATOS DE PRODUCCION DEL POZO**

ACEITE	30
VISCOSIDAD ACEITE	2.5
DENSIDAD RELATIVA DEL GAS	0.65
GRAS	0
GRAS	0.3
GRAD. AGUA	0.45

VISCOSIDAD DEL AGUA	0.55
P <sub>1</sub>	1500
P <sub>2</sub>	1000
P <sub>3</sub>	100
PRESION DE OPERACION	3000
PRESION DE SEPARACION	80
TEMPERATURA	160
TEMPERATURA DE SEPARACION	100
TEMPERATURA DE SEPARACION	60
PASTO DE SEPARACION	500
GRAD. AGUA	1.5
PERCENTAJE DE AGUA	1

Fig.5.6 Inserción de datos de un yacimiento bajosaturado en el programa de cómputo JET COOR 6.00.

Se utilizó como fluido motriz aceite y como arreglo subsuperficial inyección por T.P. y producción por T.R. La **Fig. 5.7** muestra los resultados que se obtuvieron.



**Fig.5.7** Resultados obtenidos con los datos del pozo del ejemplo 1 en el programa de cómputo JET COOR 6.00.

El programa JET COOR 6.00 selecciona la bomba óptima de la marca KOBE para el diseño de una instalación. La **Fig. 5.8** muestra la ventana con el número y tipo de bomba Jet seleccionada que mejor se ajusta a las condiciones del pozo del ejemplo 1.

**Bomba 7 B**

DIAMETRO	NUMERO	AREA DE
0.0024	1	0.0060
0.0031	2	0.0077
0.0040	3	0.0100
0.0052	4	0.0129
0.0067	5	0.0167
0.0086	6	0.0215
0.0111	7	0.0278
0.0144	8	0.0359
0.0186	9	0.0464
0.0240	10	0.0599
0.0310	11	0.0774
0.0400	12	0.1000
0.0517	13	0.1292
0.0660	14	0.1660

**Fig.5.8** Bomba Jet seleccionada por el programa de cómputo JET COOR 6.00.

**Ejemplo 2. Pozo con producción de gas libre.**

Profundidad del pozo = 8000 pies.

Profundidad de colocación de la bomba = 8000 pies.

Diámetro exterior de T.P. = 2.875 pg.

Diámetro interior de T.P. = 2.125 pg.

Diámetro interior de T.R. = 7 pg.

Ángulo de desviación del pozo = 90°

Aceite = 41 °API.

Viscosidad del aceite = 2.5 cp.

Densidad relativa del gas = 0.65

RGA = 500 pies<sup>3</sup>/bl.

Porcentaje de agua producida = 50%.

Gradiente del agua producida = 0.45 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

Viscosidad de agua = 0.55 cp.

Presión de fondo estática = 2500 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de fondo fluyendo = 1920 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de la cabeza del pozo = 120 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de operación = 3000 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de separación = 80 lb/pg<sup>2</sup>

Temperatura en el fondo del pozo = 170 ° F

Temperatura en la cabeza del pozo = 100 ° F

Temperatura de separación = 60 ° F

Gasto de producción deseado = 800 BPD.

I.P. = 4 BPD / lb/pg<sup>2</sup>

Porcentaje de NaCl = 1%

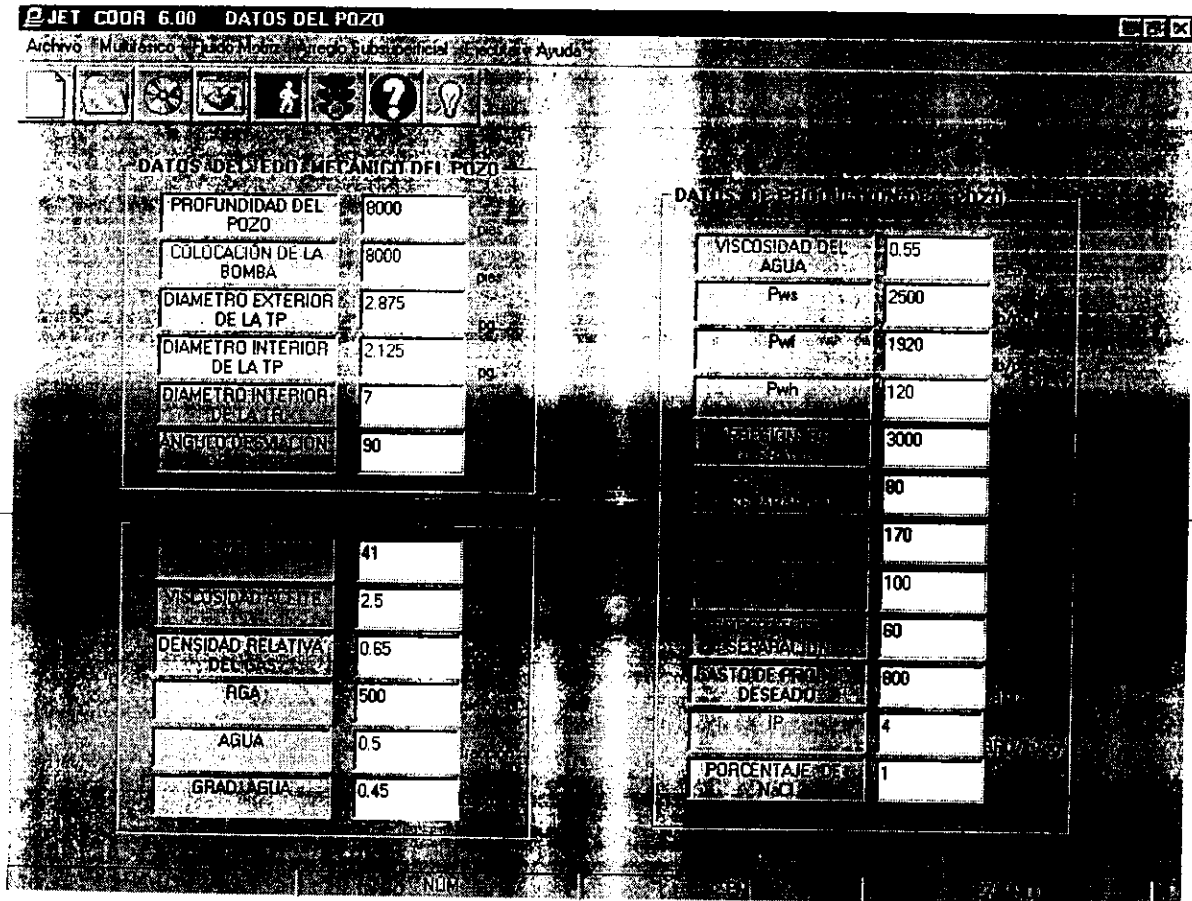
Tipo de fluido motriz = aceite.

Tipo de instalación = Inyección por T.P. y producción por T.R.

Correlación de flujo multifásico = Beggs & Brill.

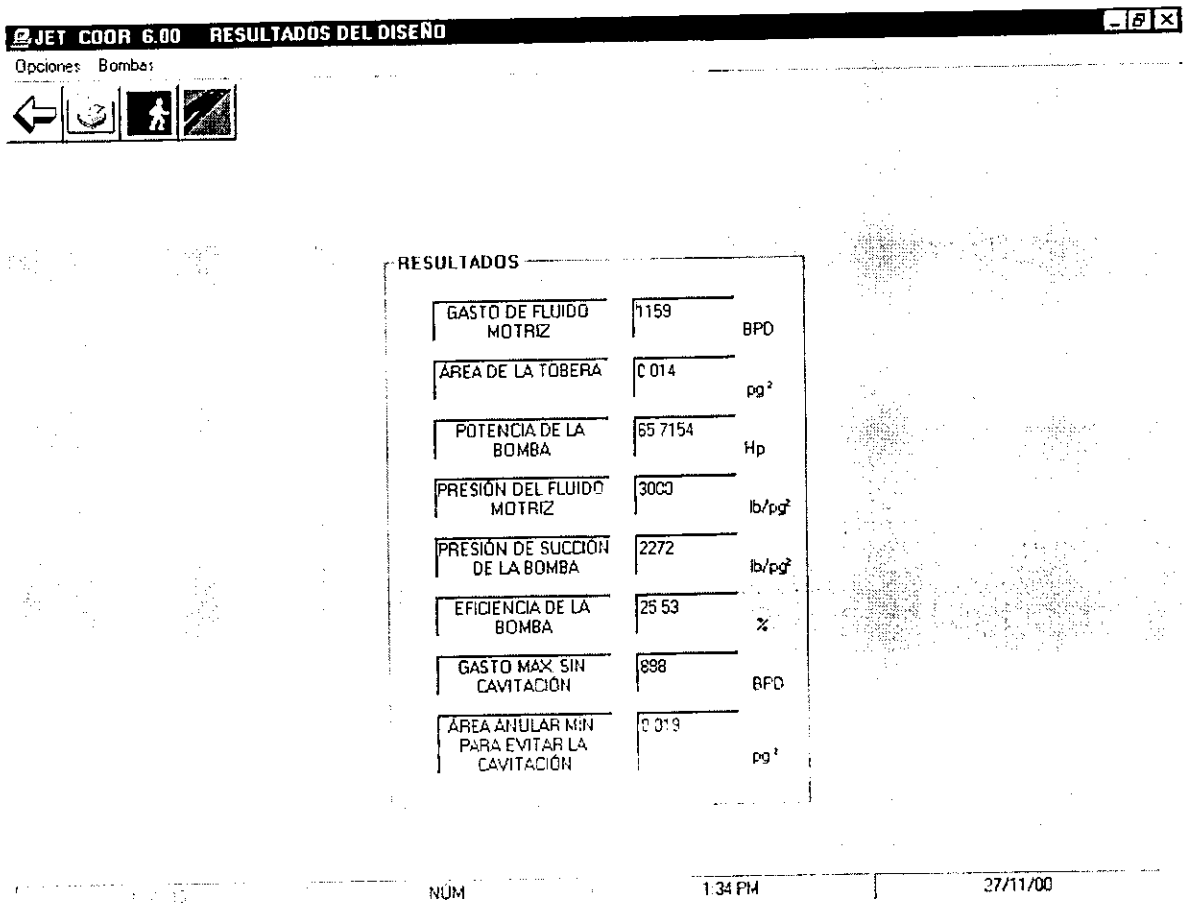


En la **Fig 5.9** se muestran los datos del pozo del ejemplo 2 (yacimiento saturado) ya insertados en la ventana de datos del pozo del programa de cómputo JET COOR 6.00.



**Fig.5.9** Inserción de datos de un yacimiento saturado en el programa de cómputo JET COOR 6.00.

Se utilizó como correlación para flujo multifásico la de Beggs y Brill, aceite como fluido motriz y como arreglo subsuperficial se inyectó por T.P. y se produjo por T.R. La **Fig. 5.10** muestra los resultados que se obtuvieron.



**Fig.5.10** Resultados obtenidos con los datos del pozo del ejemplo 2 en el programa de cómputo JET COOR 6.00.

El programa JET COOR 6.00 selecciona la bomba óptima de la marca KOBE para el diseño de la instalación. La **Fig. 5.11** muestra el número y tipo de bomba Jet que mejor se ajusta a las condiciones del pozo del ejemplo 2.

Options

	0.0036	0.0053	0.0076	0.0105	0.0143	
	0.0029	0.0045	0.0069	0.0098	0.0136	0.0184
	0.0037	0.0060	0.0089	0.0127	0.0175	0.0231
4	0.0048	0.0077	0.0115	0.0164	0.0227	0.0308
5	0.0062	0.0100	0.0149	0.0211	0.0293	0.0397
6	0.0080	0.0129	0.0192	0.0273	0.0378	0.0513
7	0.0104	0.0167	0.0248	0.0353	0.0488	0.0663
8	0.0134	0.0215	0.0320	0.0456	0.0631	0.0856
9	0.0174	0.0273	0.0414	0.0589	0.0814	0.1106
10	0.0224	0.0360	0.0534	0.0760	0.1051	0.1428
11	0.0289	0.0464	0.0690	0.0981	0.1358	0.1840
12	0.0374	0.0593	0.0891	0.1268	0.1749	0.2382

Fig.5.11 Bomba Jet seleccionada por el programa de cómputo JET COOR 6.00.

## 5.6 Análisis de resultados

Si analizamos los resultados obtenidos con el programa de cómputo JET COOR 6.00 podemos observar que si mantenemos la presión de operación de superficie constante en ambos pozos, encontramos que en el pozo con producción de gas libre, la potencia de la bomba, la presión de succión en la misma y el gasto de fluido motriz se incrementan, no así la eficiencia de la bomba la cual disminuye. Esto sucede porque la bomba puede manejar ciertas cantidades de gas libre pero a medida que el volumen de éste aumenta la eficiencia de la bomba disminuirá.

Si observamos detenidamente el tamaño de bomba que selecciona el programa en cada caso, tenemos que para el pozo del ejemplo 1 es una bomba número 7, tipo B y para el ejemplo 2 es una bomba 5C. Esto quiere decir que cuando un pozo produce mayor cantidad de gas libre necesitará un número y tipo de bomba Jet más grande, sin embargo puede haber alguna confusión ya que el pozo con mayor producción de gas libre es el del ejemplo 2 y éste muestra un número menor de bomba Jet comparado con el pozo del ejemplo 1. Pero recordemos que el tipo de bomba también tiene mucho que ver con el tamaño, ya que una bomba A- es más pequeña comparada con una bomba A del mismo número, la cual a su vez será más pequeña que una bomba B y así sucesivamente. Por lo tanto, una bomba Jet 7B es más pequeña que una 5C por lo que la selección que hace el programa es correcta. Para corroborar esto numéricamente, observamos que la bomba 7B tiene un área de  $0.0111\text{pg}^2$  y una bomba Jet 5C mide  $0.0211\text{pg}^2$ .

Además se corrió el programa con los datos del ejemplo 2, pero con la correlación de Orkiszewski y encontramos que solamente hay una diferencia de  $3\text{ lb/pg}^2$  en la presión de succión de la bomba, con lo que concluimos que ambas correlaciones son válidas para determinar las pérdidas de presión por fricción a lo largo de la tubería, las cuales a su vez nos sirven para calcular la presión de descarga en la bomba y la presión de succión en la misma.

La tobera e la bomba Jet que hará producir el pozo del ejemplo 1 con una presión de operación de 3000 lb/pg<sup>2</sup> tiene un área de flujo de 0.0098 pg<sup>2</sup>. Requerirá 859 BPD de fluido motriz para producir 500 BPD. Como puede observarse en la tabla 5.1 no existe un área de tobera de 0.0098 pg<sup>2</sup>, por lo que se elige un área de tobera inmediata superior la cual es de 0.0111 pg<sup>2</sup> y corresponde a una bomba 7B.

Si la presión de operación es diferente a 3000 lb/pg<sup>2</sup> tendríamos como resultado una bomba diferente. Una presión de operación mas baja conducirá a un tamaño de tobera más grande, mientras que una tobera más pequeña requerirá una presión de operación mayor.

La potencia de la bomba hidráulica está en función de la presión y gasto del fluido motriz suministrado a la bomba. Cuando el gasto del fluido motriz aumenta, la presión de operación tiende a disminuir según las características de la bomba. Sin embargo como un resultado de las pérdidas de presión en las tuberías, éste incremento en el gasto del fluido motriz tiende a incrementar la presión de operación. En la mayoría de las instalaciones las características de la bomba y las pérdidas de presión influyen considerablemente en los resultados del diseño.

Si las pérdidas de presión influyen demasiado entre la relación presión-gasto del fluido motriz, el método de diseño descrito anteriormente no convergerá para valores razonables de presión de operación. Un método de ensayo y error es entonces requerido para obtener la presión de operación adecuada. En algunos casos, el cálculo convergerá con una alta presión de operación y los resultados utilizados inicialmente se retomarán para efectuar un proceso iterativo. Cuando las pérdidas de presión por fricción no afectan la eficiencia de la bomba el método descrito para la selección de una bomba Jet es efectivo y confiable.

En la siguiente tabla se muestran datos comparativos obtenidos con JET COOR para diferentes presiones de inyección y manteniendo el gasto de producción constante.

<b>PRESIÓN DE INYECCIÓN (lb/pg<sup>2</sup>)</b>	<b>GASTO DE PRODUCCIÓN (BPD)</b>	<b>GASTO DE FLUIDO MOTRIZ (BPD)</b>	<b>POTENCIA DE BOMBA (HP)</b>	<b>EFICIENCIA DE LA BOMBA (%)</b>	<b>ÁREA DE TOBERA (pg<sup>2</sup>)</b>
2000	500	1447	49.2	28.56	0.0240
3000	500	859	43.8	31.2	0.0111
4000	500	595	40.4	33.4	0.0067

## 5.7 Nomenclatura

VARIABLE	UNIDADES	
AN	Área de flujo de la tobera.	pg <sup>2</sup> .
AS	Área anular de flujo de la garganta, AT-AN.	pg <sup>2</sup> .
ASM	Área anular mínima de flujo de la garganta para evitar la cavitación.	pg <sup>2</sup> .
AT	Área de flujo de la garganta.	pg <sup>2</sup> .
D	Profundidad de asentamiento de la bomba.	pies.
D1	Diámetro interno de la tubería de inyección o T.R.	pg.
D2	Diámetro externo de la tubería interior en flujo anular.	pg.
Eff	Eficiencia de la bomba jet.	
G	Gradiente del fluido.	lb/pg <sup>2</sup> /pie.
GD	Gradiente de la mezcla del fluido motriz y fluido producido.	lb/pg <sup>2</sup> /pie
GLR	Relación gas-líquido de los fluidos de retorno a la superficie.	pies <sup>3</sup> /bl.
GN	Gradiente del fluido motriz pasando a través de la tobera.	lb/pg <sup>2</sup> /pie.
GO	Gradiente del aceite producido.	lb/pg <sup>2</sup> /pie.
GOR	Relación gas-aceite.	pies <sup>3</sup> /bl.
GS	Gradiente del fluido producido del pozo.	lb/pg <sup>2</sup> /pie.
GW	Gradiente del agua.	lb/pg <sup>2</sup> /pie.
HP	Caballos de fuerza	
KN	Coefficiente de pérdida en la tobera.	
KTD	Coefficiente de pérdida en la garganta-difusor.	
L	Longitud de la tubería.	pies.
M	Relación de flujo.	Adim.
N	Relación de presión.	Adim.
PD	Presión de descarga de la bomba.	lb/pg <sup>2</sup> .
PF	Pérdida de presión por fricción en la tubería.	lb/pg <sup>2</sup> /pie.
PFN	Pérdida de presión por fricción en la tubería de inyección.	lb/pg <sup>2</sup> /pie.
PFD	Pérdida de presión por fricción en el conducto de retorno.	lb/pg <sup>2</sup> /pie.
PN	Presión en la entrada de la tobera.	lb/pg <sup>2</sup> .
PS	Presión de succión de la bomba (presión de producción de fondo).	lb/pg <sup>2</sup> .
PT	Presión de operación en superficie.	lb/pg <sup>2</sup> .
PWH	Presión en la cabeza del pozo.	lb/pg <sup>2</sup> .
QD	Índice de flujo de descarga de la bomba.	BPD.
QG	Índice de flujo de gas a través de la bomba.	BPD.
QN	Índice de flujo a través de la tobera.	BPD.
QS	Índice de flujo de succión de la bomba (índice de producción).	BPD.
QSC	Índice máx. de flujo en la succión de la bomba sin cavitación.	BPD.
R	Relación del área de tobera y de garganta.	Adim.
WC	Producción de agua.	%
WCD	Porcentaje de agua en el flujo de retorno.	
ΔP	Incremento de presión a través de la bomba (PD-PS).	lb/pg <sup>2</sup> .
μD	Viscosidad de los fluidos de retorno.	cp.
μO	Viscosidad del aceite.	cp.
μW	Viscosidad del agua (en programas se utiliza igual a 0.55).	cp.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Unidades de fondo tipo pistón están disponibles para gastos de bombeo arriba de 50 a 1,600 BPD y profundidades de elevación de 1,500 hasta 15,000 pies. Las longitudes de la carrera (embolada) son de 1 a 8 pies y sus velocidades de hasta 150/min. Por lo general las longitudes de las unidades subsuperficiales son de 8 a 22 pies. Las bombas tipo pistón son usadas principalmente donde la producción de arena y gas es baja. Estas bombas usan anillos y sellos que son rápidamente desgastados por la arena. Cuando esto sucede, la unidad debe cambiarse por otra y mandarse a reparación. La vida de la bomba en condiciones severas de trabajo se reporta en 9 meses. El cambio de la bomba y su reparación tienen un costo aproximado del 40% del costo de una bomba nueva. La bomba tipo pistón puede trabajar con una presión en la succión menor a 100 lb/pg<sup>2</sup>.

La bomba tipo jet es un tipo revolucionario introducido a fines de 1970. Es más sencilla, de menor longitud y no tiene partes móviles. La introducción de la bomba jet incrementó la vida de la bomba y amplió su uso en regiones que producen arena y gas. El único efecto que tiene la arena es el desgaste de la tobera y de la entrada de la garganta. Cuando esto sucede, la bomba de fondo puede ser circulada a la superficie mediante la acción de bombeo, las dos partes reemplazadas en el mismo pozo y la unidad reinstalada, todo en espacio de una hora o menos, por ello los costos de reparación son bastante bajos. La vida de la bomba jet no ha sido aún determinada; una suposición son dos años en condiciones severas de trabajo. Aunque la bomba jet tiene ventajas significativas además de poder ser circulada a través de cabezales de pozo submarinos, su eficiencia es aproximadamente un 50% menor que la de una bomba tipo pistón, sólo la mitad de eficiente que la bomba pistón, 32 contra 65 %. Consecuentemente, los costos por energía son más altos. Tampoco puede bombear pozos con una presión de fondo fluyendo debajo de 500 lb/pg<sup>2</sup> o la cavitación ocurrirá.

El fluido motriz puede ser aceite o agua; el aceite es preferido y el agua es aceptable con inhibidores apropiados para evitar la corrosión. Una mezcla de aceite y agua es indeseable debido a que las características de flujo serían impredecibles, como por ejemplo, la viscosidad variable de emulsiones.



En el bombeo hidráulico el arreglo subsuperficial más simple y común en un pozo es la que presenta la característica de bomba libre en sistema abierto; constituida por una T.P., T.R. y un empacador. En este caso la bomba es instalada mediante la acción de bombeo sobre una válvula recuperable previamente colocada en el fondo del pozo. El fluido motriz es bombeado a través de la T.P y conducido a la superficie por la T.R. mezclado con los fluidos producidos.

Naturalmente, la bomba jet es un sistema abierto donde el fluido motriz se mezcla con los fluidos producidos. Solamente para la bomba tipo pistón, sistemas cerrados son disponibles donde el fluido motriz (comúnmente agua) regresa a la superficie sin mezclarse con los fluidos producidos. Esto, por supuesto, requiere una sarta adicional de tubería en el pozo lo cual es una desventaja, aunque el equipo en superficie es más simple ya que el fluido motriz se maneja independientemente de los fluidos producidos.

El bombeo hidráulico tipo jet presenta buenas características para operar en pozos profundos, ya que no está limitado por la temperatura; además de que puede manejar gastos altos aunque a presiones de yacimiento menores, la cavitación limita los gastos de producción. Cabe destacar que la bomba jet está llegando a ser más popular en el área de sistemas artificiales y junto con el BN es uno de los métodos a considerar para terminaciones en lecho marino.

Aunque el bombeo hidráulico fue originalmente considerado sólo para aplicarse en pozos con altos volúmenes de aceite, ha mostrado ser totalmente exitoso en pozos con volúmenes de aceite menores. Además, es conveniente ya que sus costos operativos no afectan demasiado el costo por barril producido, debido a que las reparaciones del equipo subsuperficial se efectúan sin necesidad de utilizar equipo de reparación de pozos.

El trabajo involucrado en el diseño de una instalación de bombeo hidráulico tipo pistón no es tan complejo comparado con el requerido al diseñar una instalación para bombeo hidráulico jet ya que no se requiere el cálculo iterativo constante, además la consulta necesaria de gráficas para la lectura de datos en el proceso de diseño pistón hace que programar el procedimiento de diseño no sea óptimo ya que lo esperado sería disminuir el tiempo que se invierte en el diseño.

En cambio, el problema de diseñar instalaciones para bombeo hidráulico tipo jet es manejado fácilmente utilizando un programa de cómputo ya que varias variables pueden ser revisadas muy rápidamente durante el proceso de diseño.

El método de cálculo empleado en el programa de cómputo es confiable para las ecuaciones básicas que gobiernan el comportamiento del bombeo hidráulico tipo jet.

El programa de cómputo utilizado para el diseño de una instalación de bombeo jet, es una herramienta auxiliar y práctica que ejecuta rápidamente los cálculos necesarios, seleccionando automáticamente las diferentes combinaciones de tobera y cámara de mezclado marca KOBE para pozos candidatos a producir mediante este tipo de bombeo en condiciones actuales o futuras, es decir, cuando varíen la  $P_{wf}$ , RGA y % de agua producida, reduciendo considerablemente el tiempo invertido en el diseño ya que evita la consulta física de las tablas y los cálculos iterativos necesarios.

El procedimiento programado fue valorado satisfactoriamente con los ejemplos tomados de la revista World Oil <sup>5</sup>, por lo que se recomienda su aplicación. Además se infiere que los beneficios económicos serán sustanciales por los altos gastos factibles de recuperar con este sistema artificial de producción.

La toma de decisión para seleccionar el método del sistema artificial más adecuado, depende tanto de su factibilidad técnica como de su rentabilidad económica. La factibilidad técnica es fácilmente identificable, sin embargo, la rentabilidad económica requiere de parámetros medidos a las condiciones de aplicación. En este sentido, los parámetros recomendados a medir son: vida útil, costos de mantenimiento, consumo de energía, flexibilidad operativa, costos por reintervención al pozo y posibilidad de evolución de tecnologías.

Se recomienda además, adicionar experiencia en este sistema de elevación con el objetivo de incrementar el conocimiento para diseñar mejores instalaciones de producción y dar pauta para que los sistemas artificiales de producción que trabajan mediante Bombeo Hidráulico sean considerados como una opción viable de entre los sistemas de producción actualmente utilizados en México.

TABLA COMPARATIVA

		BOMBEO TIPO JET	BOMBEO TIPO PISTÓN
<b>INVERSIÓN</b>		\$	\$\$
<b>OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO</b>		\$\$	\$\$
<b>PROFUNDIDAD DE OPERACIÓN</b>		1500 - 10,000 pies	1500 - 15,000 pies
<b>CAPACIDADES DE LEVANTAMIENTO</b>			
(BPD)	15,000 1,000 100 50		
<b>FLEXIBILIDAD</b>		BUENA	BUENA
<b>CONFIABILIDAD</b>		BUENA	BUENA
<b>EFICIENCIA HIDRAULICA</b>			
(%)	40 20 0		
<b>RESTRICCIONES</b>			
CAÍDA DE PRESIÓN		BUENO	REGULAR
VISCOSIDAD DEL ACEITE		BUENO	BUENO
MANEJO DE SÓLIDOS		BUENO	MALO
MANEJO DE GAS		BUENO	REGULAR
ALTA TEMPERATURA		BUENO	BUENO
PROFUNDIDAD		BUENO	BUENO
DESVIACIÓN		EXCELENTE	BUENO
APLICACIÓN COSTAFUERA		EXCELENTE	BUENA

# APÉNDICE

## A

## BOMBAS KOBE TRIPLEX

Tamaño 2 - 23 HP - 5000 PSI					
Diámetro del Émbolo Pg	Presión Máxima lb/pg <sup>2</sup>	Desplazamiento / 100 RPM		Desplazamiento / 450 RPM	
		GPM	BPD	GPM	BPD
5/8	5000	1.20	41.0	5.40	184
11/16	4710	1.45	49.6	6.53	223
3/4	3960	1.72	59.0	7.74	265
13/16	3380	2.02	69.2	9.09	311
7/8	2910	2.34	80.3	10.53	361
15/16	2540	2.69	92.2	12.10	415
1	2230	3.06	105.0	13.77	472
1 1/8	1760	3.87	133.0	17.42	597
1 1/4	1430	4.78	164.0	21.51	737

FIGURA A(1)

Tamaño 3 - 100 HP - 5000 PSI					
Diámetro del Émbolo Pg	Presión Máxima lb/pg <sup>2</sup>	Desplazamiento / 100 RPM		Desplazamiento / 500 RPM	
		GPM	BPD	GPM	BPD
3/4	5000	2.30	79	11.5	395
7/8	5000	3.12	107	15.6	535
1	5000	4.08	140	20.4	700
1 1/8	5000	5.16	177	25.8	885
1 1/4	4560	6.38	219	32.0	1100
1 3/8	3880	7.72	265	37.7	1330
1 1/2	3180	9.18	315	46.0	1580
1 5/8	2720	10.80	369	53.8	1850
1 3/4	2340	12.50	428		

FIGURA A(2)

Tamaño 4 - 180 HP - 5000 PSI					
Diámetro del Émbolo Pg	Presión Máxima lb/pg <sup>2</sup>	Desplazamiento / 100 RPM		Desplazamiento / 450 RPM	
		GPM	BPD	GPM	BPD
1 1/2	5000	11.5	393	51.8	1768
1 5/8	4630	13.5	462	60.8	2079
1 3/4	4000	15.6	535	70.2	2408
1 7/8	3438	17.9	615	80.6	2768
2	3060	20.4	700	91.8	3150
2 1/8	2720	23.0	790	104.0	3555
2 1/4	2420	25.8	885	116.0	3983
2 3/8	2170	28.8	986	130.0	4437

FIGURA A(3)

<b>NATIONAL J-30</b>																		
<b>Triplex Plunger Pump</b>																		
<b>Continuous duty performance</b>																		
PUMP SIZE	LNGR. DIA. IN.	MAX. PRESS. PSI	GPM per RPM	BPD per RPM	VOLUME - INPUT HORSEPOWER DATA													
					200 RPM 12 HP		250 RPM 15 HP		300 RPM 18 HP		350 RPM 21 HP		400 RPM 24 HP		450 RPM 27 HP		500 RPM 30 HP	
					GPM	BPD	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM
J-30-L LOW PRESS.	2 1/4	900	0.1033	3.540	20.7	710	25.8	885	31.0	1065	36.2	1240	41.3	1415	46.5	1595	51.6	1770
	2	1150	0.0816	2.798	16.3	560	20.4	700	24.5	840	28.6	980	32.6	1120	36.7	1260	40.8	1400
	1 3/4	1500	0.0625	2.142	12.5	430	15.6	535	18.8	645	21.9	750	25.0	855	28.1	965	31.2	1070
	1 1/2	2000	0.0459	1.573	9.2	315	11.5	395	13.8	475	16.1	550	18.4	630	20.7	710	22.9	785
J-30-H HIGH PRESS.	1 1/2	2000	0.0459	1.573	9.2	315	11.5	395	13.8	475	16.1	550	18.4	630	20.7	710	22.9	785
	1 3/8	2500	0.0385	1.322	7.8	265	9.7	330	11.6	395	13.5	465	15.4	530	17.4	595	19.3	660
	1 1/4	3000	0.0319	1.093	6.4	220	8.0	275	9.6	330	11.2	385	12.8	440	14.4	490	15.9	545
	1 1/8	3750	0.0258	0.855	5.2	175	6.5	220	7.8	265	9.1	310	10.3	355	11.6	400	12.9	445
	1	5000	0.0204	0.699	4.1	140	5.1	175	6.1	210	7.2	245	8.2	280	9.2	315	10.2	350
	15/16	5000	0.0179	0.614	3.6	125	4.5	155	5.4	185	6.3	215	7.2	245	8.1	275	9.0	310

FIGURA A(4)

<b>NATIONAL J-60</b>																		
<b>Triplex Plunger Pump</b>																		
<b>Continuous duty performance</b>																		
PUMP SIZE	LNGR. DIA. IN.	MAX. PRESS. PSI	GPM per RPM	BPD per RPM	VOLUME - INPUT HORSEPOWER DATA													
					200 RPM 24 HP		250 RPM 30 HP		300 RPM 36 HP		350 RPM 42 HP		400 RPM 48 HP		450 RPM 54 HP		500 RPM 60 HP	
					GPM	BPD	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM
J-60-L LOW PRESS.	3	725	0.2754	9.442	55	1890	69	2360	83	2835	96	3304	110	3775	124	4250	138	4720
	2 3/4	850	0.2314	7.934	46	1585	58	1985	69	2380	81	2775	93	3175	104	3570	116	3965
	2 1/2	1000	0.1912	6.557	38	1310	48	1640	57	1965	67	2295	76	2625	86	2950	96	3280
	2 1/4	1275	0.1549	5.311	31	1060	39	1330	46	1595	54	1860	62	2125	70	2390	77	2655
J-60-M MED. PRESS.	2	1600	0.1224	4.197	24	840	31	1050	37	1260	43	1470	49	1680	55	1890	61	2100
	2	1600	0.1224	4.197	24	840	31	1050	37	1260	43	1470	49	1680	55	1890	61	2100
	1 3/4	2050	0.0937	3.213	19	645	23	805	28	965	33	1125	37	1285	42	1445	47	1605
	1 5/8	2450	0.0808	2.770	16	555	20	690	24	830	28	970	32	1110	36	1245	40	1385
	1 1/2	2900	0.0688	2.360	14	470	17	590	21	710	24	825	28	945	31	1060	34	1180
	1 3/8	3200	0.0579	1.983	12	395	14	495	17	595	20	695	23	795	26	890	29	990
J-60-H HIGH PRESS.	1 3/8	3200	0.0579	1.983	12	395	14	495	17	595	20	695	23	795	26	890	29	990
	1 1/4	3900	0.0478	1.639	10	330	12	410	14	490	17	575	19	655	22	735	24	820
	1 1/8	4800	0.0387	1.328	8	265	9.7	345	12	400	14	485	15	530	17	620	19	665
	1	5000	0.0306	1.049	6	210	7.7	260	9	315	11	370	12	420	14	475	15	525

FIGURA A(5)

<b>NATIONAL J-100</b>																				
<b>Triplex Plunger Pump</b>																				
<b>Continuous duty performance</b>																				
PUMP SIZE	LNGR. DIA. IN.	MAX. PRESS. PSI	GPM per RPM	BPD per RPM	VOLUME - INPUT HORSEPOWER DATA															
					150 RPM 34 HP		200 RPM 44 HP		250 RPM 56 HP		300 RPM 67 HP		350 RPM 78 HP		400 RPM 89 HP		450 RPM 100 HP			
					GPM	BPD	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM
J-100- LOW PRESS.	3 3/8	750	0.4667	15.934	70	2390	93	3185	116	3985	139	4780	163	5575	186	6375	209	7170		
	3 1/8	850	0.3984	13.660	60	2050	80	2730	100	3415	120	4100	139	4780	159	5465	179	6145		
	2 7/8	1000	0.3372	11.652	51	1735	67	2310	84	2890	101	3470	118	4045	135	4625	152	5205		
	2 5/8	1200	0.2811	9.639	42	1445	56	1930	70	2410	84	2890	98	3375	112	3855	127	4335		
	2 3/8	1500	0.2301	7.890	35	1185	46	1580	58	1970	69	2365	81	2760	92	3155	104	3550		
-100- MED. PRESS.	2 1/8	2000	0.1842	6.316	28	950	37	1260	46	1575	55	1895	65	2210	74	2525	83	2840		
	2	2200	0.1632	5.595	24	840	33	1120	41	1400	49	1675	57	1960	65	2240	73	2515		
	1 7/8	2500	0.1434	4.918	22	740	29	980	36	1225	43	1475	50	1720	57	1965	65	2210		
	1 3/4	2850	0.1250	4.284	19	645	25	855	31	1070	37	1280	44	1500	50	1710	56	1925		
	1 5/8	3200	0.1077	3.694	16	555	22	735	27	920	32	1105	38	1295	43	1480	48	1660		
-100- HIGH PRESS.	1 3/4	2850	0.1250	4.284	19	645	25	855	31	1070	37	1280	44	1500	50	1710	56	1925		
	1 5/8	3200	0.1077	3.694	16	555	22	735	27	920	32	1105	38	1295	43	1480	48	1660		
	1 1/2	3750	0.0918	3.147	13.8	470	18.3	625	22.9	785	27.5	945	32.1	1100	36.7	1260	41.3	1415		
	1 3/8	4450	0.0771	2.644	11.6	395	15.4	530	19.2	660	23.1	790	26.9	920	30.8	1055	34.7	1190		
	1 1/4	5000	0.0637	2.186	9.6	330	12.7	435	15.9	545	19.1	655	22.3	765	25.5	875	28.6	980		

FIGURA A(6)

<b>NATIONAL J-150</b>																				
<b>Triplex Plunger Pump</b>																				
<b>Continuous duty performance</b>																				
PUMP SIZE	LNGR. DIA. IN.	MAX. PRESS. PSI	GPM per RPM	BPD per RPM	VOLUME - INPUT HORSEPOWER DATA															
					100 RPM 37.5 HP		150 RPM 56 HP		200 RPM 75 HP		250 RPM 94 HP		300 RPM 112.5 HP		350 RPM 131 HP		400 RPM 150 HP			
					GPM	BPD	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM	GPM	BPM
J-150- LOW PRESS.	4	700	0.816	27.976	82	2800	122	4195	163	5595	204	6995	245	8395	286	9790				
	3 3/4	800	0.717	24.590	72	2460	108	3690	143	4915	179	6145	215	7380	251	8605	287	9835		
	3 1/2	950	0.625	21.420	62	2145	94	3215	125	4280	156	5355	187	6425	219	7495	250	8570		
	3 1/4	1100	0.539	18.469	54	1850	81	2770	108	3695	135	4620	162	5540	189	6465	215	7390		
	3	1250	0.459	15.737	46	1575	69	2360	92	3150	115	3935	138	4720	161	5510	184	6295		
-150- MED. PRESS.	2 3/4	1500	0.386	13.223	39	1325	58	1985	77	2645	96	3305	116	3965	135	4630	154	5290		
	2 3/4	1500	0.386	13.223	39	1325	58	1985	77	2645	96	3305	116	3965	135	4630	154	5290		
	2 5/8	1650	0.351	12.024	35	1205	53	1805	70	2410	88	3010	105	3615	123	4215	141	4820		
	2 1/2	1800	0.319	10.928	32	1095	48	1640	64	2185	80	2735	96	3280	112	3825	127	4370		
	2 3/8	2000	0.288	9.863	29	985	43	1480	58	1975	72	2465	86	2960	101	3450	115	3945		
-150- HIGH PRESS.	2 1/4	2250	0.258	8.852	26	885	39	1325	52	1770	65	2215	77	2655	90	3100	103	3540		
	2 1/8	2500	0.230	7.896	23	790	35	1185	46	1580	58	1975	69	2370	81	2765	92	3160		
	2	2850	0.204	6.994	20	700	31	1050	41	1400	51	1750	61	2100	71	2450	82	2800		
	2	2850	0.204	6.994	20	700	31	1050	41	1400	51	1750	61	2100	71	2450	82	2800		
	1 7/8	3250	0.179	6.147	18	615	27	920	36	1230	45	1535	54	1845	63	2150	72	2460		
1 3/4	3700	0.156	5.355	16	535	23	800	31	1070	39	1340	47	1610	55	1875	62	2140			
1 5/8	4300	0.1347	4.617	14	460	20	695	27	925	34	1155	40	1385	47	1615	54	1845			
1 1/2	5000	0.115	3.934	11	395	17	590	23	785	29	985	34	1180	40	1375	46	1575			

FIGURA A(7)

# APÉNDICE

## B



**ESPECIFICACIONES  
BOMBA SARGENT - MOTOR SIMPLE, BOMBA SIMPLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
2 x 1 1/16	0.67	186	13.3	6.9	27
2 x 1 1/4	0.93	259	13.3	9.6	27
2 x 1 1/2	1.33	373	13.3	13.8	27
2 1/2 x 1 1/4	0.58	257	21.2	9.5	27
2 1/2 x 1 1/2	0.83	370	21.2	13.7	27
2 1/2 x 1 3/4	1.13	502	21.2	18.6	27
2 1/2 x 2	1.47	653	21.2	24.2	27
3 x 1 1/2	0.53	418	36.1	15.5	27
3 x 1 3/4	0.72	570	36.1	21.1	27
3 x 2	0.94	742	36.1	27.5	27
3 x 2 1/4	1.20	940	36.1	34.8	27
3 x 2 1/2	1.47	1161	36.1	43.0	27
4 x 2 1/2	0.68	940	63.5	34.8	27
4 x 2 3/4	1.01	1404	63.5	52.0	27
4 x 3 1/4	1.41	1960	63.5	72.6	27

**FIGURA B (1)**

EJEMPLO: 2 x 1 1/16

2 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

1 1/16=Diám. del pistón del motor=Diám. del pistón de la bomba=1 1/16 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA JOHNSON - FAGG - MOTOR SIMPLE, BOMBA SIMPLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
2 x 1 5/8 x 1 1/16	0.52	225	15.08	6.45	35
2 x 1 5/8 x 1 1/4	0.72	312	15.08	8.92	35
2 x 1 5/8 x 1 1/2	1.03	450	15.08	12.85	35
2 x 1 5/8 x 1 5/8	1.21	528	15.08	15.08	35
2 1/2 x 2 x 1 1/4	0.44	264	30.80	12.02	22
2 1/2 x 2 x 1 1/2	0.68	467	30.80	17.30	27
2 1/2 x 2 x 1 5/8	0.80	547	30.80	20.30	27
2 1/2 x 2 x 1 3/4	0.93	637	30.80	23.60	27
2 1/2 x 2 x 2	1.21	831	30.80	30.80	27
3 x 2 1/2 x 1 3/4	0.59	643	43.71	21.42	30
3 x 2 1/2 x 2	0.77	840	43.71	27.98	30
3 x 2 1/2 x 2 1/4	0.98	1062	43.71	35.41	30
3 x 2 1/2 x 2 1/2	1.21	1311	43.71	43.71	30
4 x 2 15/16 x 2	0.57	840	60.35	27.98	30
4 x 2 15/16 x 2 1/4	0.72	1062	60.35	35.41	30
4 x 2 15/16 x 2 1/2	0.89	1311	60.35	43.71	30
4 x 2 15/16 x 2 3/4	1.08	1587	60.35	52.90	30
4 x 2 15/16 x 2 15/16	1.22	1810	60.35	60.35	30

**FIGURA B (2)**

EJEMPLO: 2 x 1 5/8 x 1 1/16

2 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

1 5/8 = Diámetro del pistón del motor = 1 5/8 pg

1 1/16 = Diámetro del pistón de la bomba = 1 1/16 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA FLUID PACKED VRF - MOTOR SIMPLE, BOMBA SIMPLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
VRF 201611	0.62	318	4.24	2.12	150
VRF 201613	0.87	444	4.24	2.96	150
VRF 201616	1.32	673	4.24	4.49	150
VRF 252015	0.74	630	8.89	5.25	120
VRF 252017	1.00	858	8.89	7.15	120
VFR 252020	1.32	1119	8.89	9.33	120
VRF 302424	1.28	1612	12.99	13.44	120

**FIGURA B (3)**

EJEMPLO: VRF 201611

20 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

16 = Diámetro del pistón del motor = 1.6 pg

11 = Diámetro del pistón de la bomba = 1.1 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA FLUID PACKED VRF - MOTOR TANDEM, BOMBA SIMPLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
VRF 20161613	0.54	444	6.86	2.96	150
VRF 20161616	0.81	673	6.86	4.49	150
VRF 25202015	0.41	630	15.16	5.25	120
VRF 25202017	0.56	858	15.16	7.15	120
VFR 25202020	0.73	1119	15.16	9.33	120

**FIGURA B (4)**

EJEMPLO: VRF 20161613

20 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

16 = Diámetro del pistón superior del motor = 1.6 pg

16 = Diámetro del pistón inferior del motor = 1.6 pg

13 = Diámetro del pistón de la bomba = 1.3 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA FLUID PACKED V-11 - MOTOR SIMPLE, BOMBA SIMPLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
V - 25 - 11 - 118	1.18	1419	5.33	6.31	225
V - 25 - 11 - 095	0.95	1299	6.66	6.31	206

**FIGURA B (5)**

EJEMPLO: V - 25 - 11 - 118

25 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2.5 pg

11 = Diámetro del pistón del motor = 1.1 pg

118 = Diámetro del pistón de la bomba = 1.18 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA FLUID PACKED V-21 - MOTOR TANDEM, BOMBA SIMPLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
V25 - 21 - 075	0.75	1173	8.38	6.31	186
V25 - 21 - 063	0.63	1072	10.00	6.31	170

**FIGURA B (6)**

EJEMPLO: V25 - 21 - 075

25 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2.5 pg

21 = Diámetro del pistón del motor = 2.1 pg

075 = Diámetro del pistón de la bomba = 0.75 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBAS FLUID PACKED F, FE & FEB**

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
20 13 11	0.71	204	4.2	3.0	68
20 13 13	1.00	285	4.2	4.2	68
20 16 11	0.47	204	6.4	3.0	68
20 16 13	0.66	285	6.4	4.2	68
20 16 16	1.00	517	9.4	9.4	55
25 16 16	0.47	214	7.0	3.3	65
25 16 13	0.66	299	7.0	4.6	65
25 16 16	1.00	455	7.0	7.0	65
25 20 16	0.64	540	16.5	10.6	51
25 20 18	0.81	683	16.5	13.4	51
25 20 20	1.00	841	16.5	16.5	51
40 24 22	0.88	1269	32.1	28.2	45

**FIGURA B (7)**

EJEMPLO: 20 13 11

20 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

13 = Diámetro del pistón del motor = 1.3 pg

11 = Diámetro del pistón de la bomba = 1.1 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA KOBE TIPO A -MOTOR SIMPLE, BOMBA SIMPLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
2 x 1 - 13/16	0.545	139	2.15	1.15	121
2 x 1 - 1	1.000	254	2.15	2.10	121
2 x 1 - 1 3/16	1.546	393	2.15	3.25	121
2 x 1 3/16 - 1	0.647	254	3.00	2.10	121
2 x 1 3/16 - 1 3/16	1.000	393	3.00	3.25	121
2 1/2 x 1 1/4 - 1	0.520	256	5.02	2.56	100
2 1/2 x 1 1/4 - 1 1/8	0.746	367	5.02	3.67	100
2 1/2 x 1 1/4 - 1 1/4	1.000	492	5.02	4.92	100
2 1/2 x 1 1/4 - 1 7/16	1.431	703	5.02	7.03	100
2 1/2 x 1 7/16 - 1 1/4	0.700	492	7.13	4.92	100
2 1/2 x 1 7/16 - 1 7/16	1.000	703	7.13	7.03	100
3 x 1 1/2 - 1 1/4	0.592	486	9.61	5.59	87
3 x 1 1/2 - 1 3/8	0.787	646	9.61	7.43	87
3 x 1 1/2 - 1 1/2	1.000	821	9.61	9.44	87
3 x 1 1/2 - 1 3/4	1.480	1218	9.61	14.00	87
3 x 1 3/4 - 1 1/2	0.676	821	14.17	9.44	87
3 x 1 3/4 - 1 3/4	1.000	1218	14.17	14.00	87
4 x 2 - 1 3/4	0.687	1108	21.44	14.40	77
4 x 2 - 2	1.000	1617	21.44	21.00	77
4 x 2 - 2 3/8	1.541	2502	21.44	32.50	77
4 x 2 3/8 - 2	0.649	1617	32.94	21.00	77
4 x 2 3/8 - 2 3/8	1.000	2502	32.94	32.50	77

**FIGURA B (8)**

EJEMPLO: 2 x 1 - 13 / 16

2 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

1 = Diámetro del pistón del motor = 1 pg

13 / 16 = Diámetro del pistón de la bomba = 13 / 16 pg

**BOMBA KOBE TIPO A - MOTOR SIMPLE, BOMBA DOBLE**

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
2 x 1 3/16 - 1 x 1	1.290	508	3.30	4.20	121
2 x 1 3/16 - 1 3/16 x 1	1.647	647	3.30	5.35	121
2 x 1 3/16 - 1 3/16 x 1 3/16	2.000	786	3.30	6.50	121
2 1/2 x 1 7/16 - 1 1/4 x 1 1/4	1.400	984	7.13	9.84	100
2 1/2 x 1 7/16 - 1 7/16 x 1 1/4	1.701	1195	7.13	11.95	100
2 1/2 x 1 7/16 - 1 7/16 x 1 7/16	2.000	1406	7.13	14.06	100
3 x 1 3/4 - 1 1/4 x 1 1/4	0.800	972	14.17	11.18	87
3 x 1 3/4 - 1 1/2 x 1 1/2	1.351	1642	14.17	18.88	87
3 x 1 3/4 - 1 3/4 x 1 1/2	1.675	2039	14.17	23.44	87
3 x 1 3/4 - 1 3/4 x 1 3/4	2.000	2436	14.17	28.00	87
4 x 2 3/8 - 2 x 1 3/4	1.094	2725	32.94	35.40	77
4 x 2 3/8 - 2 x 2	1.299	3234	32.94	42.00	77
4 x 2 3/8 - 2 3/8 x 2	1.650	4119	32.94	53.50	77
4 x 2 3/8 - 2 3/8 x 2 3/8	2.000	5005	32.94	65.00	77

**FIGURA B (9)**

EJEMPLO: 2 x 1 3/16 - 1 x 1

2 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

1 3/16 = Diámetro del pistón del motor = 1 3/16 pg

1 = Diámetro del pistón superior de la bomba = 1 pg

1 = Diámetro del pistón inferior de la bomba = 1 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA KOBE TIPO B - MOTOR SIMPLE, BOMBA SIMPLE**

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
2 x 1 3/8 - 1 3/16	0.700	381	4.54	3.15	121
2 x 1 3/8 - 1 3/8	1.000	544	4.54	4.50	121
2 1/2 x 1 3/4 - 1 1/2	0.685	744	10.96	7.44	100
2 1/2 x 1 3/4 - 1 3/4	1.000	1086	10.96	10.86	100
3 x 2 1/8 - 1 7/8	0.740	1388	21.75	15.96	87
3 x 2 1/8 - 2 1/8	1.000	1874	21.75	21.55	87

**FIGURA B (10)**

EJEMPLO: 2 x 1 3/8 - 1 3/16

2 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

1 3/8 = Diámetro del pistón del motor = 1 3/8 pg

1 3/16 = Diámetro del pistón de la bomba = 1 3/16 pg



**ESPECIFICACIONES  
BOMBA KOBE TIPO B - MOTOR SIMPLE, BOMBA DOBLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
2 x 1 3/8 - 1 3/16 x 1 3/16	1.380	751	4.54	6.21	121
2 x 1 3/8 - 1 3/8 x 1 3/16	1.680	913	4.54	7.55	121
2 x 1 3/8 - 1 3/8 x 1 3/8	1.980	1076	4.54	8.90	121
2 1/2 x 1 3/4 - 1 1/2 x 1 1/2	1.336	1452	10.96	14.52	100
2 1/2 x 1 3/4 - 1 3/4 x 1 1/2	1.652	1794	10.96	17.94	100
2 1/2 x 1 3/4 - 1 3/4 x 1 3/4	1.957	2136	10.96	21.36	100
3 x 2 1/8 - 1 7/8 x 1 7/8	1.454	2726	21.75	31.34	87
3 x 2 1/8 - 2 1/8 x 1 7/8	1.714	3213	21.75	36.94	87
3 x 2 1/8 - 2 1/8 x 2 1/8	1.974	3700	21.75	42.53	87

**FIGURA B (11)**

EJEMPLO: 2 x 1 3/8 - 1 3/16 x 1 3/16

2 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

1 3/8 = Diámetro del pistón del motor = 1 3/8 pg

1 3/16 = Diámetro del pistón superior de la bomba = 1 3/16 pg

1 3/16 = Diámetro del pistón inferior de la bomba = 1 3/16 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA KOBE TIPO D - MOTOR DOBLE, BOMBA SIMPLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
2 x 1 3/16 x 1 3/8 - 1 3/16	0.407	381	7.79	3.15	121
2 x 1 3/16 x 1 3/8 - 1 3/8	0.581	544	7.79	4.50	121
2 1/2 x 1 7/16 x 1 3/4 - 1 1/2	0.411	744	17.99	7.44	100
2 1/2 x 1 7/16 x 1 3/4 - 1 3/4	0.608	1086	17.99	10.86	100
3 x 1 3/4 x 2 1/8 - 1 7/8	0.449	1357	35.74	15.96	87
3 x 1 3/4 x 2 1/8 - 2 1/8	0.606	1874	35.74	21.55	87

**FIGURA B (12)**

EJEMPLO: 2 x 1 3/16 x 1 3/8 - 1 3/16

2 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

1 3/16 = Diámetro del pistón superior del motor = 1 3/16 pg

1 3/8 = Diámetro del pistón inferior del motor = 1 3/8 pg

1 3/16 = Diámetro del pistón de la bomba = 1 3/16 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA KOBE TIPO D - MOTOR DOBLE, BOMBA DOBLE**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
2 x 1 3/16 x 1 3/8 - 1 3/16 x 1 3/16	0.802	751	7.79	6.21	121
2 x 1 3/16 x 1 3/8 - 1 3/8 x 1 3/16	0.976	913	7.79	7.55	121
2 x 1 3/16 x 1 3/8 - 1 3/8 x 1 3/8	1.150	1076	7.79	8.90	121
2 1/2 x 1 7/16 x 1 3/4 - 1 1/2 x 1 1/2	0.813	1452	17.99	14.52	100
2 1/2 x 1 7/16 x 1 3/4 - 1 3/4 x 1 1/2	0.976	1794	17.99	17.94	100
2 1/2 x 1 7/16 x 1 3/4 - 1 3/4 x 1 3/4	1.196	2136	17.99	21.36	100
3 x 1 3/4 x 2 1/8 - 1 7/8 x 1 7/8	0.882	2726	35.74	31.34	87
3 x 1 3/4 x 2 1/8 - 2 1/8 x 1 7/8	1.039	3213	35.74	36.94	87
3 x 1 3/4 x 2 1/8 - 2 1/8 x 2 1/8	1.197	3700	35.74	42.53	87

**FIGURA B (13)**

EJEMPLO: 2 x 1 3/16 x 1 3/8 - 1 3/16 x 1 3/16

2 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

1 3/16 = Diámetro del pistón superior del motor = 1 3/16 pg

1 3/8 = Diámetro del pistón inferior del motor = 1 3/8 pg

1 3/16 = Diámetro del pistón superior de la bomba = 1 3/16 pg

1 3/16 = Diámetro del pistón inferior de la bomba = 1 3/16 pg

**ESPECIFICACIONES  
BOMBA KOBE TIPO E**

DIÁMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCIÓN	RELACIÓN P/E	DESPLAZAMIENTO			VEL. MÁX. (SPM)
		GASTO BPD	BPD por SPM		
			Motor	Bomba	
2 x 1 3/8	1.152	1311	18.35	21.15	62
2 1/2 x 1 3/4	1.146	2397	37.35	42.81	56
3 x 2 1/8	1.142	4015	66.32	75.76	53

**FIGURA B (14)**

EJEMPLO: 2 x 1 3/8

2 = Diámetro Interior de la TP = Diámetro Exterior de la Bomba = 2 pg

1 3/8 = Diámetro del pistón del motor = Diámetro del pistón del bomba = 1 3/8 pg

# APÉNDICE

C

PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TP DE 1 1/4"

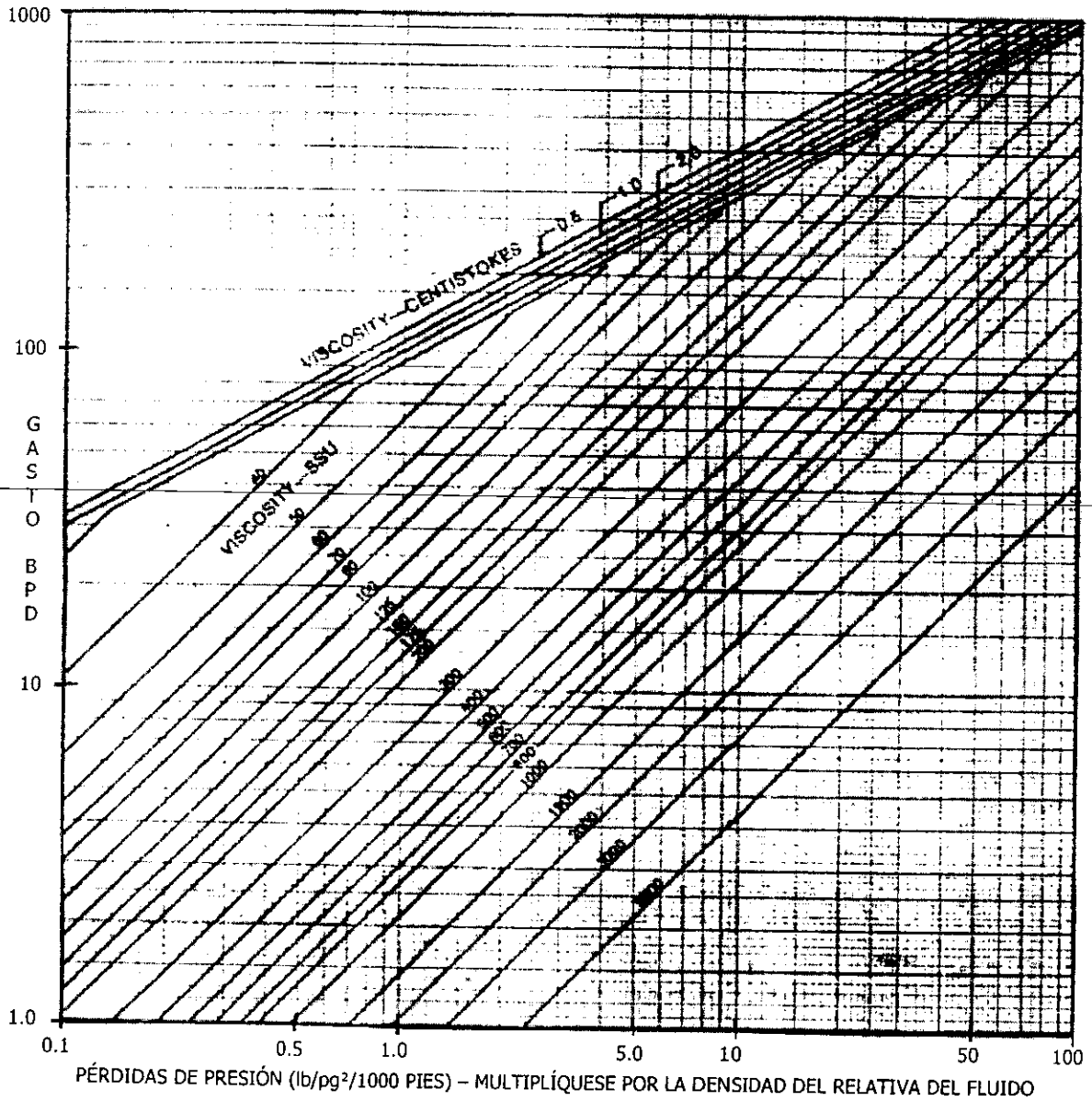


FIGURA C(1)

**PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TP DE 2 3/8"**

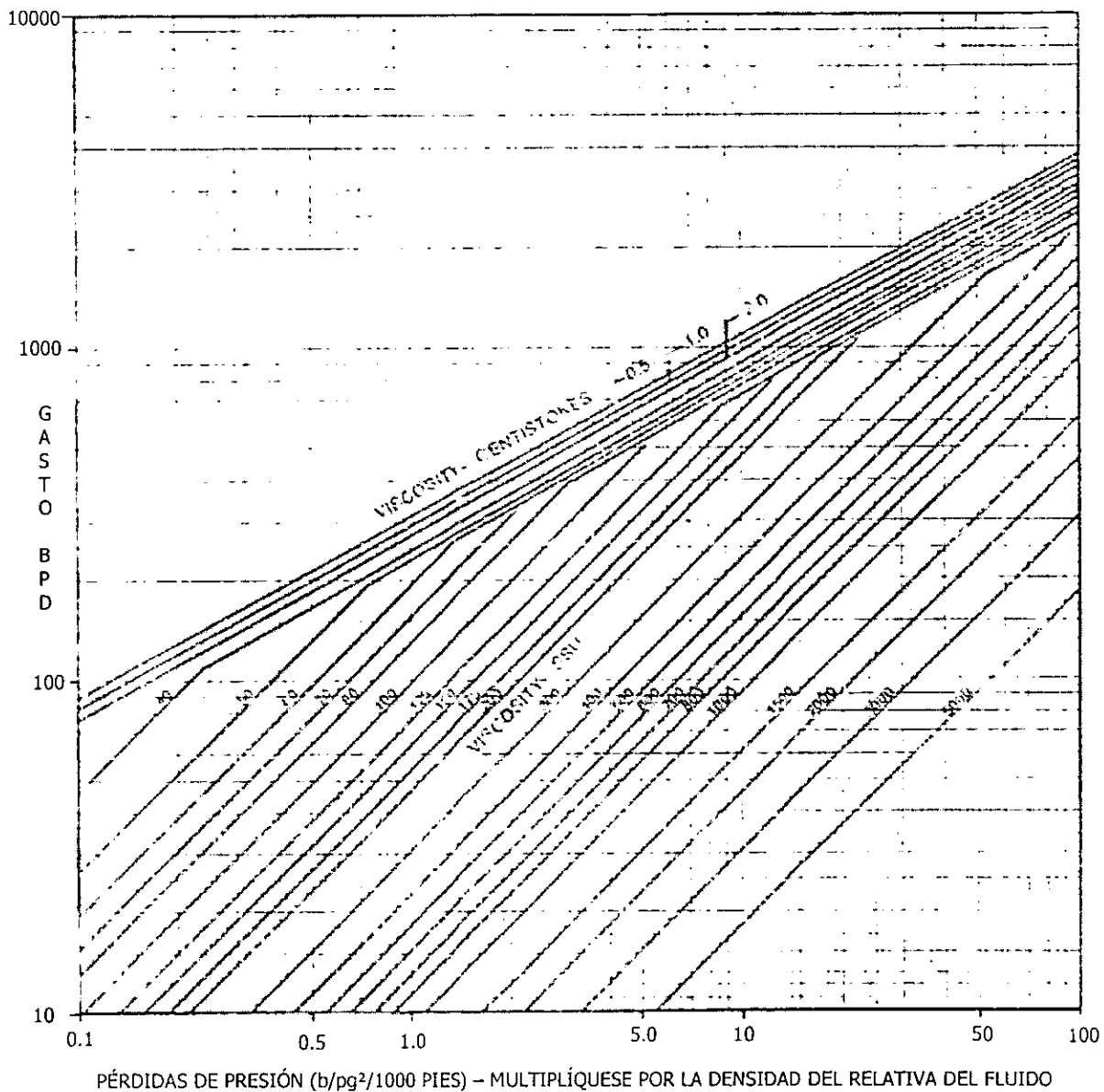
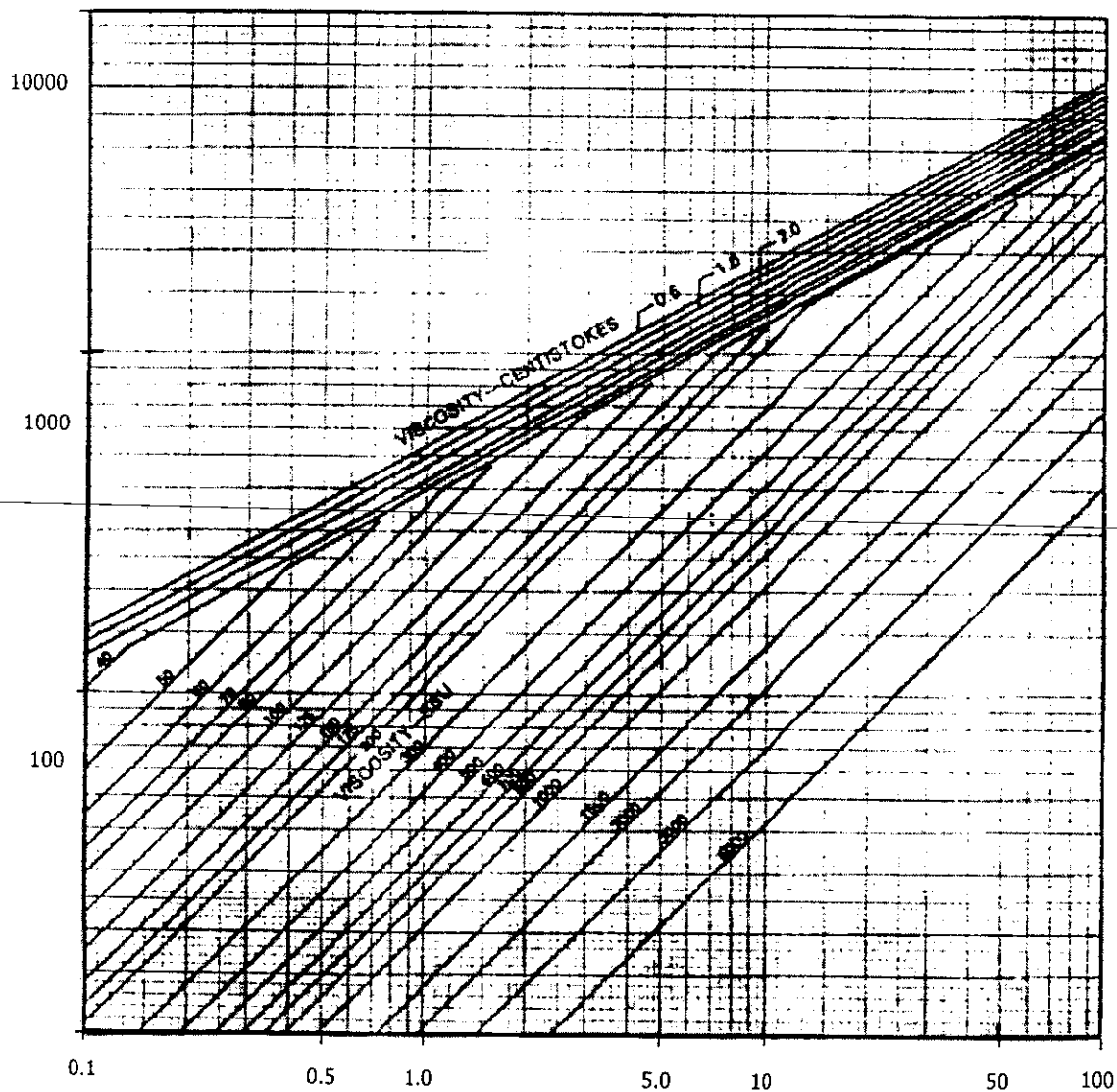


FIGURA C(2)

### PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TP DE 2 7/8"



PÉRDIDAS DE PRESIÓN ( $\text{b/pg}^2/1000 \text{ PIES}$ ) - MULTIPLÍQUESE POR LA DENSIDAD DEL RELATIVO DEL FLUIDO

FIGURA C(3)

**PÉRDIDAS DE PRESIÓN PARA TR DE 5 1/2" CON TP DE 2 3/8"**

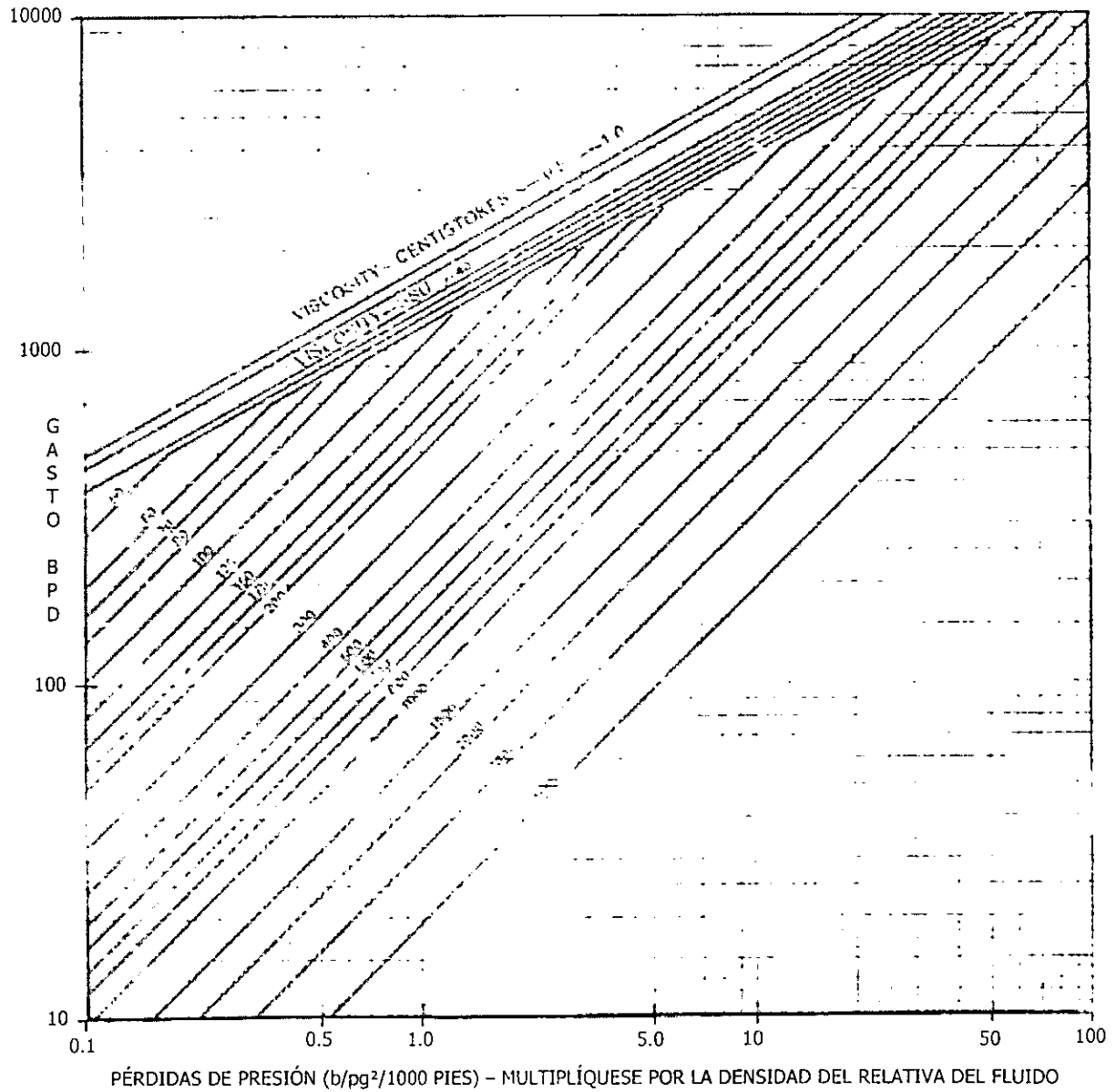


FIGURA C(4)

**PÉRDIDAS DE PRESIÓN PARA TR DE 7" CON TP DE 3 1/2"**

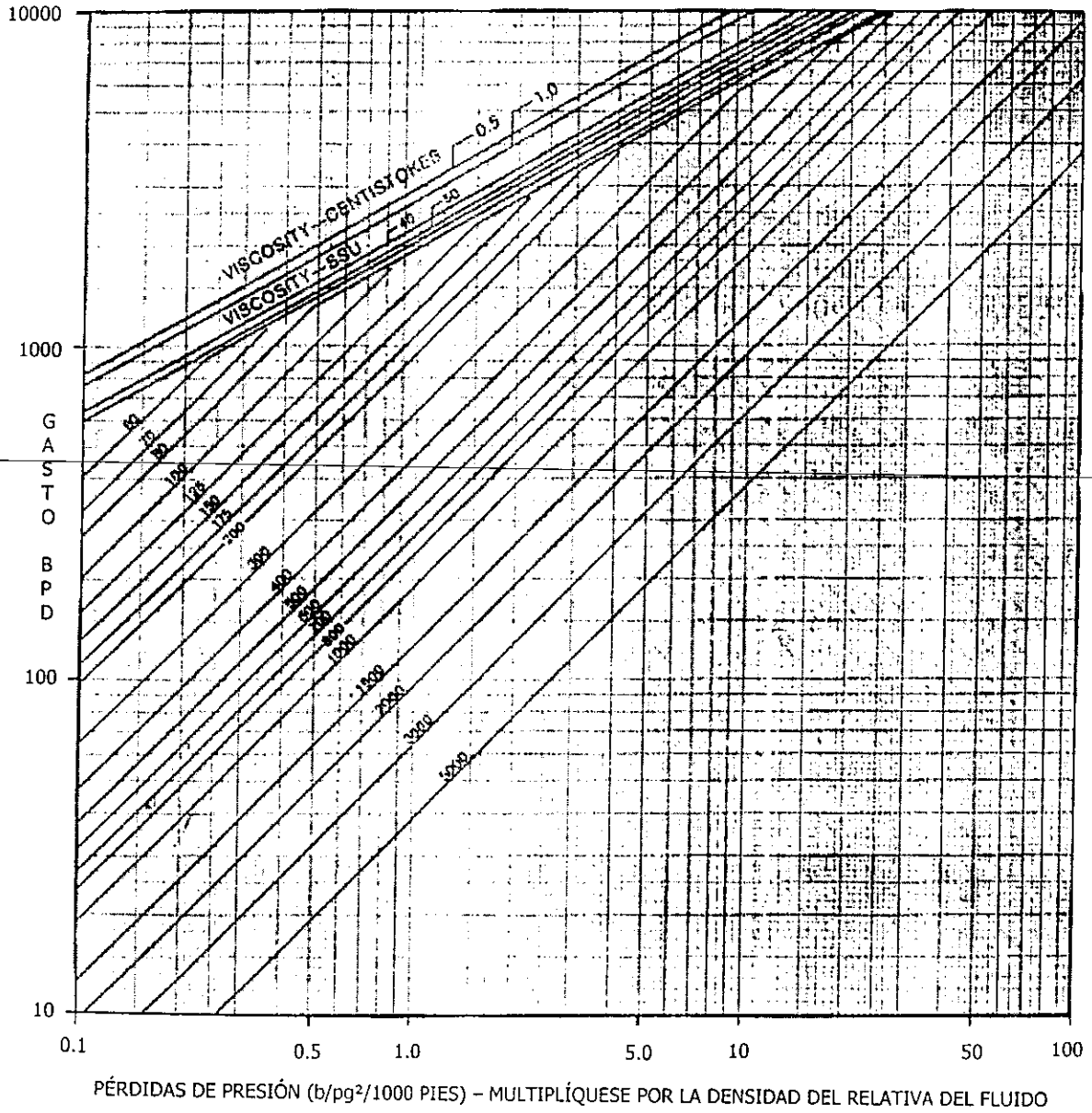
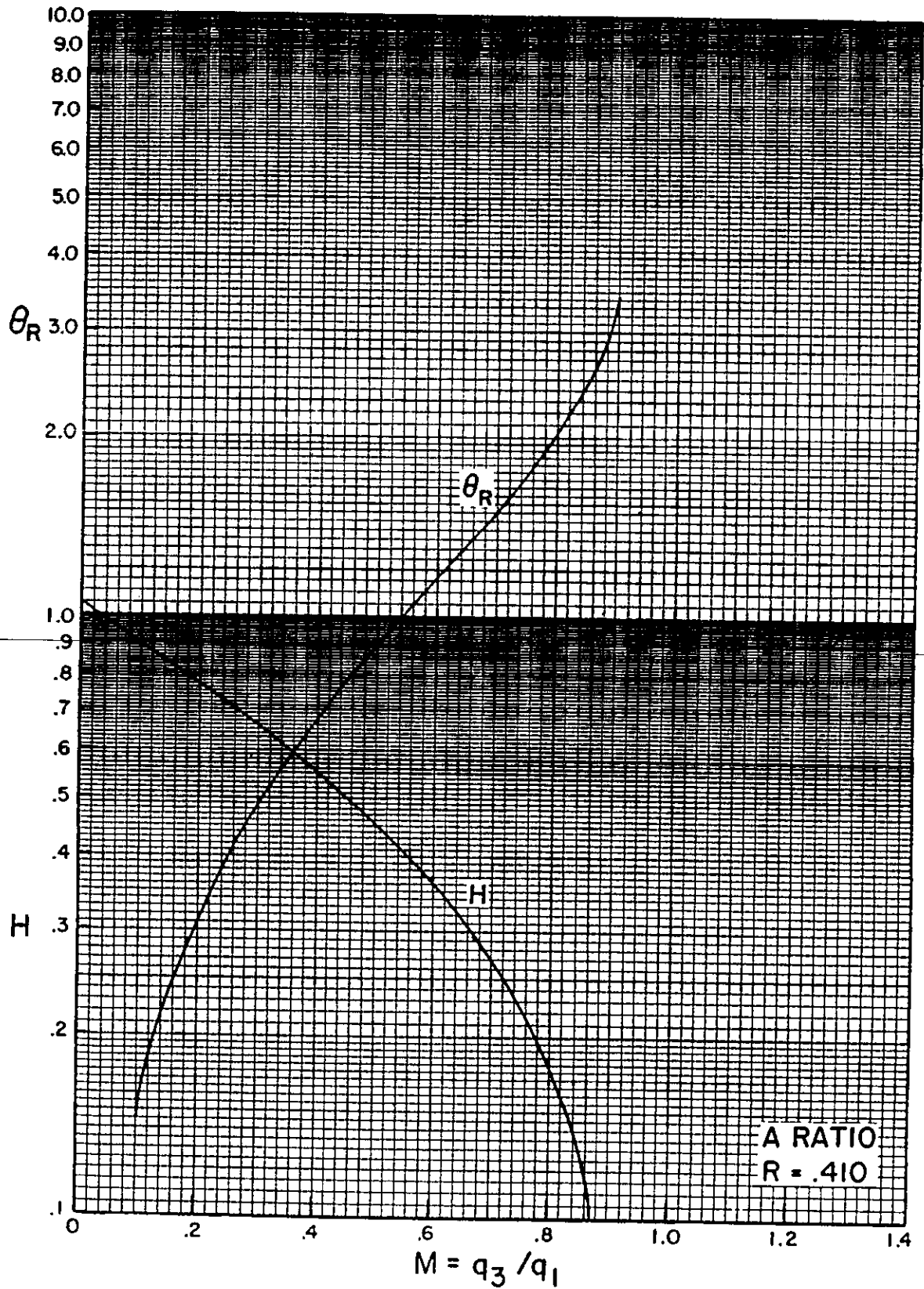


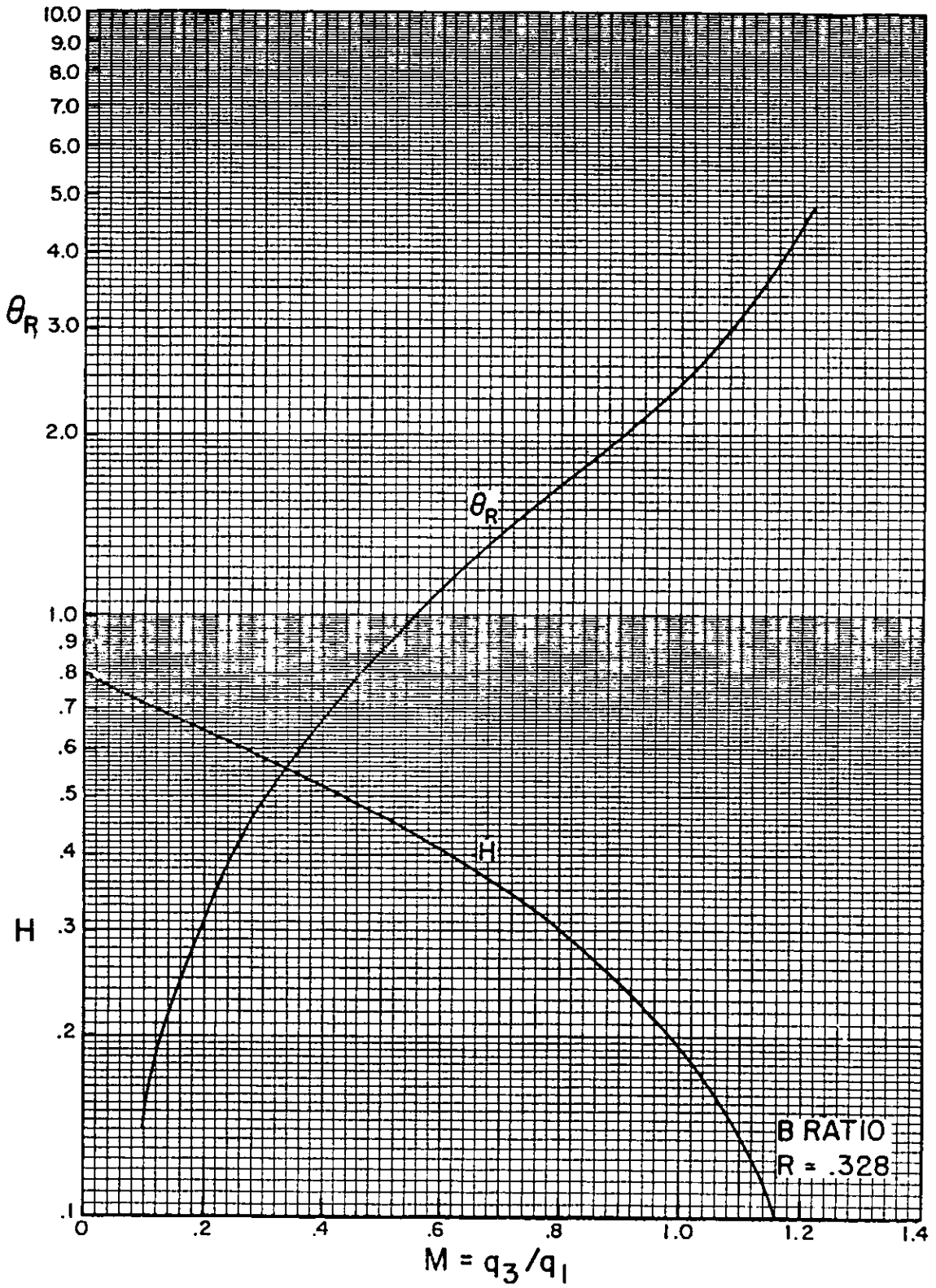
FIGURA C(5)

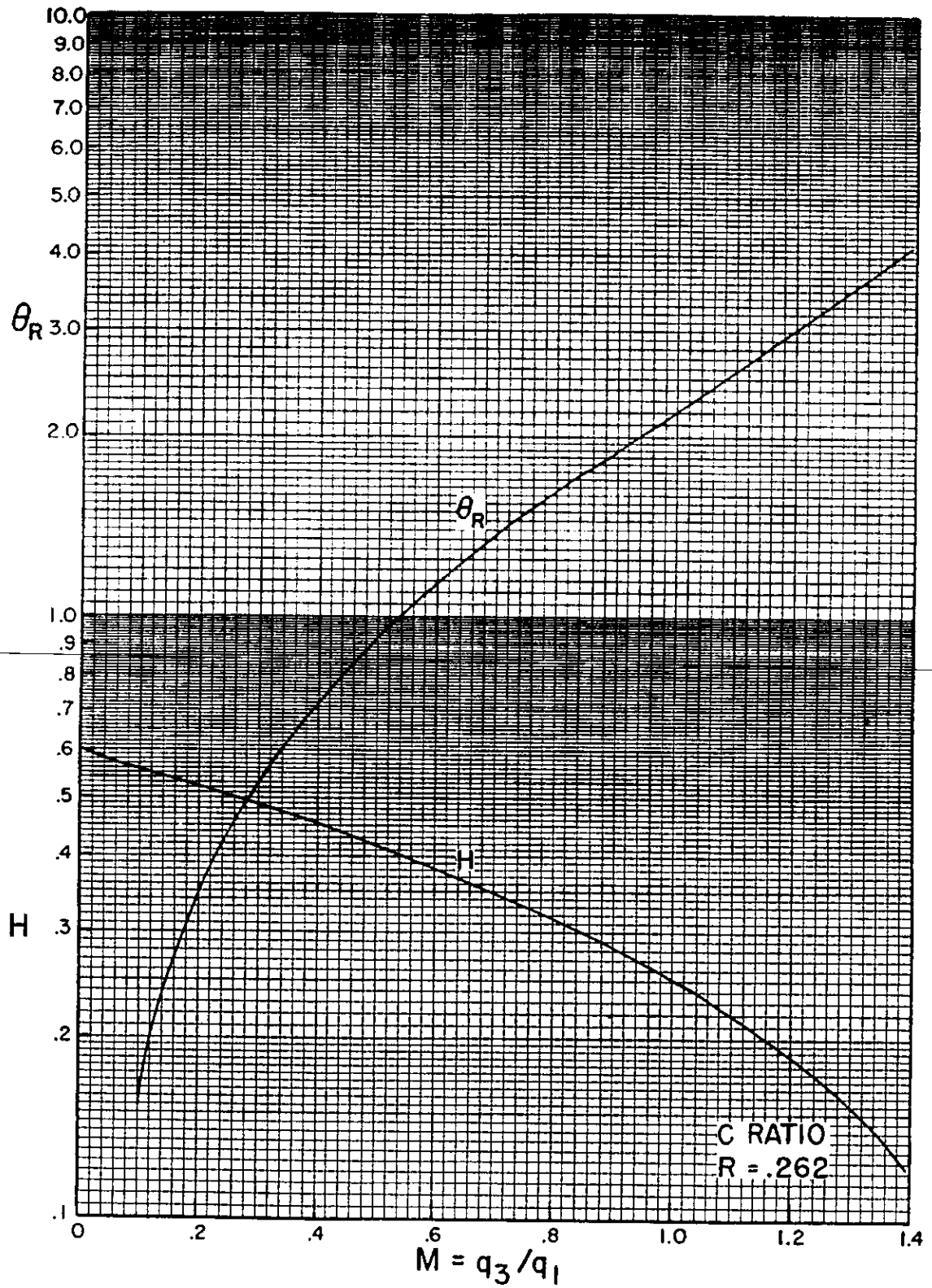


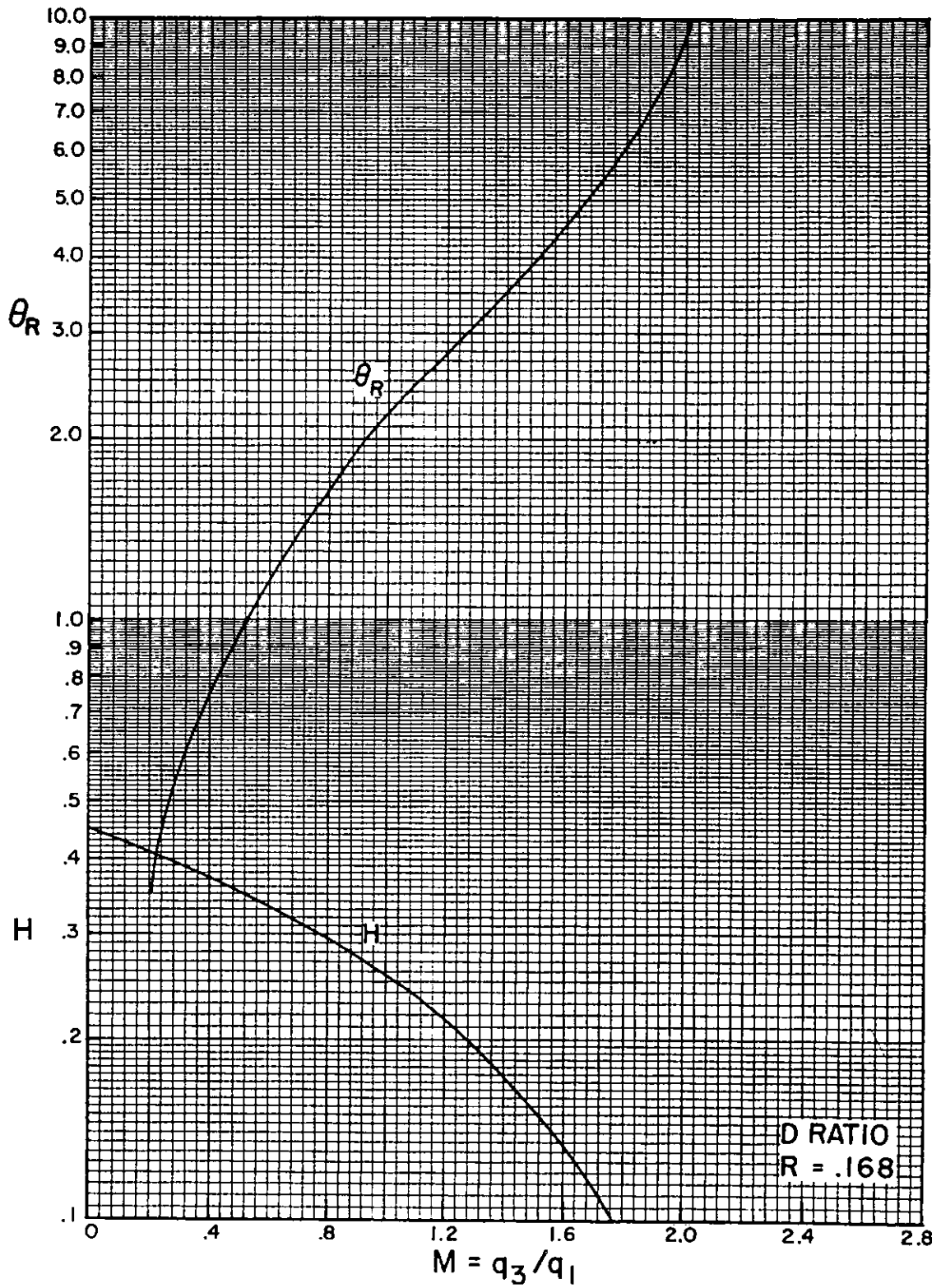
# APÉNDICE

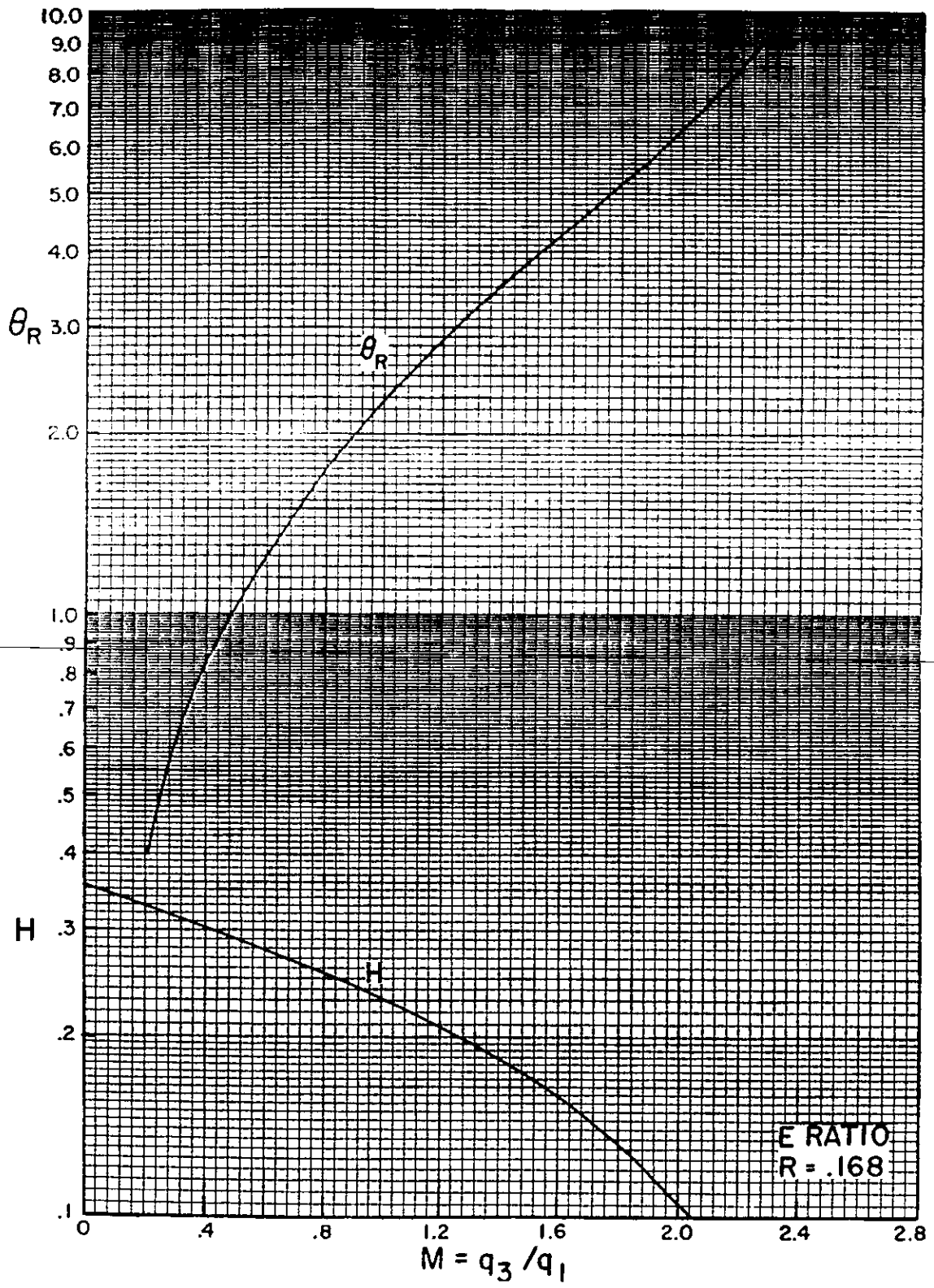
D











---

---

## REFERENCIAS

1. Brown, Kermit E. The technology of artificial lift methods Volume 2B.  
Petroleum Publishing Co. 1980.
2. Smart, Eddie E. Jet Pump Geometry Selection.  
Guiberson Division, Dresser Industries, Inc. Texas 1985.
3. Smart, Eddie E. Hydraulics Pumps offer Solution to World's Problems Wells.  
The American Oil & Gas Reporter, Guiberson Division, Dresser Industries, Inc. June 1989.
4. Clark, K. Michael. Hydraulic Lift Systems for Low Pressure Wells.  
Reprinted from Petroleum Engineer International, Guiberson Division Dresser Industries, Inc. February 1980.
5. Smart, Eddie E. & Petrie H.L. Jet Pumping Oil Wells.  
World Oil, November 1983.
6. Bell, C. Allen & Spisak, Charles D. Unique Hydraulic Lift System.  
Member AIME Continental Oil Co. SPE 4539; Copyright 1973.
7. Hydraulic Jet Pump. The most versatile downhole pump in the oil field.  
Trico Industries, Inc. Copyright 1990.
8. 1998 – 1999 Catalog of oilfield products.  
Trico Industries, Inc. Copyright 1997.
9. Training Manual. Hydraulic Pumping Systems.  
Trico Industries, Inc. Copyright June 1998.

10. Hal Petrie, Hydraulic Pumping Chapter 6, Trico Industries, Inc.
11. Coberly, C. J. Theory and application the of hydraulic oil well pumps.  
KOBEL Handbook, Kobe Inc. Calif.1961.
12. Oilmaster Hydraulic Pumping Systems.  
ARMCO Fluid Packed Pump.
13. Ramos Morales, Hermilo. Et. Al., Prueba Piloto de Bombeo Hidráulico Tipo Jet en el pozo Balam-91. Cd. Del. Carmen Campeche Julio 1999.
14. Gómez Cabrera, José Ángel. Apuntes de Producción de Pozos I.  
UNAM, Facultad de Ingeniería, 1986.
15. Guevara Corona, Guadalupe. Et. Al. Tesis: Modelo Computarizado para el diseño de instalaciones de bombeo hidráulico a chorro en pozos productores de aceite.  
UNAM, Facultad de Ingeniería, 1985.
16. Garaicochea Petrirena, Francisco. Transporte de hidrocarburos por ductos.  
Colegio de Ingenieros Petroleros de México, A.C; 1991.
17. Pérez Muñoz, Jesús Manuel. Jet un programa para diseño de instalaciones de Bombeo Hidráulico tipo Jet. Instituto Mexicano del Petróleo, División de Producción. Sept. 1992.
18. Bombeo Hidráulico, causas de fallas. Petróleo Interamericano. Noviembre 1965.